П. Н. АКСЕНОВ

ОБОРУДОВАНИЕ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

П. Н. АКСЕНОВ
д-р техн. наук проф.

ОБОРУДОВАНИЕ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

Издание 2-е,
переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и технология литейного производства»

“Библиотека Машиностроителя”
www.lib-bkm.ru



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1977

6П4.1
А42
УДК 621.74.06 : 658.2(075.8)

Рецензент кафедра «Автоматизация литейного производства» Московского высшего технического училища им. Н. Э. Баумана.

Аксенов П. Н.

А42 Оборудование литейных цехов. Учебник для машиностроительных вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977.

510 с. с ил.

В учебнике изложены теоретические основы рабочих процессов, описаны принципиальные схемы оборудования, а также рассмотрены вопросы выбора типов машин для различных условий производства.

Конструкции конкретных моделей машин и их технические характеристики описаны в выпущенном издательством в 1972 г. атласе, который является дополнением к данному учебнику.

Второе издание учебника подверглось значительной переработке с учетом развития новейшей техники литейного производства и оборудования.

А $\frac{31204\text{-}082}{038(01)\text{-}77}$ 082-77

6П4.1

© Издательство «Машиностроение», 1977 г.

ВВЕДЕНИЕ

История развития механизации литейного производства. Механизация литейного производства в мировой практике насчитывает всего каких-нибудь 50—70 лет. Началась она с создания примитивных формовочных машин, если не считать применявшихся в еще более раннее время простых подъемных кранов на формовке и лифтов для подъема шихты на колошниковую площадку вагранок.

В начале XX века механизация литейного производства во всех странах была на низком уровне. Литейные цехи работали на ступенчатом режиме работы. Характерным в этот период было применение формовочных машин с ручной набивкой, а также изредка гидравлических прессовых машин. Для приготовления формовочных материалов использовались простейшие машины (бегуны, сита, дезинтеграторы), а для очистки отливок — пескоструйные аппараты.

В 20-х годах появились и быстро распространились пневматические встряхивающие формовочные машины. Усложнялось и усовершенствовалось смесеприготовительное оборудование, появились пневматические выбивные устройства, оборудование для очистки отливок, совершенствовалась механизация транспорта шихтовых и формовочных материалов, отливок. Создавались и внедрялись в производство литейные конвейеры и поточный метод работы.

В нашей стране механизация литейного производства получила свое развитие в годы Советской власти, начиная с первой пятилетки индустриализации страны.

В дореволюционной России механизации литейного производства практически не было. Годовая мощность отдельных наиболее крупных литейных цехов не превышала 10 тыс. т литья.

Процесс развития механизации литейного производства в нашей стране можно разделить на следующие периоды.

1. Первоначальный период (с 1927 до 1941 г.). В этот период происходит невиданный для прежней России рост промышленности, создаются ее новые отрасли, строятся крупнейшие механизированные заводы. Строятся и пускаются литейные цехи, работающие на поточном режиме, с высокой степенью механизации, с конвейерами, с годовым выпуском до 100 тыс. т литья.

Параллельно с коренным перевооружением и механизацией литейного производства в СССР в этот период развертывается и изучение новой техники. Проводятся научно-исследовательские работы, разрабатываются теории рабочих процессов и методов расчета литейного оборудования, главным образом прессовых и встряхивающих формовочных машин. Начинает формироваться советская научная школа Московского высшего технического училища, основанная и возглавляемая д-ром техн. наук проф. Н. П. Аксеновым. Им же в рассматриваемый период впервые создается и в дальнейшем развивается курс оборудования литейных цехов как специальная дисциплина в машиностроительных вузах Советского Союза.

2. Период Великой Отечественной войны и послевоенного восстановления промышленности (1941—1950 гг.). В этот период советское литейное машиностроение становится самостоятельной отраслью промышленности. Восстановление заводов после войны было связано с большими работами по модернизации, расширению и дальнейшей механизации литейных цехов. Модернизируются старые и создаются новые типы и конструкции советских машин литейного производства. Укрепляется база для серийного изготовления таких машин.

Продолжается и углубляется разработка расчетно-теоретических вопросов по литейному оборудованию. Создаются основы теории рабочих процессов пескодувных машин, пескометов, дробеметных машин для очистки отливок, разрабатывается и углубляется методика их расчета и проектирования.

3. Период после 1950 г. Происходит дальнейшее развитие и рост механизации литейного производства в стране, появляются новые методы литья с целью получения отливок повышенной точности. Проектируются и создаются новые, усовершенствованные машины литейного производства. Ставится и реально осуществляется задача создания машин-автоматов и автоматических литейных линий, комплексно-автоматизированных участков и цехов. Углубляется и расширяется разработка теории и методов расчета машин литейного производства.

В 70-е годы интенсивно повышается уровень механизации отечественного литейного производства путем введения новейшего и кардинального обновления существующего парка оборудования.

Значение механизации литейного производства. Развитие и усовершенствование машиностроительной промышленности неизменно сопровождается прогрессивным уменьшением трудоемкости изготовляемых изделий. Поэтому важнейшей задачей на производстве является обеспечение систематического роста производительности труда.

В литейных цехах эта задача решается двумя путями:

1) применением новых технологических процессов, либо дающих непосредственное уменьшение трудоемкости изготовления отливок, либо позволяющих получить более точные отливки, что дает возможность уменьшить объем и, следовательно, трудоемкость и стоимость механической обработки литых заготовок в механосборочных цехах; однако применение новых технологических процессов в литейных цехах (под давлением, кокильного, центробежного, в оболочковые формы, по выплавляемым моделям, выжиманием и др.) ограничено по номенклатуре отливок и в целом по машиностроению может охватить лишь максимум 20—25% всего литья;

2) механизацией литейного производства, являющейся основным средством уменьшения трудоемкости получения отливок, применимым для наиболее широкой номенклатуры отливок. Кроме повышения производительности труда, механизация дает повышение точности и качества отливок и коренное улучшение условий труда.

Связь механизации литейных цехов с производительностью труда можно иллюстрировать, например, диаграммой (рис. 1), построенной на основании статистических данных. Как видно, средний уровень производительности труда P, выражающийся в выпуске годных отливок (т/год) на одного списочного работающего, возрастает с увеличением мощности цеха и одновременно степени механизации M, становясь для крупных высокомеханизированных цехов в 2—3 раза больше, чем для мелких маломеханизированных.

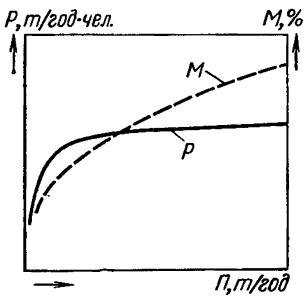


Рис. 1. Зависимость производительности труда P от мощности литейного цеха $П$ и степени механизации формовки

Поэтому в передовых индустриальных странах делают большие капиталовложения в механизацию и оборудование литейных цехов, что окупается увеличением производительности труда (экономией на трудозатратах), а также повышением точности отливок (экономией на сокращении объема механической обработки).

Основная доля трудоемкости изготовления отливок, а именно от 50 до 70%, приходится на формовку (с приготовлением формовочных смесей) и изготовление стержней. Следовательно, большое значение имеет механизация и автоматизация этих основных участков литейного цеха. Кроме того, в связи с тяжелыми санитарно-гигиеническими условиями труда первоочередной задачей является также механизация и автоматизация участков выбивки и очистки отливок.

Технологические основы проектирования высокопроизводительных рабочих машин-автоматов

Две стороны технологического процесса. При проектировании автоматических машин и линий решающее значение имеют прежде всего выбор технологического процесса, который закладывается в основу машины, и выбор принципиального типа машины.

Во всяком технологическом процессе можно различать две его стороны — качественную и организационную.

Качественная, или собственно технологическая сторона рабочего процесса определяется физикой и химией явлений, происходящих при его осуществлении. Она обусловливает получение продукции того или иного качества (точности получаемых отливок и чистоты поверхности, структуры и свойств металла в отливках, отсутствия в них внутренних дефектов и остаточных напряжений). Технологический характер выбираемого рабочего процесса является первичным фактором успеха, так как никакая механизация и автоматизация не может исправить неправильной технологии. Автомат, спроектированный на основе неправильного технологического процесса, будет давать сплошной брак. Поэтому выбору качественной стороны техно-

логического процесса при проектировании машин следует уделять самое серьезное внимание.

Однако имеется другая сторона технологического процесса, заключающаяся в его организации на машине в пространстве и во времени. От этого зависит производительность и работоспособность как самой машины, так и всего производственного потока в целом. Рассмотрим эту вторую, организационную сторону технологических процессов.

Расчленение технологического процесса. Технологический процесс можно расчленить на части, называемые операциями и переходами.

Операцией называется законченная часть процесса, выполняемая на отдельном рабочем месте или на машине. Примерами операций могут служить формовка, изготовление стержня, сборка формы.

Переходами называются простейшие технологические элементы, на которые может быть расчленен технологический процесс или его часть — операция. Каждый новый переход характеризуется получением нового технологического результата или качества. Так, при обработке на металлорежущих станках новый отдельный переход дает новую обработанную поверхность или новую часть ее. Например, сверление двух отверстий — это два отдельных перехода. Насыпка в опоку формовочной смеси из бункера, уплотнение смеси в опоке встряхиванием, подпрессовка, съем набитой опоки с модельной плиты — все это отдельные переходы операции формовки, например верхней опоки на формовочной машине.

Последовательные переходы данного рабочего процесса можно организационно выполнять на машине различным образом, располагая и комбинируя их по времени и размещая на рабочих органах машины, например, последовательно или одновременно, на одном рабочем месте машины или нескольких и т. д. При этом сама технология процесса, т. е. последовательность обработки, выполняемой над любым проходящим через машину объектом обработки, должна, разумеется, сохраняться одной и той же.

График выполнения во времени и в пространстве отдельных технологических элементов процесса, или переходов, называется циклограммой процесса или машины. Циклограмма отражает ту или иную организационную структуру технологического процесса, которой отвечает та или иная принципиальная схема агрегатирования машины, т. е. схема размещения и сочетания ее рабочих органов, или агрегатов.

Можно выделить три прогрессивных принципа построения организационной структуры рабочих процессов и соответственно три принципа агрегатирования машин в современном машиностроении: многопозиционной, многопоточной и многоинструментальной обработки.

Принцип многопозиционной обработки. Условимся рассматривать в дальнейшем только время, затрачиваемое рабочей машиной, а не обслуживающим ее персоналом, т. е. станкоемкость, а не трудоемкость процесса. Кроме того, все элементы про-

цесса, относящиеся к так называемому вспомогательному времени, затрачиваемому машиной, включим в общую сумму переходов процесса наравне с переходами машинного времени.

Представим себе, что объект обработки, или изделие, находится на машине в течение всего времени обработки на одном и том же рабочем месте (на одной позиции обработки) и над ним производятся по очереди все последовательные переходы процесса с помощью соответствующих агрегатов A_1, A_2, A_3 и A_4 машины (рис. 2).

Такая организационная структура процесса с разделением переходов по времени и совмещением их по месту называется однопозиционной и соответственно такие машины — однопозиционными.

При работе на однопозиционной машине затрата машинного времени на одно изделие, или штучное цикловое время $z_{шт}$, равно сумме времени Σz всех переходов.

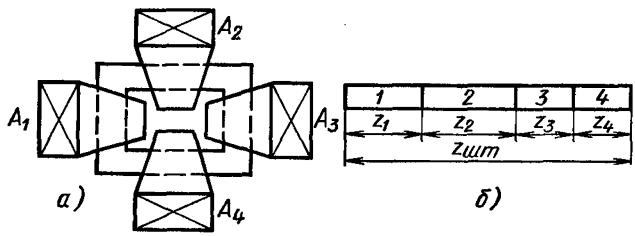


Рис. 2. Схема (*а*) и циклограмма (*б*) однопозиционной однопоточной машины

Если однопозиционная машина имеет только одно рабочее место и, следовательно, на ней одновременно обрабатывается только одно изделие, то такая машина называется однопоточной. Для нее штучное время равно также темпу, или ритму t выдачи машиной изделий.

Таким образом, для однопозиционной однопоточной машины имеем

$$z_{шт} = t = \sum z. \qquad (1)$$

Предположим теперь, что изделия, или объекты обработки, устанавливают в фиксирующие, или базирующие, приспособления, которые имеются на транспортирующем органе машины (например, на карусели или на транспортирующем конвейере другой формы) и с которых их не снимают до конца обработки. На этом транспортирующем органе изделия передвигаются от одной позиции обработки к другой, от этой второй позиции — к третьей, и так далее, до выхода из машины в готовом виде. При этом на каждой позиции над находящимися на них изделиями, без нарушения их первоначальной установки, выполняются стационарными агрегатами A_1, A_2, A_3 и A_4 одновременно переходы в порядке последовательности технологического процесса, и сами позиции расположены в той же последовательности (рис. 3).

Такая организационная структура процесса с разделением переходов по месту и совмещением их по времени называется многопозиционной, и соответственно такие машины — многопозиционными.

Приведенный на рис. 3 пример относится к многопозиционной машине с периодическим движением транспортирующего органа. Выполнение переходов на каждой позиции по этой схеме происходит во время стоянок карусели, а в промежутках транспортирующий орган перемещается на один шаг между позициями. Штучное время, или темп выпуска изделий при одном потоке, будет

$$z_{шт} = t = z_{max} + z_{тр}, \qquad (2)$$

где z_{max} — время наиболее продолжительного перехода; $z_{тр}$ — время перемещения транспортирующего органа между позициями.

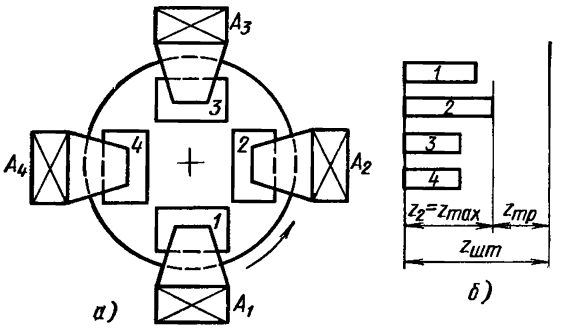


Рис. 3. Схема (*а*) и циклограмма (*б*) многопозиционной однопоточной машины с периодическим движением транспортирующего органа: *1, 2, 3, 4* — позиции

При хорошей расчленяемости технологического процесса на переходы приблизительно одинаковой продолжительности производительность такой многопозиционной машины будет значительно более высокой по сравнению с производительностью однопозиционной машины. Производительность будет тем большей, чем на большее число переходов расчленен процесс, т. е. чем больше число позиций m имеет машина. При идеальной расчленяемости процесса (разбивке его на переходы одинаковой продолжительности) штучное время составит

$$z_{шт} = t = \frac{\Sigma z}{m} + z_{тр}. \qquad (2а)$$

Если процесс плохо расчленяется и наравне с короткими переходами есть какой-либо переход очень большой продолжительности, то все другие переходы вынуждены ожидать конца его выполнения, и производительность будет низкой.

В многопозиционной машине стационарные рабочие агрегаты A_1, A_2, A_3, A_4 конструктивно размещаются порознь, обеспечивая хорошую допустимость для текущего обслуживания. Это создает условия для лучшей работоспособности и меньших внецикловых потерь времени по сравнению с однопозиционной машиной, где все рабочие агрегаты территориально должны быть сосредоточены на одном рабочем месте. Точно так же использование рабочих агрегатов в многопозиционной машине значительно увеличивается, потому что при каждой стоянке карусели работают сразу все агрегаты (в однопозиционной машине только поочередно).

Многопозиционные машины с периодическим движением транспортирующего органа используют для таких процессов, выполнение которых требует длительного контакта между орудием и объектом обработки. Для тех же процессов, которые можно выполнять на ходу, можно применять многопозиционные машины с непрерывным движением транспортирующего органа. В такой машине также имеется один комплект стационарных агрегатов, выполняющих отдельные переходы над изделиями одновременно с непрерывным транспортированием этих изделий. Позиции обработки в таком случае превращаются в некоторые зоны обработки. Примером таких процессов является уплотнение форм под пескометом, зачистка шлифовальным кругом плоскостей склейки стержней, устанавливаемых в кондукторах на вращающейся карусели, и т. п.

При равномерной выдаче изделий с машины шаг изделий на непрерывно вращающейся карусели должен быть постоянным. Если при этом в каждой зоне обработки должно находиться одновременно только одно изделие, то шаг соответствует зоне наиболее длительного перехода z_{max}, и штучное время, или темп выпуска изделий при одном потоке, будет

$$z_{шт} = t = z_{max}, \tag{3}$$

а при идеальной расчленяемости процесса на переходы одинаковой продолжительности

$$z_{шт} = t = \frac{\Sigma z}{m}, \tag{3а}$$

где m — число позиций.

Если же в зонах обработки могут находиться по несколько последовательно проходящих изделий, то шаг изделий на транспортирующем органе определяется чисто геометрически по габаритным размерам изделий и орудий обработки. В этом случае темп выдачи машиной изделий будет равен времени прохождения этого шага изделий транспортирующим органом.

Кроме более высокой производительности, многопозиционная машина с непрерывным транспортирующим движением имеет перед многопозиционной машиной с периодическим транспортирующим движением также преимущества благодаря большим возможностям форсирования.

Форсирование машины с периодическим движением транспортирующего органа возможно только путем ужесточения технологических режимов, т. е. выполнения переходов обработки за более короткие промежутки времени, соответственно с менее продолжительной стоянкой на позициях. При этом одновременно ужесточаются и динамические режимы работы при транспортировании.

При форсировании машины с непрерывным движением транспортирующего органа, хотя скорости движения его и увеличиваются, ужесточения динамических режимов не происходит, так как транспортирующее движение остается равномерным, без ускорений разгона и торможения. Что касается технологических режимов, то форсирование такой машины возможно в некоторых пределах и без

их ужесточения, путем расширения зон обработки за счет сокращения разрывов между позициями.

Однако машины с непрерывным движением хорошо сочетаются лишь с такими технологическими процессами, выполнение которых осуществимо на ходу, без наличия длительного контакта рабочего орудия с предметом обработки.

Для процессов же, требующих длительного контакта орудий с предметами обработки, конструкция таких машин значительно усложняется, так как рабочим агрегатам в этих случаях приходится придавать попеременно-возвратные челночные движения. Агрегат при

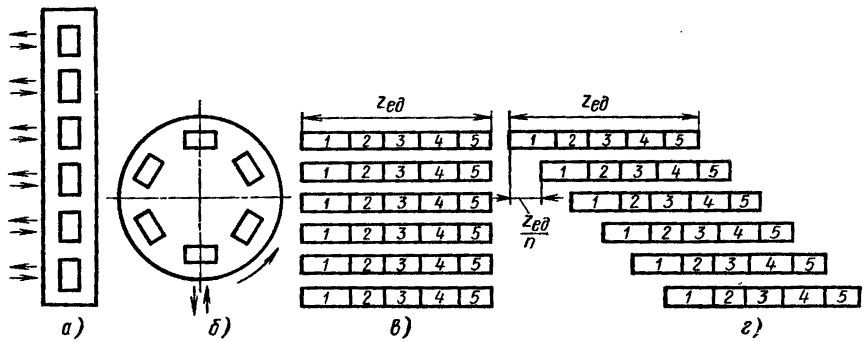


Рис. 4. Схемы многопоточной машины с однопозиционной обработкой в потоках с неподвижными (*а*) и вращающимися на карусели (*б*) агрегатами и циклограммы процессов без смещения (*в*) и со смещением (*г*) фаз циклов в потоках

выполнении своего перехода должен соединяться и двигаться вместе с транспортирующим органом машины, а затем быстро возвращаться в исходное положение.

Большинство технологических процессов в литейном производстве требует длительного контакта орудия с предметом обработки. Поэтому для них чаще применяют многопозиционные машины с периодическим транспортирующим движением, называемые также индексмашинами, или машинами с индексирующими столами.

Принцип многопоточной обработки. Многопоточная обработка заключается в том, что на машине одновременно обрабатывается n параллельных потоков, или ручьев, изделий соответственно на n рабочих местах, которые имеет машина. Многопоточные машины могут быть как однопозиционными, так и многопозиционными.

Однопозиционная n-поточная машина имеет n рабочих мест, оснащенных полным комплектом агрегатов, необходимых для выполнения всех переходов технологического процесса. Эти комплекты агрегатов, или рабочие места, представляющие собой единичные однопозиционные машины, могут быть расположены либо стационарно (рис. 4, *а*), либо помещены на непрерывно вращающемся столе — роторные машины (рис. 4, *б*).

В первом случае для снятия готовых изделий и установки новых очередных изделий рабочий или загрузочные устройства должны перемещаться вдоль фронта рабочих мест или единичных машин. В этом случае можно, однако, иметь и неподвижно расположенные загрузочные устройства, число их должно быть равным n — числу единичных машин, или комплектов агрегатов.

В случае роторных машин загрузка и снятие изделий с машины упрощаются и сосредоточиваются в одном месте.

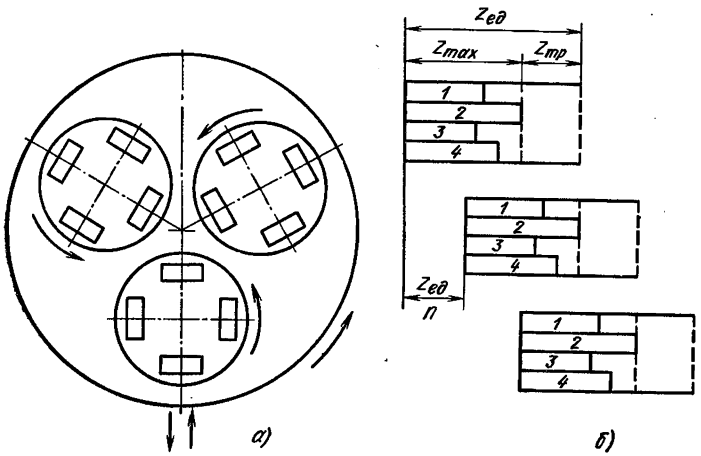


Рис. 5. Схема многопоточной машины с многопозиционными индексирующими столами в потоках (*а*) и циклограмма процесса (*б*)

Циклы последовательных переходов на отдельных n рабочих местах, или в n потоках, могут выполняться без сдвига фаз (рис. 4, *в*) или со смещением во времени (рис. 4, *г*). Работа со сдвигом фаз циклов в потоках характерна для схемы (рис. 4, *б*) расположения единичных машин на роторе.

Для многопоточной однопозиционной машины, очевидно, имеем

$$z_{шт} = t = \frac{z_{ед}}{n} = \frac{\Sigma z}{n}, \qquad (4)$$

где $z_{ед} = \Sigma z$ — продолжительность цикла единичной машины; n — число потоков.

На рис. 5 приведена схема трехпоточной машины с четырехпозиционными индекс-машинами в потоках. За время полного оборота карусели на индексирующих столах в каждом потоке выполняется один полный цикл, т. е. остановка и передвижение между позициями. При этом загрузка изделий на машину для обработки и снятие с нее готовых изделий могут быть сосредоточены территориально в одном месте. Циклы процесса в отдельных потоках равномерно смещены.

Можно представить себе также многопоточную машину, имеющую на общей непрерывно вращающейся карусели отдельные многопози-

ционные машины с непрерывно вращающимися столами (рис. 6). Здесь время полного оборота общей карусели равняется времени прохождения вращающимся столом единичной машины зоны инструмента с наиболее длительным переходом, т. е. шага изделий на столе единичной машины. Циклы в отдельных потоках равномерно смещены, загрузка и снятие изделий централизованы.

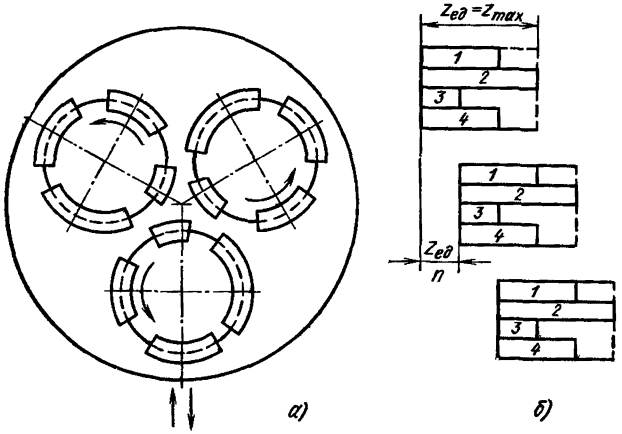


Рис. 6. Схема многопоточной машины с многопозиционными непрерывно вращающимися столами в потоках (*а*) и циклограмма процесса (*б*)

Штучное время, или темп работы многопоточной машины с многопозиционными индексирующими столами, в каждом потоке составляет

$$z_{шт}=t=\frac{z_{ед}}{n}=\frac{z_{max}+z_{тр}}{n}, \tag{5}$$

а при идеальной расчленяемости процесса в потоках на позиции равной продолжительности

$$z_{шт}=t=\frac{\frac{\Sigma z}{m}+z_{тр}}{n}. \tag{5а}$$

Для многопоточной машины с многопозиционными непрерывно вращающимися столами в каждом потоке

$$z_{шт}=t=\frac{z_{ед}}{n}=\frac{z_{max}}{n}, \tag{6}$$

а при идеальной расчленяемости процесса

$$z_{шт}=t=\frac{\Sigma z}{mn}, \tag{6а}$$

где m — число позиций.

Необходимо отметить, что многопозиционная и многопоточная обработки по сравнению с однопозиционной однопоточной обработкой могут дать увеличение производительности во столько раз, сколько имеется позиций обработки (при идеальной расчленяемости процесса и непрерывном транспортирующем движении) или же потоков обработки.

Принцип многопозиционной обработки имеет следующие преимущества: 1) не требуется умножения числа рабочих агрегатов в m раз, по числу позиций, в то время как при многопоточной обработке число агрегатов возрастает в n раз — по числу потоков; 2) в m раз возрастает степень использования рабочих агрегатов, чего не происходит при многопоточной однопозиционной обработке.

Тем не менее многопоточная схема имеет и свое преимущество перед многопозиционной, а именно: не требуется расчленяемости процесса на переходы приблизительно равной продолжительности, в то время как для эффективного применения многопозиционных схем это требование обязательно.

Принцип многоинструментальной обработки. Многоинструментальная обработка заключается в выполнении одновременно нескольких переходов на одной и той же позиции с помощью нескольких инструментов. Для такой обработки нужно, чтобы по технологической последовательности процесса было допустимо выполнять над изделием совмещаемые переходы одновременно. Точно так же рабочая машина по своей конструкции должна допускать одновременность выполнения этих работ.

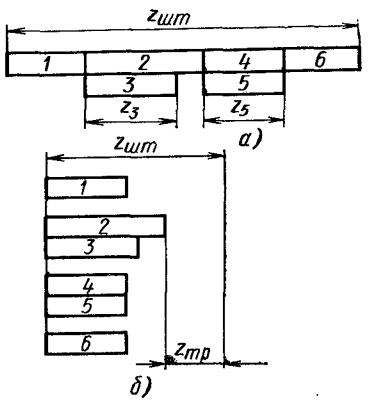


Рис. 7. Циклограммы процессов однопозиционной (*а*) и многопозиционной (*б*) обработки с одновременным выполнением групп переходов *2—3* и *4—5* многоинструментальными агрегатами

Многоинструментальную обработку можно применять как при однопозиционной, так и многопозиционной схеме. На рис. 7, *а* показана циклограмма процесса, состоящего из шести переходов, при выполнении его на однопозиционной машине, причем переходы *2—3* и *4—5* выполняются попарно одновременно, группами (парами) соответствующих инструментов (или агрегатов) машины, т. е. по принципу многоинструментальной обработки. Времена переходов *3* и *5*, таким образом, совмещаются полностью с временами переходов *2* и *4*. Вследствие этого производительность машины увеличивается. Штучное время и соответственно темп машины при одном потоке изделий

$$z_{шт} = t = \sum z - \sum z_{совм}, \qquad (7)$$

где $\Sigma z_{совм}$ — сумма времен совмещенных переходов.

Если все переходы процесса выполняются группами, в каждой по i переходов одновременно, то, очевидно,

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z}{i}, \tag{7а}$$

где i — коэффициент многоинструментальности, или же инструментальность процесса.

На рис. 7, *б* представлена циклограмма того же процесса, но выполняемого на многопозиционной машине с индексирующим столом с одновременным выполнением групп переходов *2—3* и *4—5* многоинструментальными агрегатами. Штучное время и темп для такой машины при идеальной расчленяемости процесса будут составлять

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z - \Sigma z_{\text{совм}}}{m} + z_{\text{тр}}, \tag{8}$$

а при разделении всех переходов на группы, по i одновременно выполняемых на каждой позиции,

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z}{mi} + z_{\text{тр}}. \tag{8а}$$

Наконец, если многоинструментальную обработку применяют для многопозиционной схемы с непрерывным движением транспортирующего органа, то при идеальной расчленяемости процесса

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z - \Sigma z_{\text{совм}}}{m}. \tag{9}$$

Если же дополнительно к этому еще возможно выполнение всех переходов группами, по i одновременно выполняемых на каждой позиции, то

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z}{mi}. \tag{9а}$$

Число позиций многопозиционной многоинструментальной машины уменьшается на число совмещаемых переходов, а при инструментальности, равной i по всему процессу, число позиций сокращается в i раз.

Многоинструментальная обработка как однопозиционная, так и многопозиционная может быть применена и в потоках многопоточных машин. При этом в случае идеальной расчленяемости многопозиционных процессов на переходы одинаковой продолжительности получаются следующие выражения для штучного времени, или темпа работы машины.

1. Для однопозиционной n-поточной и многоинструментальной обработки

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z - \Sigma z_{\text{совм}}}{n}, \tag{10}$$

а при i-инструментальной обработке сплошь по всему процессу

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z}{ni}. \tag{10а}$$

2. Для m-позиционной n-поточной обработки с многопозиционными индексирующими столами в каждом потоке и частичной многоинструментальной обработкой

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\frac{\Sigma z - \Sigma z_{\text{совм}}}{m} + z_{\text{тр}}}{n}, \tag{11}$$

а при i-инструментальной обработке по всему процессу

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\frac{\Sigma z}{mi} + z_{\text{тр}}}{n}. \tag{11а}$$

3. Для m-позиционной n-поточной обработки с многопозиционными непрерывно вращающимися столами в каждом потоке и частичной многоинструментальной обработкой

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z - \Sigma z_{\text{совм}}}{mn}, \tag{12}$$

а при i-инструментальной обработке по всему процессу (на всех позициях)

$$z_{\text{шт}} = t = \frac{\Sigma z}{mni}. \tag{12а}$$

Общая классификация рабочих машин. Общая классификация рабочих машин по признаку организационной структуры процесса или принципов агрегатирования приведена в табл. 1.

Рабочие машины можно разделить по признакам: 1) позиционности — на классы I, II и III; 2) поточности — на группы А и В; 3) инструментальности обработки — на подгруппы 1 и 2. Марка машины этой классификации обозначается тремя индексами, включающими класс, группу и подгруппу; например, IA1, IIIB2 и т. п.

В табл. 1 приведены эти обозначения, а также выражения для темпа работы машин t при идеальной расчленяемости процесса на переходы равной продолжительности в многопозиционных машинах и возможности i-инструментальной обработки по всему рабочему процессу.

Из изложенного следует, что применение как принципа многопозиционной обработки, так и принципов многопоточной и многоинструментальной обработки дает возможность получить более высокую производительность процессов и машин, и поэтому все эти принципы следует использовать при проектировании.

В литейном производстве принцип многоинструментальной обработки ограничен выполняемыми технологическими процессами. Кроме того, применение высокопроизводительных схем многопоточных многопозиционных машин к основному переделу литейного производства — изготовлению литейной формы приводит к достаточно сложным и громоздким конструкциям. Они целесообразны главным образом для автоматизации таких процессов, как зачистка заливов и базовых мест на отливках, особенно в условиях массового производства.

Таблица 1

Общая классификация рабочих машин по организационной структуре процесса

Группа (поточность)	Подгруппа (инструментальность)	Классы (позиционность)		
		I однопозиционные	II с индексирующим столом	III с непрерывно движущимся столом
А (однопоточные	1 Одноинструментальные	IA1 $t=\Sigma z$	IIA1 $t=\frac{\Sigma z}{m}+z_{тр}$	IIIA1 $t=\frac{\Sigma z}{m}$
	2 Многоинструментальные	IA2 $t=\frac{\Sigma z}{i}$	IIA2 $t=\frac{\Sigma z}{mi}+z_{тр}$	IIIA2 $t=\frac{\Sigma z}{mi}$
В (многопоточные)	1 Одноинструментальные	IB1 $t=\frac{\Sigma z}{n}$	IIB1 $t=\frac{\frac{\Sigma z}{m}+z_{тр}}{n}$	IIIB1 $t=\frac{\Sigma z}{mn}$
	2 Многоинструментальные	IB2 $t=\frac{\Sigma z}{ni}$	IIB2 $t=\frac{\frac{\Sigma z}{mi}+z_{тр}}{n}$	IIIB2 $t=\frac{\Sigma z}{mni}$

Примечание. m — число позиций; n — число потоков; i — число одновременно работающих инструментов; Σz — сумма времени всех переходов процесса; $z_{тр}$ — время пробега индексирующего стола между позициями.

В качестве одного из целесообразных вариантов сочетания многопозиционной и многопоточной обработки можно также привести случай многопозиционной обработки на индекс-машине, одна из позиций которой имеет очень продолжительное время перехода, несоизмеримое с продолжительностью переходов на других позициях. Эта лимитирующая позиция индекс-машины заменяется внешней многопоточной роторной машиной, дающей возможность сократить задолженность данной позиции в несколько раз.

Большинство технологических процессов основного формовочного передела литейного производства требует длительного контакта орудия с предметом обработки. Поэтому для автоматизации изготовления литейных форм и стержней чаще всего применяются многопозиционные машины с индексирующими столами. Эти машины оказываются достаточно высокопроизводительными для современного уровня технического развития и организации машиностроения и удобно встраиваются в автоматические линии.

Выбор технологического процесса. Технологический процесс, закладываемый в основу проектируемой автоматической машины или линии, должен прежде всего обеспечивать необходимое качество получаемых отливок, о чем уже говорилось ранее. Помимо этого, целесообразность выбора и приспособленность технологического

процесса для автоматизированного производства необходимо оценивать по следующим факторам: 1) общему удельному объему и продолжительности работ; 2) условиям труда; 3) расчленяемости на элементы малой и, по возможности, одинаковой продолжительности; 4) длительности контакта между орудием и объектом обработки.

Как механизация, так в особенности и автоматизация должны базироваться не на старом, а на улучшенном, рационализированном технологическом процессе. Можно привести ряд примеров из практики современного литейного производства, когда механизация и автоматизация тех или иных работ стали возможны только после разработки принципиально новых технологических процессов или их элементов. Так, например, применение быстро упрочняющихся стержневых связующих типа фурановых смол позволяет изготовлять оболочковые стержни на автоматических машинах с отверждением в оснастке непосредственно на участке формовки и сборки форм и др.

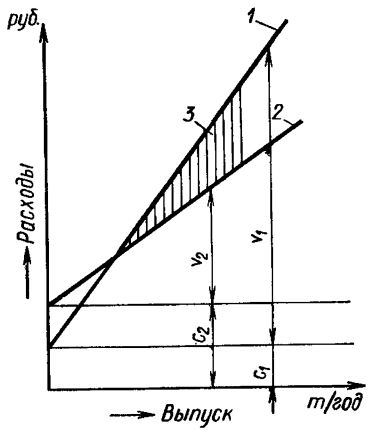


Рис. 8. Влияние степени механизации на экономику производства [138]:

1 — малая степень механизации; *2* — более высокая степень механизации: *3* — выигрыш в годовых затратах

Следует также особо отметить, что экономически оправдывается не всегда наивысшая степень механизации и автоматизации, а некоторая наименьшая, оптимальная для данных условий ее степень. Чем больше степень механизации, тем больше стоимость основных средств, которая списывается в течение определенного промежутка времени и ложится некоторой постоянной долей на суммарную себестоимость выпуска, независимо от объема производства, в некотором его интервале (рис. 8). Однако, чем больше степень механизации, тем менее круто поднимается с ростом выпуска продукции линия переменных расходов v, в которую входит и оплата обслуживающего персонала.

Суммарные затраты $c + v$ при малом выпуске получаются при малой степени механизации меньшими, чем при слишком большой степени механизации, нерентабельной для такого малого выпуска продукции. Наоборот, при большом выпуске экономически оправдывается высокая степень механизации. Таким образом, для каждого проектируемого цеха, линии, участка должна быть выбрана надлежащая, оптимальная степень механизации, дающая наибольший экономический эффект.

Раздел первый

ФОРМОВОЧНОЕ И СТЕРЖНЕВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Глава I

КЛАССИФИКАЦИЯ ФОРМОВОЧНЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МАШИН

В современном литейном производстве для изготовления литейных форм и стержней часто применяют машины одних и тех же типов. Поэтому будем рассматривать формовочные и стержневые машины совместно.

Формовочные и стержневые машины механизируют как процесс уплотнения форм и стержней, так и процесс извлечения модели из формы или стержня из стержневого ящика. В соответствии с этим их можно классифицировать по методам: 1) уплотнения формовочной смеси; 2) извлечения модели из формы; 3) приведения в действие машины (по роду привода).

По методу уплотнения формовочной смеси формовочные и стержневые машины делят на следующие основные типы: 1) прессовые; 2) встряхивающие; 3) пескодувные; 4) пескометы.

Эту классификацию берем за основу дальнейшего рассмотрения формовочных и стержневых машин.

По методу извлечения модели из формы формовочные и стержневые машины делятся на следующие типы: 1) со штифтовым подъемом; 2) с протяжкой модели; 3) с поворотом формы на 180°.

Машины со штифтовым подъемом (рис. 9). После уплотнения смеси опока снимается с модельной плиты при помощи четырех штифтов, расположенных по ее углам. Модельная же плита с моделью остается на столе машины, на котором она укреплена.

Кромки формы вокруг модели, обозначенные на рис. 9 через x, при съеме опоки находятся на весу и при высоких стенках модели

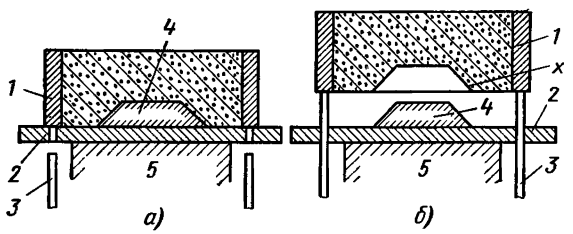


Рис. 9. Схема штифтового подъема:

а и *б* — последовательные положения; *1* — опока; *2* — модельная плита; *3* — подъемные штифты; *4* — модель; *5* — стол машины

могут обваливаться под действием как собственного веса смеси, так и сил сцепления смеси с моделью. Поэтому штифтовой подъем применяется только для формовки простых по конфигурации и низких, хорошо вынимающихся из формы моделей.

Машины с протяжкой модели (рис. 10). При съеме опоки болваны смеси x между высокими и близко расположенными ребрами модели под действием веса и сцепления с моделью

легко могут обвалиться. Во избежание этого ребра модели выполняют проваливающимися, или протяжными. Сначала ребра проваливаются вниз через прорезы в модельной плите, после чего опоку снимают с оставшейся невысокой части модели, поднимая штифтами.

Благодаря тому что болваны *х* при протяжке ребер модели имеют поддержку, они не обваливаются. Поэтому протяжку применяют при формовке высоких, трудно вынимаемых моделей.

Протяжка может быть осуществлена и при помощи штифтового подъема (рис. 11). В таком случае опока находится на особой протяжной плите, имеющей вырез по контуру модели. После уплотнения смеси опока с протяжной плитой снимается штифтами с модели.

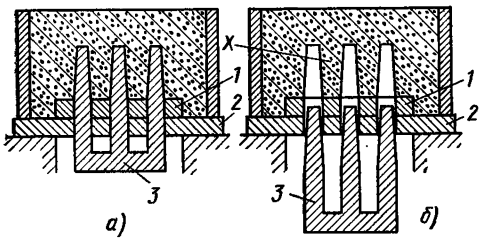


Рис. 10. Схема протяжки с проваливающейся моделью:

а и *б* — последовательные положения; *1* — неподвижная часть модели; *2* — модельная плита; *3* — проваливающаяся (протягивающаяся) часть модели

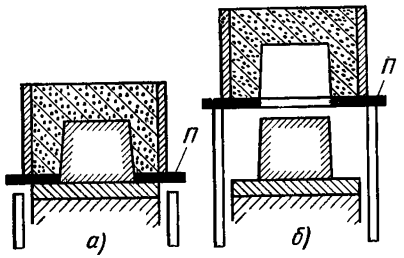


Рис. 11. Схема протяжки модели с помощью штифтового подъема:

а и *б* — последовательные положения; *П* — протяжная плита

Протяжная плита при этом поддерживает опасные кромки формы *х*. При такой схеме не требуется наличия свободного места под столом машины. Поэтому ее чаще применяют в современных прессовых и встряхивающих машинах, в которых место под столом машины занято прессовым или встряхивающим цилиндром.

Выполнение выреза в протяжной плите точно по контуру модели — трудоемкая и кропотливая работа. Вырез должен быть сделан с зазором относительно модели в 0,1—0,2 мм и обычно еще с заливкой баббитом. Поэтому для упрощения часто его выполняют по упрощенному контуру, очерченному вокруг контура модели, несколько отступя от него.

Машины с поворотом формы на 180°. Принцип действия этих машин заключается в том, что уплотненная форма или стержневой ящик с набитым стержнем переворачивается на 180°, после чего в таком перевернутом положении форма или стержень опускается на стол приемного устройства.

На практике применяют три конструктивные схемы машин: с поворотной плитой (рис. 12), с перекидным столом (рис. 13) и с поворотом всего корпуса машины — поворотные (рис. 14).

Способ вынимания и относительное положение модели и формы во всех этих схемах одинаковы. Для вытяжки модели из формы должно быть осуществлено относительное вертикальное перемеще-

ние модельной плиты и формы. В машинах с поворотной плитой в одних конструкциях для этого приемное устройство перемещается по высоте, а модельная плита вместе с поворотной плитой остаются неподвижными. В других конструкциях, наоборот, поворотная

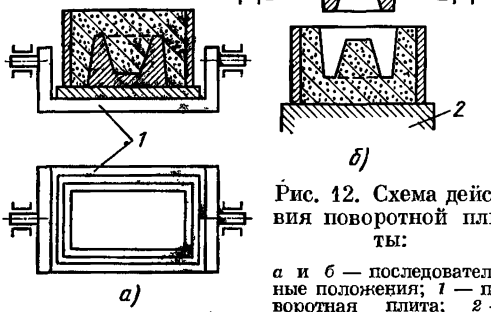


Рис. 12. Схема действия поворотной плиты:

а и *б* — последовательные положения; *1* — поворотная плита; *2* — приемное устройство

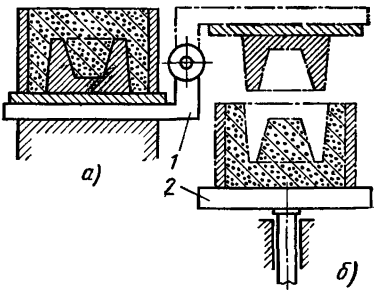


Рис. 13. Схема действия перекидного стола:

а и *б* — последовательные положения; *1* — перекидной стол; *2* — приемный стол

плита вместе с модельной плитой поднимаются, а форма остается на неподвижном приемном столе. В машинах с перекидным столом ось поворота перекидного стола обычно не перемещается по высоте. Поэтому приемное устройство передвигается по вертикали и опока

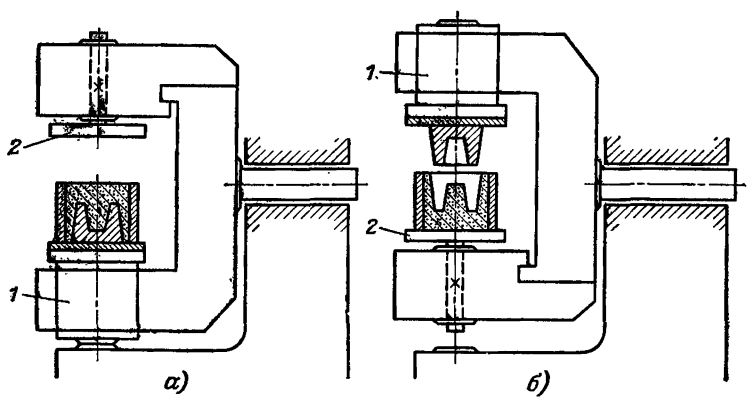


Рис. 14. Схема поворотной машины:

а и *б* — последовательные положения; *1* — встряхивающе-прессовый механизм; *2* — прессовая плита

при вытяжке модели опускается на нем. В поворотных машинах (см. рис. 14) корпус машины вместе со встряхивающим и прессовым механизмом и уплотненной формой поворачивается на 180°, после чего модель вытягивается вверх при обратном ходе прессового механизма, а форма остается на прессовой плите, с которой и удаляется.

Формовочные машины с поворотом формы на 180° (см. рис. 12—14) следует применять, когда форма или стержень имеет массивные и высокие, трудно вынимаемые болваны. При других способах вынимания модели эти болваны, находясь на весу, могут обваливаться.

Машины с поворотом формы на 180° при прочих равных условиях имеют вдвое большее число ходов на операции извлечения модели. Поэтому они менее производительны, чем машины со штифтовым подъемом или с протяжкой модели, и их следует применять лишь в тех случаях, когда они технологически необходимы. Большей частью (но не всегда) они бывают нужны для формовки нижних опок и обычно не нужны для формовки верхних опок, так как в них, во избежание обвалов при сборке и заливке, не располагают тяжелых и сырых болванов. Для нижних опок машины с поворотом формы на 180° удобны также тем, что они выдают полуформы разъемом вверх, т. е. в рабочем для сборки положении.

По методу приведения в действие (по роду привода) силовые формовочные и стержневые машины (т. е. имеющие не ручной, а механизированный привод) делятся на следующие типы: 1) пневматические; 2) гидравлические; 3) механические; 4) электромагнитные.

Гидравлический привод был первым силовым приводом формовочных машин. Привод был групповым, от водонапорной сети с давлением ≈ 50 ат. По сравнению с пневматическим приводом, распространившимся позднее, в 30-х годах (избыточное давление воздуха в сети 5—7 ат), гидравлический привод имел преимущества: компактность рабочих цилиндров машин и плавность хода.

С развитием механизации литейного производства пневматический привод быстро вытеснил гидравлический привод формовочных машин. Это произошло главным образом потому, что сжатый воздух потребовался для ряда других механизмов и машин, появившихся в литейном производстве, и в цехе проще было иметь одну универсальную силовую пневматическую сеть. Пневматический привод машин наиболее распространен и в современном литейном производстве.

Однако в настоящее время в связи с широким применением прессования литейных форм под высоким давлением и автоматизицией формовки гидравлический привод вновь находит применение, но уже в новой модификации, а именно, в виде индивидуального масляного гидропривода. Индивидуальный гидравлический привод реализует все преимущества гидравлики высокого давления в отношении компактности механизмов и плавности хода и в то же время в нем нет недостатков старого группового гидропривода (сложность разветвленной сети, течь воды, опасность замерзания в зимнее время).

Пневматический привод остается единственным приводом только для встряхивающих и пескодувных формовочных и стержневых машин.

Механический привод от электродвигателя не применяется на прессовых и встряхивающих машинах. Для рабочих органов этих машин необходимо сравнительно медленное прямолинейное движение. Электродвигатель же сообщает быстрое вращение, требующее

дополнительного устройства редукторов для его преобразования, что усложняет конструкцию машины. Единственная формовочная и стержневая машина, где механический привод от электродвигателя является наилучшим, — это пескомет. Здесь для приведения в действие ротора метательной головки как раз требуется быстрое вращательное движение, и вал ротора пескомета соединяется непосредственно с валом электродвигателя без всяких передач.

Электромагнитный привод иногда применяют для прессовых механизмов формовочных машин. В этом случае стол машины соединяется с сердечником, который перемещается по вертикали, втягиваясь внутрь катушки при пропускании по ней электрического тока. Электромагнитный привод в настоящее время хотя и не нашел в практике широкого применения, но представляет интерес в отношении расхода электроэнергии: он должен быть весьма экономичным, потому что в нем электроэнергия непосредственно преобразуется в механическое движение рабочих органов машины.

Глава II

ПРЕССОВЫЕ ФОРМОВОЧНЫЕ МАШИНЫ

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ КАК ДЕФОРМИРУЕМОГО МАТЕРИАЛА

Состояние предельного равновесия формовочной смеси при уплотнении

Формовочные и стержневые смеси по характеру физических свойств представляют собой сложные дисперсные тела, или системы, и обладают сыпучестью, связностью, пластичностью, вязкостью, текучестью, упругостью. Однако в различных условиях эти их свойства проявляются в различной степени. Поэтому нельзя предложить единую универсальную физическую модель формовочной смеси для всех случаев.

В условиях уплотнения на прессовых формовочных машинах формовочные смеси обычного типа можно рассматривать в первом приближении как связные сыпучие тела. Уплотнение их происходит при достижении ими так называемого состояния предельного равновесия и заключается во взаимном передвижении зерен с внедрением в промежутки между соседними зернами.

При двухосном напряженном состоянии сжатия изотропного твердого тела нормальное и касательное напряжения на косой площадке mn (рис. 15) составляют

$$\left.\begin{aligned}\sigma_\alpha &= \sigma_1 \cos^2\alpha + \sigma_2 \sin^2\alpha;\\ \tau_\alpha &= \frac{\sigma_1-\sigma_2}{2}\sin 2\alpha,\end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

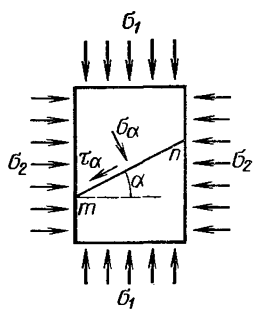


Рис. 15. Напряжения по косой площадке при двухосном сжатии

где σ_1 — наибольшее, а σ_2 — наименьшее главное напряжение.

Соотношениям (13) соответствует круг напряжений Мора, приведенный на рис. 16. Нормальные сжимающие напряжения откладываются вправо по оси абцисс, а касательные напряжения — вверх по оси ординат. По свойству круга напряжений координаты любой его точки A, находящейся на радиусе с центральным углом 2α, соответствуют напряжениям σ_α и τ_α на косой площадке mn, имеющей угол наклона α к главной площадке (с напряжением σ_1).

Пределом нагружения является прочность материала данного твердого изотропного тела.

Для сыпучего тела схема напряжений (см. рис. 15) и величина этих напряжений (13) остаются теми же. Однако сыпучее тело выдерживает только такие касательные напряжения, которые не превышают внутреннего трения $\sigma \operatorname{tg} \varphi$ по площадке сдвига. Поэтому мак-

симально возможное нагружение сыпучего тела лимитируется углом внутреннего трения φ, в пределах которого может располагаться (но за него не может выходить) круг напряжений (рис. 17).

Нетрудно видеть, что в точке M касания круга с лучом, проведенным из начала координат под углом φ к оси абсцисс, имеет место максимально возможное развитие касательных напряжений (по отношению к нормальным) и достижение их предельной величины $\tau_m = \sigma_m \operatorname{tg} \varphi$. При достижении этого условия в массиве сыпучего тела образуется сразу множество таких площадок сдвига с углом обрушения $\vartheta = 45° + \frac{\varphi}{2}$ к главной площадке; происходит деформация сыпучего тела во всем массиве и сопутствующее ей уплотнение.

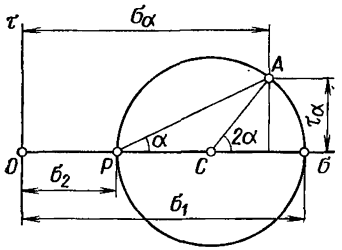


Рис. 16. Круг напряжений для изотропного твердого тела при двухосном сжатии

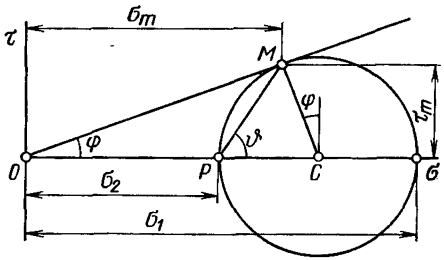


Рис. 17. Круг напряжений для сыпучего тела при двухосном сжатии

Такое состояние сыпучего тела носит название состояния предельного равновесия.

При нагружении сыпучего тела сжимающим напряжением σ_1 в нем возникает боковое давление на стенки сосуда, содержащего это тело. Боковое давление, очевидно, эквивалентно меньшему главному напряжению σ_2 при данном большем главном напряжении σ_1. Из геометрических соотношений согласно рис. 17 следует, что боковое давление составляет

$$\sigma_2 = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \sigma_1 = m\sigma_1, \qquad (14)$$

где m — коэффициент сыпучести Ренкина; $m = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi}$.

Формовочные смеси принадлежат к связным сыпучим телам; они отличаются от несвязных сыпучих тел тем, что обладают, кроме внутреннего трения, еще и сцеплением. В связном сыпучем теле максимальные касательные напряжения могут быть больше внутреннего трения на величину сдвигового сцепления k:

$$\tau = \sigma \operatorname{tg} \varphi + k. \qquad (15)$$

Для построения круга напряжений при двухосном сжатии для связного сыпучего тела к нормальным напряжениям от внешней нагрузки, в том числе к главным напряжениям, добавляется еще

напряжение всестороннего сжатия $k/\mathrm{tg}\,\varphi$, соответствующее сдвиговому сцеплению, как показано на рис. 18.

Напряжения σ_α и τ_α по косой площадке для связного сыпучего тела также определяются формулами (13).

Предел нагружения связного сыпучего тела также ограничивается лучом, проведенным под углом внутреннего трения φ к оси абсцисс, но исходящим теперь уже не из начала O, а из нового начала O', с учетом величины всестороннего сжатия $k/\mathrm{tg}\,\varphi$. Точка M касания круга напряжений с этим лучом по-прежнему будет соответствовать максимальному развитию касательных напряжений по отношению к нормальным напряжениям, или достижению условия (15). Таким образом, точка M (и соответствующая ей точка M' для отрицательных τ) характеризует состояние предельного равновесия связного сыпучего тела.

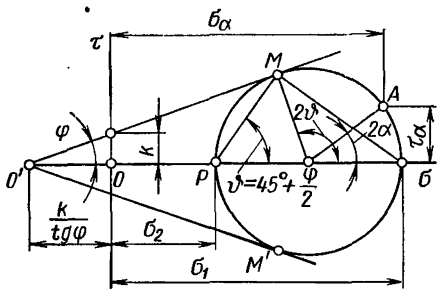


Рис. 18. Круг напряжений для связного сыпучего тела при двухосном сжатии

Из простых геометрических соотношений для состояния предельного равновесия связного сыпучего тела можно получить следующие соотношения:

$$\sigma_2 = \sigma_1 \mathrm{tg}^2\left(45° - \frac{\varphi}{2}\right) - 2k\,\mathrm{tg}\left(45° - \frac{\varphi}{2}\right); \tag{16}$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \mathrm{tg}^2\,(\vartheta - \varphi) - 2k\,\mathrm{tg}\,(\vartheta - \varphi). \tag{16а}$$

Принимая во внимание, что

$$\mathrm{tg}^2\left(45° - \frac{\varphi}{2}\right) = \frac{1-\sin\varphi}{1+\sin\varphi} = m,$$

можно написать

$$\sigma_2 = m\sigma_1 - 2k\sqrt{m}. \tag{16б}$$

Если σ_1 выразить через σ_2, то получим

$$\sigma_1 = \sigma_2 \mathrm{tg}^2\left(45° + \frac{\varphi}{2}\right) + 2k\,\mathrm{tg}\left(45° + \frac{\varphi}{2}\right), \tag{16в}$$

или

$$\sigma_1 = \sigma_2 \mathrm{tg}^2\,\vartheta + 2k\,\mathrm{tg}\,\vartheta. \tag{16г}$$

При прогрессивном росте сжимающих напряжений в уплотняемой литейной форме достигается состояние предельного равновесия формовочной смеси с последовательно все более высокими значениями напряжений по площадкам разрушения по мере упрочнения смеси с ее уплотнением. При этом круг напряжений все время меняется, увеличиваясь по размеру, т. е. по значению главных напряжений σ_1 и σ_2. Параметры φ и k смеси также изменяются с уплотнением смеси.

Так, по экспериментальным данным [88, 89, 108] с увеличением степени уплотнения формовочных смесей значения φ и k существенно и монотонно увеличиваются.

В процессе уплотнения, находясь в состоянии предельного равновесия, т. е. в состоянии деформации объема и передвижения зерен, смесь может перетекать из зон с более высокими в зоны с меньшими значениями сжимающих напряжений.

Боковое давление в связном сыпучем теле, возникающее при достижении состояния предельного равновесия, как следует из рис. 18, будет меньше, чем в сыпучем теле, не обладающем сцеплением. Оно будет равно величине меньшего главного напряжения σ_2 при данной величине большего главного напряжения σ_1 согласно формулам (16) и (16б).

Соотношения между физико-механическими свойствами формовочной смеси

Пользуясь понятием состояния предельного равновесия связного сыпучего тела, можно установить теоретические соотношения между свойствами прочности образцов формовочных смесей во влажном состоянии при сжатии, растяжении и срезе, объединив их в круги напряжений Мора [108, 109].

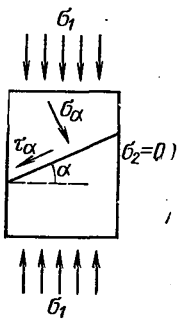


Рис. 19. Условия испытания образца формовочной смеси на сжатие

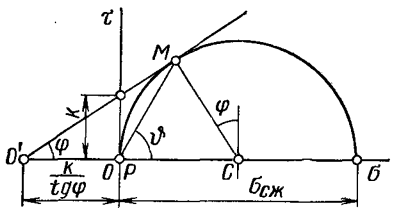


Рис. 20. Круг напряжений для условий испытания образца формовочной смеси на сжатие

При испытании образца на сжатие нагрузка на боковую его поверхность отсутствует, и одно из главных напряжений $\sigma_2 = 0$, а другое $\sigma_1 = \sigma_{сж}$ (рис. 19). Круг напряжений для этих условий принимает вид, показанный на рис. 20. На основании соотношения (16г) для этого случая можно написать

$$\sigma_{сж} = 2k \operatorname{tg} \vartheta. \qquad (17)$$

При испытании образца на растяжение (рис. 21) получим круг напряжений, изображенный на схеме рис. 22. В данном случае из простых геометрических соотношений непосредственно из этого круга напряжений

$$\sigma_{раст} = 2k \operatorname{tg}\left(45° - \frac{\varphi}{2}\right). \qquad (18)$$

Из сопоставления выражений (17) и (18) имеем

$$k=\frac{\sigma_{сж}}{2\,\mathrm{tg}\left(45°+\frac{\varphi}{2}\right)}=\frac{\sigma_{раст}}{2\,\mathrm{tg}\left(45°-\frac{\varphi}{2}\right)}.$$

А так как

$$\mathrm{tg}\left(45°-\frac{\varphi}{2}\right)\mathrm{tg}\left(45°+\frac{\varphi}{2}\right)=1,$$

то

$$\frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{раст}}=\mathrm{tg}^2\left(45°+\frac{\varphi}{2}\right)=\mathrm{tg}^2\,\vartheta,$$

и, следовательно,

$$\sqrt{\frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{раст}}}=\mathrm{tg}\,\vartheta. \tag{19}$$

Совместим теперь оба круга напряжений для условий растяжения и сжатия (рис. 23).

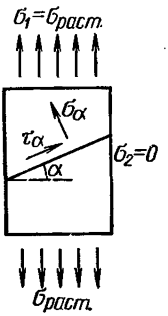


Рис. 21. Условия испытания образца формовочной смеси на растяжение

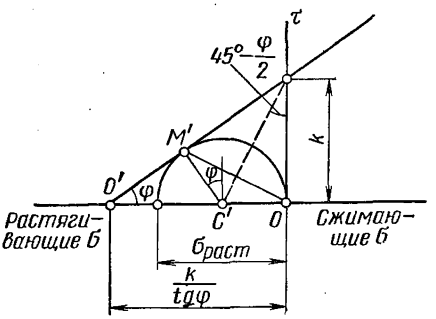


Рис. 22. Круг напряжений для условий испытания образца формовочной смеси на растяжение

Очевидно, сопротивление смеси на срез $\tau_{ср}$ соответствует ординате точки M. Из заштрихованного на рис. 23 прямоугольного треугольника следует

$$\tau_{ср}=\frac{\sigma_{сж}}{2}\cos\varphi, \tag{20}$$

а принимая во внимание формулу (19), получим

$$\tau_{ср}=\frac{\sigma_{раст}}{2}\cos\varphi\,\mathrm{tg}^2\,\vartheta. \tag{20а}$$

Кроме того, формально можно написать

$$\tau_{ср}=k+\sigma_n\,\mathrm{tg}\,\varphi, \tag{20б}$$

где σ_n — нормальное напряжение на площадке разрушения при испытании на сжатие.

Круги Мора можно использовать для того, чтобы по двум известным параметрам, например $\sigma_{раст}$ и $\sigma_{сж}$ или $\tau_{ср}$, найти все остальные параметры материала при данных условиях испытания образцов формовочных материалов.

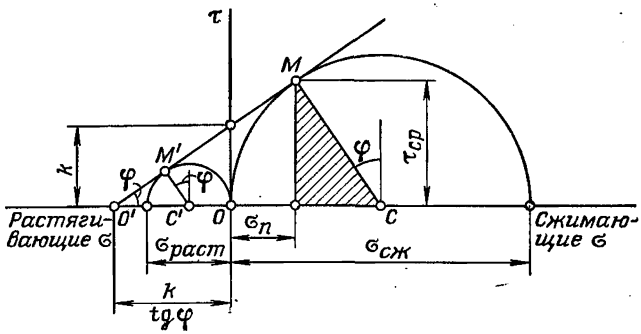


Рис. 23. Совмещенные круги напряжений для условий испытания формовочных смесей на растяжение и сжатие

Параметры $\sigma_{раст}$, $\sigma_{сж}$, $\tau_{ср}$, k и φ формовочных смесей значительно изменяются при их уплотнении.

Текучесть формовочной смеси при прессовании

Текучесть формовочных и стержневых смесей является важным свойством для процесса их уплотнения. При прессовании литейных форм смесь из мест с более высокими сжимающими напряжениями может частично перетекать в места с меньшими напряжениями.

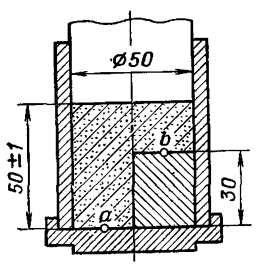


Рис. 24. Технологическая проба для определения текучести формовочных смесей при уплотнении прессованием

Текучесть смеси для процесса уплотнения формовочных смесей в условиях прессования можно оценивать по технологической пробе Г. М. Орлова [46].

В гильзе (рис. 24) образец уплотняется под прессом при давлении прессования, характерном для условий производственного использования смеси. Смесь засыпают в гильзу через сито № 2,5. После прессования образца измеряют твердость в точках a и b с помощью твердомера. В точке a измеряют твердость до выталкивания образца из гильзы, а в точке b — после выталкивания образца из гильзы на высоту 30 ± 1 мм и удаления модели ступеньки. Текучесть смеси оценивают по отношению меньшей твердости (в точке a) к большей твердости (в точке b), выраженному в процентах или же разностью твердостей в точках a и b.

§ 2. ХАРАКТЕРИСТИКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛИТЕЙНОЙ ФОРМЫ ПРИ ПРЕССОВАНИИ

Опока без модели

Возьмем сначала опоку без модели, уплотняемую плоской жесткой прессовой колодкой. На основании экспериментальных данных напряженное состояние формовочной смеси в объеме такой литейной формы характеризуется:

1) боковым давлением, которое вызывает трение смеси о стенки опоки при перемещении ее в направлении прессования;

2) торцовым трением смеси о прессовую колодку и модельную плиту, фиксирующим прилегающие к ним частицы смеси и препятствующим ее свободному боковому перемещению в этих местах формы.

Величина бокового давления формовочных смесей на стенки опоки при прессовании по экспериментальным данным [66, 98] превышает теоретическую и колеблется в пределах 0,30—0,50 от вертикального сжимающего напряжения.

Трение смеси о стенки опоки при прессовании постепенно снимает часть силы прессования со смеси, и эта часть передается на модельную плиту уже опокой. С удалением от прессовой колодки в глубь формы вертикальное давление прессования в формовочной смеси прогрессивно уменьшается.

Если допустить для упрощения, что боковое давление смеси на стенки опоки в данном горизонтальном слое формы составляет определенную часть от вертикального прессующего усилия, передаваемого этим слоем, то легко показать, что давление прессования будет уменьшаться с глубиной формы по закону экспоненты.

Пусть вертикальное сжимающее напряжение в слое формы на глубине z под прессовой колодкой (рис. 25, *а*) составляет p_z и распределяется равномерно. Боковое давление смеси в этом слое $p_x = \xi p_z$, где $\xi = \text{const}$ — коэффициент бокового давления для данной смеси в данных условиях. Если f — коэффициент трения смеси о стенки опоки, то для данного слоя формы можно написать

$$-dp_z F = \xi p_z f U\, dz,$$

где F — площадь опоки в плане; U — периметр опоки.

Решив это уравнение и подставив начальное условие, заключающееся в том, что под прессовой колодкой давление прессования равно некоторому значению $p_к$, получим экспоненту

$$p_z = p_к e^{-az}, \tag{21}$$

где

$$a = \xi f \frac{U}{F}.$$

Однако такой закон распределения p_z по высоте формы осложняется торцовым трением смеси о прессовую колодку и модельную плиту. Это трение (силы трения) фиксирует непосредственно при-

легающую к колодке и модельной плите смесь, вследствие чего под ней образуются некоторые неподвижные объемы плотной смеси, так называемые конусы или пирамиды деформации, не принимающие участия в развитии бокового давления на стенки опоки [40, 66].

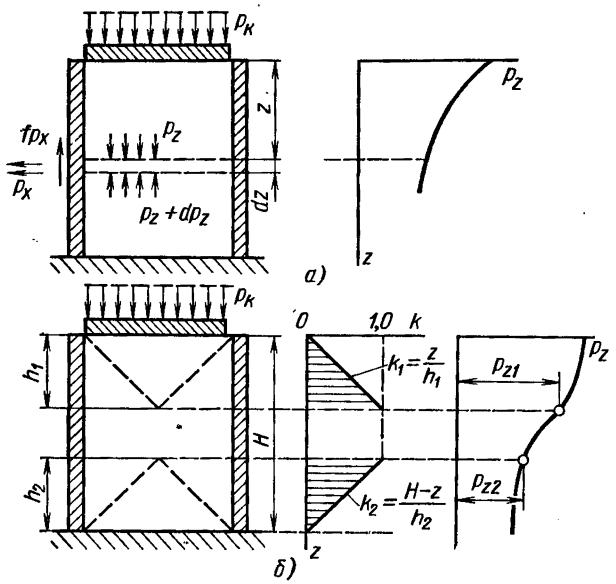


Рис. 25. Схемы к расчету p_z с учетом трения:
а — бокового; *б* — торцового и бокового

Этим можно объяснить установленный экспериментально факт, что боковое давление смеси на стенки опоки при прессовании имеет максимум где-то в средних частях высоты опоки и падает до нуля

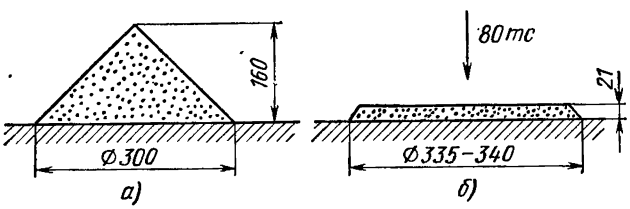


Рис. 26. Опыт прессования конуса из песчано-глинистой увлажненной формовочной смеси:
а — до прессования; *б* — после прессования

(или же до малой величины) в верхних слоях формы у прессовой колодки и в нижних слоях у модельной плиты [66].

Насколько сильно может проявляться фиксирующее влияние торцового трения на подавление подвижности формовочной смеси в боковом направлении, иллюстрирует опыт прессования конуса смеси, схематически показанный на рис. 26 [86]. После прессования

усилием 80 тс (давление в конце прессования около 90 кгс/см²) свободно насыпанного конуса из формовочной смеси его диаметр увеличился очень мало, и то главным образом вследствие ссыпания смеси с верхних частей конуса, а не за счет подвижности и растекания прессуемой смеси в стороны под действием бокового давления.

Для учета влияния торцового трения смеси при рассмотрении распределения сжимающих напряжений p_z по высоте примем следующую упрощенную методику [40]. Предположим, что в верхней и нижней зонах формы, содержащих пирамиды или конусы деформации, боковое давление на стенки опоки уже не равно ξp_z, а меньше и составляет $k\xi p_z$, где коэффициент $k < 1$ и является переменным по высоте этих верхней и нижней зон.

При этом примем, что в верхней зоне опоки боковое давление у прессовой колодки равно нулю и в полной мере развивается лишь на уровне вершины конуса деформации. Тогда коэффициент k может быть выражен в виде $k_1 = z/h_1$, где h_1 — высота конуса деформации (см. рис. 25, *б*). Исходное уравнение суммы вертикальных сил для слоя на глубине z от прессовой колодки теперь будет

$$-dp_zF = \frac{z}{h_1}\xi p_z f U\,dz$$

и, соответственно, решение

$$p_z = p_к e^{-bz^2}, \tag{22}$$

где

$$b = \xi f\frac{U}{2h_1F} = \frac{a}{2h_1}.$$

На глубине h_1 давление p_z составит $p_{z1} = p_к e^{-bh_1^2} = p_к e^{-a\frac{h_1}{2}}$, т. е. будет таким же, каким оно было бы на вдвое меньшей глубине при отсутствии торцового трения смеси о колодку.

Поступая аналогичным образом для нижней зоны опоки, получаем множитель для величины бокового давления:

$$k_2 = \frac{H-z}{h_2},$$

где H — высота опоки; h_2 — высота конуса деформации.

Уравнение сил для слоя смеси на глубине z под колодкой будет

$$-dp_zF = \frac{H-z}{h_2}\xi p_z f U\,dz,$$

а решение

$$p_z = p_{z2}e^{-c\left[h_2^2-(H-z)^2\right]}, \tag{23}$$

где p_{z2} — значение вертикального сжимающего напряжения для глубины $H - h_2$ (на уровне вершины нижнего конуса деформации):

$$c = \xi f\frac{U}{2h_2F} = \frac{a}{2h_2}.$$

Таким образом, торцовое трение смеси о прессовую колодку и модельную плиту вносит коррективы в распределение веритикальных сжимающих напряжений в прессуемой форме. В верхней зоне формы, на глубине от 0 до h_1 под прессовой колодкой, величина p_z изменяется по закономерности (22). На участке формы между вершинами верхнего и нижнего конусов деформации (если такой участок остается) p_z должно изменяться в соответствии с основной закономерностью простейшей экспоненты (21) по уравнению

$$p_z = p_{z1} e^{-a(z-h_1)}. \qquad (21а)$$

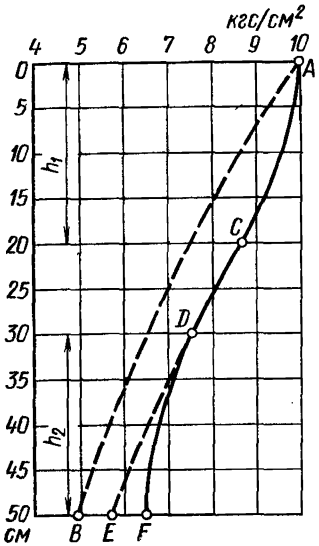


Рис. 27. Эпюра распределения вертикальных сжимающих напряжений по высоте опоки при прессовании

Наконец, в нижней зоне, в пределах значения глубины z от $H - h_2$ до H, величина p_z подчиняется закономерности (23).

На рис. 27 приведена рассчитанная по изложенной методике эпюра распределения вертикальных сжимающих напряжений p_z по высоте H опоки 500 × × 500 мм, прессуемой при давлении на колодке $p_к = 10$ кгс/см². В расчете принято $\xi = 0{,}25$; $f = 0{,}7$; $h_1 = h_2 = 200$ мм.

Кривая AB построена по закономерности (21). Значение p_z на этой кривой на уровне модельной плиты получается равным 4,98 кгс/см². Участок AC построен по уравнению (22). Значение p_{z1} на уровне h_1 равно 8,7 кгс/см². Участок эпюры CD для средней зоны высоты опоки построен по экспоненте (21а). Величина напряжения p_z на нижней границе этой зоны получается $p_{z2} = 7{,}56$ кгс/см². Продолжением участка CD экспоненты (21а) является линия DE. Наконец, нижняя часть эпюры DF построена по закономерности (23). Величина p_z в точке F эпюры на уровне модельной плиты равняется 6,58 кгс/см².

Действительное распределение степени уплотнения формовочной смеси δ (г/см³) по высоте опоки при прессовании, полученное экспериментально различными исследователями, в общем соответствует приведенному выше характеру распределения вертикальных сжимающих напряжений p_z. В зависимости от условий опыта и мест измерения степени уплотнения δ (в углу опоки, у середины стенки или в центре сечения опоки) получались кривые распределения с непрерывным прогрессивным уменьшением δ с глубиной формы (рис. 28, *а*); с уменьшением δ до некоторой величины, остающейся далее постоянной в нижней части опоки (рис. 28, *б*), а также и с некоторым повторным увеличением δ в нижней части опоки около модельной плиты (рис. 28, *в*). Последнее можно, по-видимому, объяснить большой плотностью смеси в конусах деформации.

Вследствие трения формовочной смеси о стенки опоки при прессовании горизонтальные слои формы у стенок отстают в своем движении вниз от середины слоев и загибаются кверху (рис. 29). Так как боковое давление в прессуемой форме развивается главным обра-

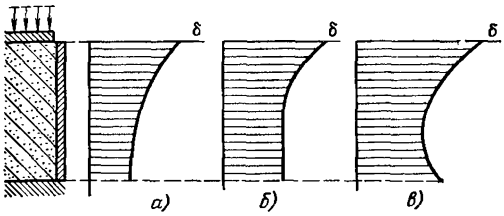


Рис. 28. Экспериментальные кривые распределения степени уплотнения по высоте литейной формы при верхнем прессовании, полученные различными исследователями

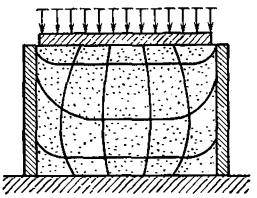


Рис. 29. Схема деформации сетки слоев смеси в форме при прессовании

зом в ее средних частях по высоте, раздача смеси в стороны и соответствующее искривление вертикальных слоев наблюдаются в основном в средних горизонтах опоки.

Опока с моделью

При прессовании опоки с моделью (рис. 30) жесткой плоской колодкой возникает сильное перенапряжение и переуплотнение

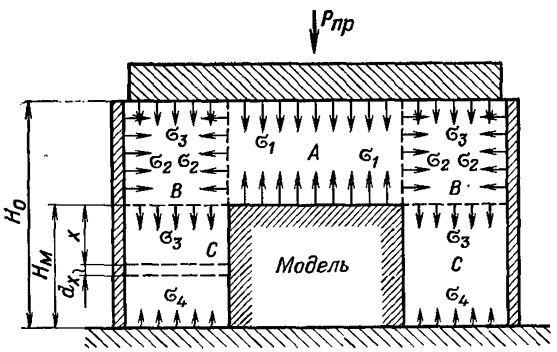


Рис. 30. Схема перетекания смеси при прессовании опоки с моделью и расчета необходимой силы прессования

объема смеси A над моделью и недостаточность сжимающих напряжений и соответственно недоуплотненность смеси в объемах B и особенно в объемах C вокруг модели. Причиной этого, очевидно, являются геометрические соотношения деформаций и высот участков смеси A и $B + C$.

Вследствие текучести формовочной смеси во время прессования происходит некоторое выравнивание напряжений и уплотнения

в этих объемах. Сначала в состояние предельного равновесия приходит объем A, и смесь из него частично перетекает вбок, в объемы B, уплотняя их дополнительно к сжатию, происходящему непосредственно от передвижения прессовой колодки. При продолжающемся сжатии смесь в объемах B также приходит в состояние предельного равновесия и начинает перетекать в объемы C, которые таким образом получают некоторое дополнительное уплотнение к тому, которое в них создается непосредственно от передвижения прессовой колодки.

Пользуясь этой концепцией последовательного перетекания смеси в прессуемой форме [46] и соотношениями между главными напряжениями для состояния предельного равновесия связного сыпучего тела, можно с учетом трения смеси о стенки опоки и модели рассчитать необходимую силу прессования на колодке, задавшись технологически необходимым напряжением в самом слабом месте формы, на уровне модельной плиты.

Пусть это минимальное технологически необходимое прессующее напряжение на плоскости модельной плиты будет σ_4. Тогда для перехода от него к напряжению σ_3 на уровне верхней кромки модели в объемах C необходимо учесть потери силы прессования на трение смеси о стенки опоки и модели под действием бокового давления.

Учет этого трения и уравнение сил для слоя dx в этом объеме будут аналогичны схеме рис. 25, *а*, и решение будет аналогичным решению (21), из которого следует

$$\sigma_3 = \sigma_4 e^{\xi f \frac{U}{F} H_м},$$

где ξ — коэффициент бокового давления; f — коэффициент внешнего трения смеси о стенки опоки и модели; U — периметр трения для рассматриваемой части смеси; $U = 2(A_о + B_о + A_м + B_м)$; F представляет собой площадь уплотняемых объемов C в плане, равную разности между площадью опоки $F_о = A_о B_о$ и площадью модели $F_м = A_м B_м$ (где A и B — соответствующие размеры в плане); $F = F_о - F_м = A_о B_о - A_м B_м$; $H_м$ — высота модели.

Переходя далее от напряжения σ_3 последовательно к напряжениям σ_2 и σ_1, на основании соотношения (16г) между главными напряжениями для состояния предельного равновесия получим искомую силу прессования, которую надо приложить к прессовой колодке:

$$P_{пр} = \sigma_1 F_м + \sigma_3 (F_о - F_м) + \sigma_2 f 2 (A_о + B_о)(H_о - H_м),$$

где $H_о$ — высота опоки.

В этом выражении третий член $\sigma_2 f 2 (A_о + B_о)(H_о - H_м)$ учитывает трение смеси в объемах B о стенки опоки. Подставив сюда полученное выше выражение для σ_3 и выражая σ_2 и σ_1 также через σ_4, получим следующее развернутое выражение для силы прессования:

$$P_{пр} = [(\sigma_4 e^{\xi f \frac{U}{F} H_м} \operatorname{tg}^2 \vartheta + 2k \operatorname{tg} \vartheta) \operatorname{tg}^2 \vartheta + 2k \operatorname{tg} \vartheta] F_м + \sigma_4 e^{\xi f \frac{U}{F} H_м} (F_о - F_м) + (\sigma_4 e^{\xi f \frac{U}{F} H_м} \operatorname{tg}^2 \vartheta + 2k \operatorname{tg} \vartheta) f 2 (A_о + B_о)(H_о - H_м). \quad (24)$$

Приведенный расчет годен только для определения $P_{пр}$ при прессовании форм с простейшими моделями. Кроме того, он не учитывает торцового трения формовочной смеси о прессовую колодку, верхнюю плоскость модели и модельную плиту.

Более сложный аналитический метод расчета напряженного состояния литейной формы при прессовании, разработанный Г. М. Орловым [47], дает возможность получить поле главных напряжений в прессуемой форме. Этот метод может быть рекомендован для более глубоких научных исследований и имеет большое значение для развития науки о рабочих процессах машин литейного производства.

На основании изложенного представления о последовательном перетекании смеси $A \rightarrow B \rightarrow C$ при прессовании следует применять для уменьшения разницы в степени уплотнения смеси над моделью и вокруг модели при прессовании жесткой плоской прессовой колодкой особые более текучие формовочные смеси, что частично и делается на практике. Используют, например, смеси с текучестью около 87% при давлении прессования 20 кгс/см^2, в то время как обычные смеси имеют текучесть всего 45%.

Переуплотнение формовочной смеси над моделью и недоуплотнение ее вокруг модели является основным дефектом метода уплотнения литейных форм прессованием. Этот дефект особенно сказывается при низком давлении прессования. Метод применяют для формовки сравнительно низких моделей, формуемых в низких опоках ($H_0 = 200 \div 250$ мм).

По сравнению с этим основным дефектом неравномерность уплотнения формы по высоте является уже менее резко выраженным дефектом и поэтому имеет менее существенное значение.

Верхнее и нижнее прессование

До сих пор рассматривалось так называемое верхнее прессование (рис. 31), при котором формовочная смесь из наполнительной рамки запрессовывается в опоку прессовой колодкой со стороны, противоположной модельной плите. При верхнем прессовании, кроме основного дефекта — переуплотнения смеси над моделью и недоуплотнения вокруг нее, получается большое уплотнение верхних, нерабочих частей формы и меньшее уплотнение рабочих частей формы, прилегающих непосредственно к модели. Это переуплотнение смеси над моделью может оказаться вредным, поскольку оно приводит к снижению газопроницаемости формы.

При нижнем прессовании (рис. 32) формовочная смесь запрессовывается в опоку модельной плитой со стороны разъема литейной формы. В качестве наполнительной рамки, содержащей объем запрессовываемой в опоку смеси, здесь служит углубление в неподвижном столе машины. В углублении располагается модельная плита, укрепленная на прессовом столе, движущемся вверх при прессовании.

Основной дефект прессования (переуплотнение смеси над моделью и недоуплотнение ее вокруг модели) наблюдается и при нижнем прессовании. Но здесь распределение уплотнения по высоте опоки более

благоприятно: большее уплотнение получается в рабочих частях формы, около модели, а меньшее уплотнение — в нерабочей части формы.

Следует отметить также, что при нижнем прессовании создаются более благоприятные условия для уплотнения узких карманов фор-

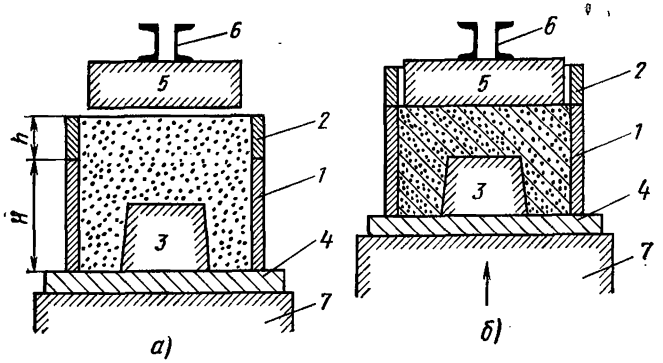


Рис. 31. Схема верхнего прессования:

а, б — до и после прессования; *1* — опока; *2* — наполнительная рамка; *3* — модель; *4* — модельная плита; *5* — прессовая колодка; *6* — неподвижная траверса; *7* — прессовый стол машины

мы — объема смеси между стенками опоки и моделью. При верхнем прессовании (рис. 33, *а*) уплотняемая в таком кармане смесь испытывает и со стороны опоки, и со стороны модельной плиты одинаково направленные вверх силы трения. Это трение постепенно снимает

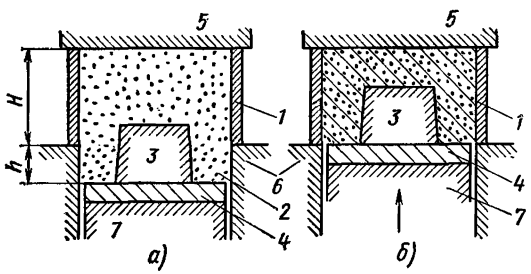


Рис. 32. Схема нижнего прессования:

а, б — до и после прессования; *1* — опока; *2* — наполнительная рамка; *3* — модель; *4* — модельная плита; *5* — неподвижная плита; *6* — неподвижный стол машины; *7* — подвижный прессовый стол машины

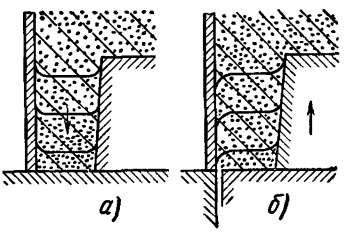


Рис. 33. Условия уплотнения карманов формы при верхнем (*а*) и нижнем (*б*) прессовании

со смеси часть силы прессования, в результате чего на дне таких карманов смесь часто уплотняется недостаточно. При нижнем прессовании (рис. 33, *б*) такой узкий карман прессуется снизу. И если уплотняемая в нем смесь испытывает от стенки опоки трение, снимающее с нее часть силы прессования, то вдвигающаяся снизу в опоку модель своим трением о смесь, наоборот, добавляет ей силу прессования, увлекая ее за собой. Эта разница может быть наглядно пока-

зана и на различном в обоих случаях изгибе получаемых специально при исследованиях горизонтальных слоев смеси (рис. 33).

Такие более благоприятные условия уплотнения при нижнем прессовании имеют место, однако, лишь для карманов формы, находящихся между моделью и стенками опоки. Карманы же формы, находящиеся между двумя моделями, расположенными на модельной плите, одинаково плохо пропрессовываются как при верхнем, так и при нижнем прессовании.

Несмотря на некоторые отмеченные технологические преимущества нижнего прессования, на практике больше применяют верхнее прессование литейных форм вследствие свойственной ему большей простоты конструкции машин и более легкой переналадки технологической оснастки.

§ 3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРЕССОВАНИЯ

Связь между уплотнением формовочной смеси и сжимающими напряжениями

Аналитическое уравнение прессования. Исходя из общих положений о характере деформации сжатия дисперсных систем типа связных сыпучих тел, высказанных применительно к грунтам Г. И. Покровским, можно вывести аналитическое уравнение прессования следующим образом.

Если предположить, что сжимающая сила P с деформацией сжатия ε должна увеличиваться вследствие увеличения числа точек контакта песчинок по простейшей зависимости

$$dP = kP\,d\varepsilon,$$

где $k = \text{const}$, то после интегрирования и подстановки начального условия (в начальный момент при $\varepsilon = 0$ сопротивление системы уплотнению равно P_0) получим

$$P = P_0 e^{k\varepsilon}.$$

Вводя вместо сил P и P_0 давления p и p_0, а вместо абсолютной деформации ε относительную деформацию $\lambda = \Delta H/H_0$ (где H — текущая, а H_0 — начальная высота смеси в форме), и обозначив $1/k$ через ρ — коэффициент уплотняемости смеси в данной форме, получим окончательно

$$p = p_0 e^{\frac{\lambda}{\rho}}. \qquad (25)$$

Для обычных случаев практики $p_0 = 0{,}01 \div 0{,}1$ кгс/см², а $\rho = 0{,}04 \div 0{,}07$.

Уравнение (25), однако, не претендует на универсальность и удовлетворительно согласуется с опытными данными лишь в диапазоне давлений прессования $p = 15 \div 20$ кгс/см².

Эмпирические уравнения прессования. На практике часто пользуются эмпирическими уравнениями прессования. Различными авторами предложено несколько таких уравнений. Приведем два из них.

1. Уравнение Н. П. Аксенова [2]:

$$\delta = 1 + Cp^{0,25}, \qquad (26)$$

Средняя объемная масса формовочной смеси δ, которой оценивается степень уплотнения смеси, составляет для хорошо уплотненной формы $\sim$ 1,6 — 1,8 г/см³. Для очень рыхлой засыпки в опоку смеси, например через сито, начальная плотность δ_0 (до уплотнения формы) составляет $\sim$ 1,0 г/см³; для смеси, поступившей в опоку из бункера или дозатора, $\delta_0 = 1{,}15 \div 1{,}20$ г/см³. В уравнении (26) начальная плотность смеси δ_0 условно принята равной 1 г/см³. Давление прессования p выражено в кгс/см². Коэффициент уплотняемости $C = 0{,}4 \div 0{,}6$; его величина зависит от свойств смеси и размеров прессуемой формы. С увеличением высоты смеси в опоке H_0 см (до прессования) коэффициент уплотняемости уменьшается согласно эмпирической зависимости

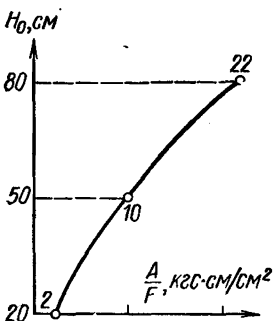


Рис. 34. Работа, затрачиваемая на уплотнение прессованием литейной формы до $\delta = 1{,}6$ г/см³, в зависимости от H_0

$$CH^{0,19} = 0{,}92 \qquad (27)$$

вследствие того, что в более высокой опоке более значительная доля работы прессования поглощается трением смеси о стенки опоки.

Уравнение (26) установлено на основании опытов с прессованием литейных форм производственных размеров и достаточно хорошо совпадает с эмпирическими данными для давлений прессования до 5—10 кгс/см².

2. Уравнение О. А. Беликова:

$$\delta = \delta_1 + n \lg p, \qquad (28)$$

где δ_1 — средняя степень уплотнения смеси при давлении прессования $p = 1$ кгс/см²; n — коэффициент уплотняемости; $n = \delta_{10} - \delta_1$; δ_{10} — средняя степень уплотнения при $p = 10$ кгс/см².

Уравнение (28) согласуется с опытными данными его автора в диапазоне давлений прессования до 30—40 кгс/см².

Работа прессования. На основании уравнений прессования можно найти выражение для работы прессования. Работа прессования опоки площадью F (см²) составляет, кгс·см

$$A = F \int_0^s p\,ds,$$

где p — давление прессования, кгс/см²; s — перемещение прессовой колодки, см.

Выражая s через высоту H_0 смеси в опоке до прессования и объемные массы δ_0 до прессования и δ — текущую объемную массу в процессе прессования, получим

$$s = H_0\left(1 - \frac{\delta_0}{\delta}\right); \qquad ds = H_0\delta_0 \frac{d\delta}{\delta^2}.$$

Из уравнения (26)

$$p = \left(\frac{\delta - 1}{C}\right)^4.$$

Подставив полученные выражения для p и ds в формулу работы, получим

$$A = \frac{FH_0\delta_0}{C^4} \int_{\delta_0}^{\delta} \frac{(\delta - 1)^4 \, d\delta}{\delta^2}.$$

Значение интеграла обозначим через $\varphi(\delta)$. Оно равно

$$\varphi(\delta) = \frac{1}{3}\delta^3 - 2\delta^2 + 6\delta - \frac{1}{\delta} - 4\ln\delta - \frac{10}{3}.$$

Окончательное выражение для работы можно написать в виде

$$A = \frac{FH_0\delta_0}{C^4}\varphi(\delta). \qquad (29)$$

Приняв $\delta_0 = 1$ г/см^3; $\delta = 1{,}6$ г/см^3; $\varphi(\delta) = 7 \cdot 10^{-3}$ и взяв согласно формуле (27) коэффициент уплотняемости

$$C = 0{,}92H_0^{0{,}19},$$

получим

$$A = 0{,}01H_0^{1{,}76} \text{ кгс} \cdot \text{см}, \qquad (29а)$$

что дает изменение работы прессования A/F в кгс · см на 1 см^2 площади опоки в зависимости от высоты H_0 (рис. 34).

Влияние продолжительности действия сжимающих напряжений на уплотнение формовочной смеси

Процесс уплотнения формовочной смеси протекает во времени, а формовочные смеси ведут себя как вязкие тела. При кратковременном действии сжимающих напряжений процесс уплотнения не успевает закончиться. Поэтому степень уплотнения смеси получается тем меньше, чем более кратковременным было действие сжимающего напряжения. А для получения одной и той же степени уплотнения смеси требуется тем большее напряжение, чем меньше продолжительность его действия.

При медленном уплотнении формовочной смеси ее состояние все время находится в равновесии с прилагаемыми внешними напряжениями σ, и процесс уплотнения в каждый данный момент является законченным. При этом изменение внутреннего сопротивления смеси все время успевает следовать за изменением внешней нагрузки (рис. 35, *а*).

При быстром нагружении смесь находится в неравновесном состоянии. Смесь может претерпевать и кратковременно выдерживать внешние напряжения, значительно превышающие внутреннее сопротивление, соответствующее ее структуре и степени уплотнения в данный момент. В случае резкого нагружения значительно отстает рост

внутреннего сопротивления смеси p от роста внешней нагрузки σ (рис. 35, *б*).

Если в некоторый момент времени прекратить действие внешней нагрузки, то может образоваться значительный разрыв между величиной действовавшего напряжения σ и величиной полученной степени уплотнения или соответствующего ей равновесного внутреннего сопротивления смеси p, или σ_i. Этот разрыв, который на графике

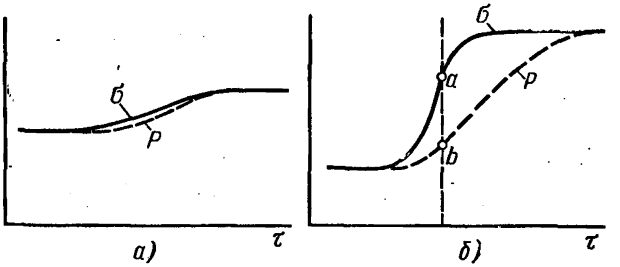


Рис. 35. Изменение внутреннего сопротивления p формовочной смеси при медленном (*а*) и быстром (*б*) нагружении: σ — действующее напряжение; τ — время

изображается отрезком ab, будет тем больше, чем больше динамичность нагрузки, т. е. чем больше скорость ее роста или чем меньше время ее действия.

Свойство вязкости формовочной смеси при уплотнении может быть, вероятно, оценено величиной угла наклона θ к оси ординат кривой нарастания во времени деформации смеси ε либо степени ее уплотнения δ, или же соответствующего этой степени уплотнения ее внутреннего сопротивления σ_i дальнейшему уплотнению. Так, на рис. 36 смесь *1* имеет меньшую вязкость, нежели смесь *2* (закономерности здесь упрощенно представлены прямолинейными).

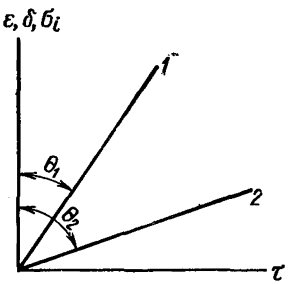


Рис. 36. Схема закономерности роста деформации уплотнения во времени формовочной смеси с малой (*1*) и большой (*2*) вязкостью

Очевидно, что для процессов уплотнения с быстрым нагружением уплотняемой формы, таких, как встряхивание, более пригодны смеси с быстрой реакцией, т. е. с меньшей «вязкостью», а при статическом, прессующем нагружении можно применять и смеси с медленной деформацией.

Пока еще нет надежной методики оценки влияния динамичности действия сжимающих напряжений на процесс уплотнения формовочных смесей.

Г. Ф. Баландин [12] считает, что величина действующего напряжения σ обратно пропорциональна квадрату удельного объема смеси: $\sigma = c/v^2$, $c = \text{const}$, и что как для всяких вязких тел, напряжение пропорционально скорости деформации: $\sigma = \lambda \frac{d\varepsilon}{dt}$, где λ имеет смысл коэффициента вязкости смеси.

В. С. Салтыков [57] предлагает вводить в эмпирическое уравнение (26) поправку в виде коэффициента k, учитывающего динамич-

ность действия внешних сжимающих напряжений σ. Этот коэффициент k зависит от отношения продолжительности τ действия сжимающих напряжений σ к промежутку времени $\tau_{равн}$, при котором уплотнение смеси под действием данных внешних напряжений σ полностью заканчивается, т. е. достигает равновесия между действующими напряжениями и степенью уплотнения. Уравнение (26) с такой поправкой принимает вид

$$\delta = 1 + C\,(k\sigma)^{0,25}. \qquad (30)$$

Чем больше динамичность действия напряжений σ (чем короче время их действия), тем меньше коэффициент k и тем меньше степень достигаемого уплотнения. Для τ порядка нескольких тысячных долей секунды автор рекомендует брать величину k не более 0,2 при уплотнении смесей от нормальной для практических условий рыхлой насыпной структуры. В случае медленного приложения нагрузки $k = 1$, и действующее сжимающее напряжение σ становится эквивалентным равновесному внутреннему сопротивлению смеси p или давлению прессования при обычных условиях работы прессовых формовочных машин.

Нетрудно видеть, что введение коэффициента $k < 1$ к действующему напряжению сжатия σ численно равносильно уменьшению значения коэффициента уплотняемости в $k^{0,25}$ раз (т. е. $C_{дин} = k^{0,25} C_{стат}$).

Влияние вибрации на уплотнение формовочной смеси прессованием

Вибрацией называются вынужденные колебания, имеющие высокую частоту и малую амплитуду. При изготовлении литейных форм на машинах вибрацией пользуются при вынимании моделей из формы, для чего на модельной плите установлен вибратор (обычно пневматический). Вибрация модельной плиты и модели во время съема облегчает отделение модели от формы и уменьшает возможность прилипания и повреждения формы.

Однако вибрация может быть использована и для уплотнения литейных форм. При действии вибрации на формовочную смесь происходит непрерывное изменение взаимного расположения частиц смеси, вследствие того что они совершают колебательные движения. При этом увеличивается вероятность возникновения комбинаций их расположения, благоприятных для деформации уплотнения смеси.

Непрерывная подвижность частиц или зерен смеси при вибрации способствует уменьшению как внутреннего, так и внешнего трения формовочных смесей при их уплотнении.

На практике с большим успехом уплотнение с помощью вибрации используют для грунтов и бетонов, и применительно к этим материалам оно изучено наиболее полно. Так, установлено, что при вибрации коэффициент внутреннего трения грунтов резко падает, а скорость деформации уплотнения сильно возрастает, и тем резче, чем больше частота вибрации. В качестве характеристики интенсив-

ности колебаний, от которой зависит эффект действия вибрации на грунт, принимают величину ускорения колебаний af^2, где a — амплитуда, а f — частота. Величину af^2 рекомендуется брать не ниже 2—3 g, где g — ускорение силы тяжести.

Колебания в дисперсных системах быстро затухают с расстоянием. Рассмотрим распространение в среде формовочной смеси плоской волны колебаний в направлении некоторой оси z, перпендикулярной к стенке модели. Примем, что поглощение энергии в слое пропорционально количеству энергии J, подводимой к этому слою, и его толщине dz:

$$dJ = -\alpha J\, dz,$$

где α — коэффициент затухания колебаний в данной среде.

Отсюда

$$J = Ce^{-\alpha z},$$

где C = const.

Выделим на линии распределения волн два сечения *1* и *2* на расстояниях z_1 и z_2 от источника колебаний. Для этих сечений имеем

$$J_1 = Ce^{-\alpha z_1};$$

$$J_2 = Ce^{-\alpha z_2},$$

откуда

$$\frac{J_2}{J_1} = e^{-\alpha (z_2 - z_1)}.$$

Энергия колебаний пропорциональна квадрату амплитуды. Следовательно,

$$\left(\frac{a_2}{a_1}\right)^2 = e^{-\alpha (z_2 - z_1)},$$

или, окончательно,

$$\frac{a_2}{a_1} = e^{-\frac{\alpha}{2} (z_2 - z_1)},$$

т. е. амплитуда колебаний быстро уменьшается с расстоянием (рис. 37).

Как было установлено экспериментально в ранних работах [2], вибрация уплотняемой формы во время прессования является эффективным способом увеличения степени уплотнения смеси (рис. 38). В данном случае включался обычный вибратор, которым была снабжена формовочная машина для пользования во время съема зафор мованной опоки.

Более поздние исследования [33] показали, что при вибропрессовании процесс уплотнения формовочной смеси заканчивается и степень уплотнения стабилизируется при продолжительности вибропрессования 8—10 с. Дальнейшая выдержка под прессом и вибрация являются бесполезными. Точно так же при одинаковой продолжительности вибропрессования плотность смеси получается хорошей уже при средних давлениях прессования. Так, при продолжительности вибропрессования 1 с и давлении прессования 5—6 кгс/см^2 достигается средняя степень уплотнения 1,65—1,7 г/см^3.

Интересный факт наличия порога текучести, т. е. резкого увеличения подвижности прессуемой формовочной смеси при возрастании частоты колебаний вибрации до 100 Гц, отмечался в работе [21] при диафрагменном вибропрессовании быстросохнущих формовочных смесей на жидком стекле.

Из приведенных данных видно, что накопленный по вибропрессованию литейных форм материал носит разрозненный характер и что этот эффективный способ уплотнения остается пока недостаточно изученным. Тем не менее в промышленности применяют как

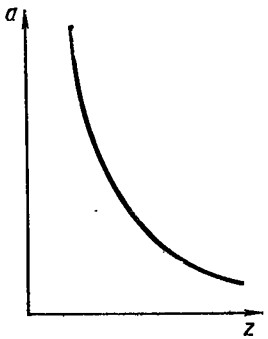


Рис. 37. Характер уменьшения амплитуды колебаний с расстоянием при вибрации дисперсной системы

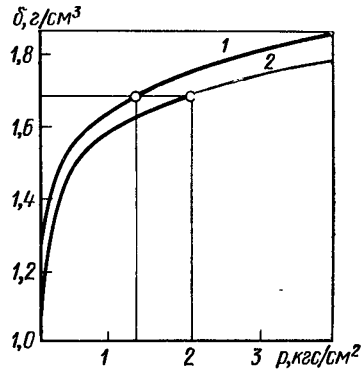


Рис. 38. Влияние вибрации во время прессования на степень уплотнения формовочной смеси:

1 — с вибрацией; *2* — без вибрации (опока 250 × 250 мм, H_0 = 210 мм)

специально вибропрессовые формовочные машины, снабженные вибраторами увеличенной мощности, действующими во время прессования, так и прессовые машины и подпрессовочные механизмы встряхивающих машин, в которых во время прессования или же подпрессовки включается обычный пневматический вибратор, работающий при вытяжке модели.

Геометрические соотношения при прессовании

Масса формовочной смеси, находящейся в литейной форме, не изменяется в процессе уплотнения. Поэтому средняя степень уплотнения, оцениваемая средней объемной массой δ (г/см³), изменяется при прессовании обратно пропорционально изменению высоты смеси в опоке.

В отдельных вертикальных объемах формы, например в столбах смеси, находящихся над моделью и вокруг модели, изменение также приближенно можно считать обратно пропорциональным изменению высоты каждого из этих столбов, если пренебречь частичным горизонтальным перетеканием смеси (обменом формовочной смесью между упомянутыми столбами).

На основе этих простейших геометрических соотношений рассчитывают элементы технологической оснастки при прессовании.

Расчет высоты наполнительной рамки. Если в опоке отсутствует модель или же она настолько мала, что ее объемом можно пренебречь (рис. 39, *а*), то основное условие, что масса смеси в опоке до прессования будет равна массе ее после прессования, запишется следующим образом:

$$(H+h)\,\delta_0 = H\delta,$$

где δ_0 и δ — средняя объемная масса смеси в опоке до и после прессования.

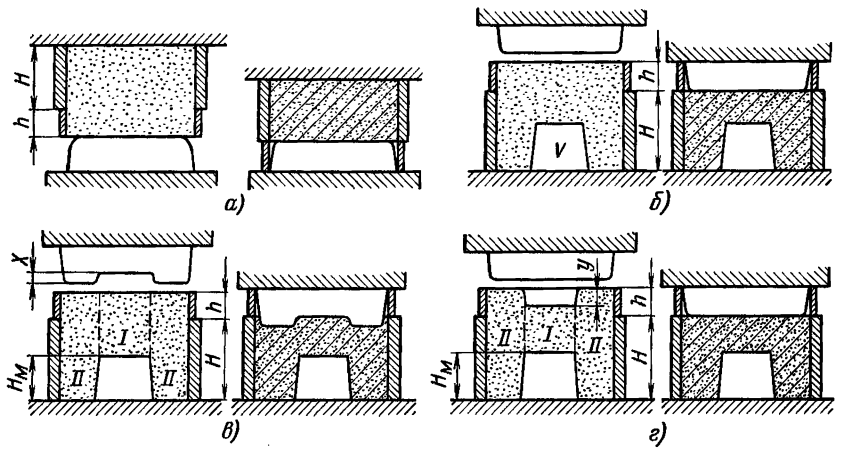


Рис. 39. К расчету геометрических соотношений при прессовании:

а — опока без модели; *б* — опока с моделью; *в* — с помощью профильной прессовой колодки; *г* — с применением профильной засыпки смеси в опоку

Отсюда получаем формулу для расчета высоты наполнительной рамки:

$$h = H\left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1\right). \qquad (32)$$

При прессовании плоской прессовой колодкой опоки с моделью, имеющей объем V (рис. 39, *б*), основное условие запишется так:

$$[F(H+h) - V]\,\delta_0 = (FH - V)\,\delta,$$

где F — площадь опоки в плане.

Отсюда высота наполнительной рамки

$$h = \left(H - \frac{V}{F}\right)\left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1\right). \qquad (33)$$

Величина V/F является приведенной высотой модели (при распространении объема модели на всю площадь опоки F), а $H - V/F$ — приведенной высотой опоки (с учетом модели).

Расчет профильной прессовой колодки. Для уменьшения разности в степени уплотнения формовочной смеси над моделью и вокруг нее при прессовании часто применяют профильные прессовые колодки (рис. 39, *в*). Основное условие неизменяемости массы смеси для столба *I* над моделью и столба *II* вокруг модели запишется в этом случае следующим образом:

$$(H + h - H_м)\,\delta_0 = (H - H_м)\,\delta$$

и

$$(H + h)\,\delta_0 = (H - x)\,\delta.$$

При этом предполагается, что оба столба смеси уплотняются до одинаковой средней степени уплотнения δ.

Решив совместно приведенные уравнения, найдем выражение для высоты уступа x профиля колодки:

$$x = H_м\left(1 - \frac{\delta_0}{\delta}\right). \qquad (34)$$

Если в опоке формуется модель сложной конфигурации, имеющая участки с различной высотой, то для каждого такого участка модели находят по формуле (34) значения высоты уступа x и соответственно им строят профиль прессовой колодки (рис. 40).

Высота наполнительной рамки при прессовании профильной колодкой определяется по формуле (32), но, как очевидно, не по высоте опоки H, а по высоте $H - H_м$ столба смеси I:

$$h = (H - H_м)\left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1\right).$$

Расчет профильной засыпки смеси в опоку. Для выравнивания степени уплотнения над моделью и вокруг модели можно принять прессование плоской колодкой, но с профильной засыпкой смеси в опоку перед уплотнением (рис. 39, *г*). В таком случае наше основное условие о неизменности массы смеси в столбах *I* и *II* запишется так:

$$(H - H_м + h - y)\,\delta_0 = (H - H_м)\,\delta$$

и

$$(H + h)\,\delta_0 = H\delta,$$

что дает выражение для высоты уступа y профильной засыпки:

$$y = H_м\left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1\right). \qquad (35)$$

Нетрудно видеть, что при одинаковой высоте модели $H_м$ высоты уступов y профильной засыпки будут в δ/δ_0 раз больше, чем соответствующие высоты уступов x профильной колодки. Это понятно, потому что первые выполнены в разрыхленной, а вторые в уплотненной смеси.

Для сложной модели, имеющей участки с различной высотой, нужно найти по формуле (35) высоты уступов для каждого участка

и затем по ним построить общий профиль засыпки смеси. Пример такого построения приведен на рис. 41.

Высота наполнительной рамки при прессовании плоской колодкой с профильной засыпкой смеси находится по формуле (32).

К приведенным чисто геометрическим расчетам профильной колодки и профильной засыпки смеси необходимо добавить, что они

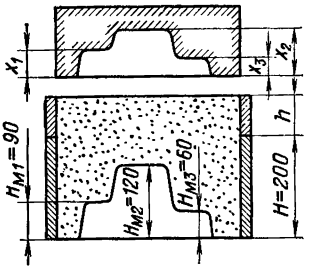


Рис. 40. Пример расчета профильной прессовой колодки для опоки со сложной моделью:

$\delta_0 = 1{,}15$; $\delta = 1{,}55$ г/см³; $h = 28$ мм; $x_1 = 23$ мм; $x_2 = 31$ мм; $x_3 = 15$ мм

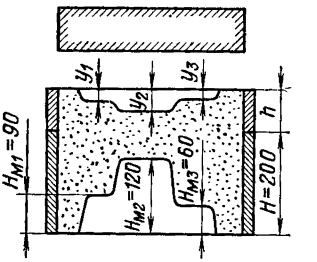


Рис. 41. Пример расчета профильной засыпки смеси для опоки со сложной моделью:

$\delta_0 = 1{,}15$; $\delta = 1{,}55$ г/см³; $h = 70$ мм; $y_1 = 32$ мм; $y_2 = 42$ мм; $y_3 = 21$ мм

не учитывают неравномерности степени уплотнения по высоте в отдельных столбах смеси в форме, а также перетекания смеси и поэтому могут служить лишь для получения предварительного очертания профиля с последующей доводкой опытным путем.

§ 4. ПРЕССОВАНИЕ ПОД ВЫСОКИМ ДАВЛЕНИЕМ

За последние 25 лет произошли существенные качественные изменения технологии и механизации поточного и автоматизированного производства отливок, особенно в области методов уплотнения литейных форм и формовочного оборудования. В 40-е годы основным методом уплотнения литейных форм в поточно-массовом производстве было встряхивание с последующей допрессовкой. Чистое прессование, верхнее и нижнее, применялось мало и для ограниченного диапазона размеров опок, обычно до 0,7—0,8 м² площади и 200—250 мм высоты, и производилось с давлением на прессовой колодке 2,5—3 кгс/см².

Начиная с 50-х годов, развивались новые методы, главнейшими из которых были прессование под высоким давлением, пескодувно-прессовый метод уплотнения и уплотнение с помощью одновременного встряхивания и прессования. Наибольшее значение имел метод прессования литейных форм под высоким давлением.

Прессование гибкой диафрагмой. Началом разработки метода прессования под высоким давлением является прессование диафрагмой (рис. 42). Гибкая диафрагма, смонтированная на головке машины, к которой снизу прижимается опока, при впуске сжатого

воздуха в головку деформирует формовочную смесь в опоке больше всего в тех местах, где она меньше уплотнена и где участок формы более податлив. В результате уплотнение смеси в форме вокруг модели будет приблизительно таким же, как и над моделью.

Следовательно, прессование диафрагмой устраняет главный технологический недостаток метода уплотнения литейных форм прессованием (переуплотнение смеси над моделью и недоуплотнение вокруг нее).

Давление диафрагмы на смесь при прессовании будет равно давлению воздуха в заводской сети 5—6 кгс/см^2, т. е. будет более высоким. Для диафрагменного прессования применяют обычные формовочные смеси. Стойкость резиновой диафрагмы, по литературным данным, составляет от 10 до 60 тыс. съемов (формовок). Для стойкости диафрагмы ее площадь должна быть значительно больше площади опоки. В нерабочем состоянии, до прессования, диафрагма втягивается в головку подсосом. Для прессования диафрагмой строят специальные формовочные машины.

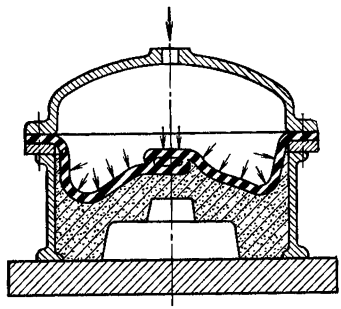


Рис. 42. Принцип прессования литейных форм гибкой диафрагмой

Прессованием диафрагмой можно также изготовлять оболочковые формы из быстросохнущих смесей на жидком стекле с последующей продувкой углекислым газом оболочек непосредственно на модельной плите. Для этого диафрагма должна быть двухслойной с перфорированной нижней и сплошной верхней резиной. После прессования полуформы между диафрагмами подается CO_2, и таким образом осуществляется продувка и твердение отформованной оболочковой полуформы до снятия ее с модельной плиты. Размеры рабочей полости полуформы при этом не искажаются, и отливки получаются повышенной точности.

На рис. 43 показаны полученные экспериментально [97] эпюры давлений на стенки опоки и на модельную плиту при прессовании диафрагмой опоки 500 × 500 × 400 мм; избыточное давление сжатого воздуха на диафрагму 5,2 ат. Наибольшее боковое давление на стенки опоки наблюдается в верхних слоях формы, непосредственно под диафрагмой. Это можно объяснить отсутствием торцового трения смеси вследствие податливости диафрагмы.

На рис. 44 приведен график коэффициента равномерности уплотнения формы $k_н$, равного отношению показания твердомера $T_н$ внизу, на разъеме формы, в пространстве между моделью и опокой, к показанию твердомера $T_в$ наверху модели: $k_н = T_н/T_в$. Равномерность уплотнения $k_н$ зависит от характеристики расположения модели в форме k_h, равной отношению расстояния между моделью и опокой к высоте модели: $k_h = B/H_м$.

Диафрагменное прессование дает практически равномерное уплотнение форм с моделями только при условии достаточно большого

расстояния между моделью и стенкой опоки и между соседними моделями. Если принять допустимым для практики минимальное отношение твердостей $k_н = 0{,}9$, то по графику рис. 44 получается, что параметр расположения моделей k_h при диафрагменном прессовании должен быть не менее 0,5. Абсолютная величина расстояния от модели до стенки опоки или между соседними моделями должна быть при этом не менее 40—50 мм.

В случае удовлетворения указанного условия степень уплотнения в пространстве над моделью и в пространстве вокруг модели можно считать практически одинаковой. Обозначая ее δ, а начальную степень уплотнения до прессования δ_0, легко получить из простых

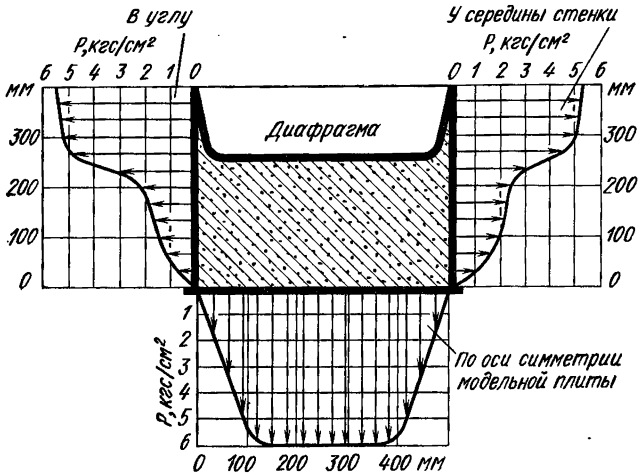


Рис. 43. Напряженное состояние литейной формы при диафрагменном прессовании

геометрических соотношений выражение для подсчета высоты h столба формовочной смеси в пространстве между моделью и стенкой опоки:

$$h = A + H_м \frac{\delta_0}{\delta}, \qquad (36)$$

где A — высота слоя смеси над моделью в запрессованной форме.

Так, для модели высотой $H_м = 200$ мм при высоте слоя запрессованной смеси над моделью $A = 100$ мм и степенях уплотнения $\delta = 1{,}5$ г/см³ и $\delta_0 = 1{,}2$ г/см³ $h = 250$ мм. Высота смеси в опоке до прессования, очевидно, должна составлять

$$H = h \frac{\delta}{\delta_0} \cong 330 \text{ мм}.$$

Вначале основное преимущество диафрагменного прессования видели в том, что прессующая резиновая диафрагма при действии на нее давления сжатого воздуха равномерно обжимает формовочную смесь вокруг модели, и уплотнение формы получается более или

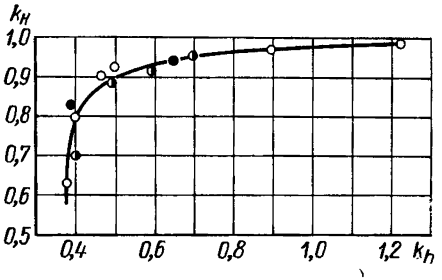


Рис. 44. Степень равномерности уплотнения формы диафрагменным прессованием. Формовочная смесь прочностью во влажном состоянии при сжатии 0,5—0,6 кгс/см² и газопроницаемостью 50—60, размеры опок 500 × 500 мм; высота от 200 до 400 мм; высота модели от 130 до 270 мм; давление (избыточное) воздуха на диафрагму 5,2 ± 0,1 ат

менее одинаковым как над моделью, так и в пространстве между моделью и стенками опоки.

Позже было установлено, что такое прессование под давлением на диафрагму сжатого воздуха 5—6 кгс/см², являющимся высоким по сравнению с применявшимся ранее давлением на прессовой колодке 2,5—3 кгс/см², дает существенно более твердые, малоподатливые литейные формы, в которых получаются отливки, значительно более точные по геометрическим размерам. Это преимущество — повышенная точность получаемых отливок — и является главным производственным результатом нового метода уплотнения — прессования под высоким давлением. Резкое увеличение действующих на форму уплотняющих нагрузок, или сжимающих напряжений, необходимое для получения форм высокой твердости, и является в данном процессе его основной технологической особенностью, которую можно характеризовать как интенсификацию процесса прессования.

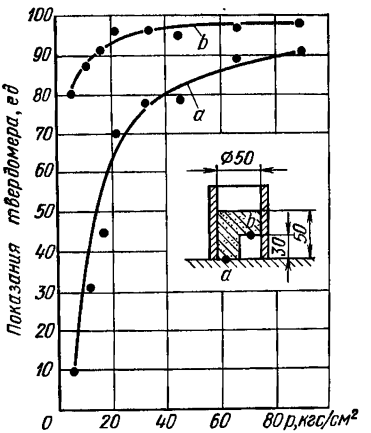


Рис. 45. Изменение текучести по ступенчатой пробе формовочной смеси с 10% глины при 3,2% влажности при различном давлении прессования [102]:

a и *b* — твердость образца по твердомеру Дитерта в точках *a* и *b*

Прессование жесткой прессовой колодкой. Дальнейшее развитие метода прессования под высоким давлением сопровождалось еще большей интенсификацией процесса, т. е. увеличением применяемых давлений прессования. От диафрагменного прессования с давлением 5—6 кгс/см² перешли к прессованию жесткой прессовой колодкой с давлением прессования 15—20 кгс/см², а на многих заводах 40—50 кгс/см².

При увеличении давления прессования разница в уплотнении формы над моделью и вокруг модели постепенно уменьшается (рис. 45). Однако ограниченная подвижность формовочных смесей обычного типа и отсутствие гибкости у жесткой прессовой колодки влекут за собой все же значительную неравномерность уплотнения при формовке больших по объему и плохо обтекаемых моделей. Как допол-

нительное средство выравнивания плотности формы, частично используют специальные формовочные смеси с добавками, придающими им повышенную текучесть. Применяют также прессование не плоской, а профильной колодкой, которое дает лучшие результаты, но практически все же недостаточно выравнивает плотность формы над моделью и вокруг модели.

Как попытка найти метод выравнивания плотностей формы, был разработан и нашел ограниченное применение процесс прессования литейных форм под высоким давлением жесткой прессовой колодкой, покрытой со стороны прессуемой формы толстым блоком мягкой резины. При прессовании эта упругая колодка деформируется с сохранением своего объема и на менее твердых участках формы (вокруг модели) обжимает форму больше, чем на более твердых, менее податливых участках (над моделью), где она деформирует формовочную смесь на меньшую глубину. Благодаря этому происходит некоторое выравнивание плотностей набивки на этих участках. Однако полностью неравномерность уплотнения не устраняется.

Прессование с применением многоплунжерной головки. В настоящее время наиболее эффективным является прессование под высоким давлением с помощью многоплунжерной или многоштемпельной головки. Этот процесс находит широкое промышленное применение.

Принцип работы многоплунжерной прессовой головки заключается в следующем (рис. 46). На штоках гидроцилиндров, которых множество (30—100), внизу укреплены прессующие башмаки, уплотняющие формовочную смесь в опоке. Между этими башмаками имеются небольшие зазоры. Рабочие пространства всех цилиндров над плунжерами питаются от одной трубы, подводящей масло от гидронасоса (рис. 46, *а*). Каждый башмак под давлением масла на плунжер прессует находящийся под ним участок формы с одним и тем же усилием и деформирует его независимо от соседних участков, в меру податливости смеси в данном месте формы. Очевидно, что система таких башмаков равномерно обжимает и пропрессовывает смесь как над моделью, так и вокруг модели, подобно гибкой диафрагме (рис. 46, *б*). Разница только в том, что диафрагма дает плавный, непрерывно очерченный контур обжатия модели, а многоплунжерная головка дает дискретный профиль обжатия, разорванный на отдельные ступеньки (под каждым башмаком). Прессование многоплунжерной головкой позволяет получать любое высокое давление на единицу площади башмака, т. е. любую степень интенсификации процесса прессования.

Многоплунжерную прессовую головку, приведенную на рис. 46, можно назвать «активной», с впуском масла под давлением в общее для всех цилиндров рабочее пространство над их плунжерами. На практике находит применение также «пассивная» многоплунжерная головка с постоянным и изолированным, запертым краном общим рабочим пространством цилиндров, которое заполнено маслом без давления (рис. 47, *а*). Формовочная машина в этом случае имеет отдельный прессовый механизм, при действии которого головка слу-

жит пассивным упором с рядом башмаков, самоустанавливающихся выше или ниже, в меру различной податливости прессуемых под ними участков формы и сохранения постоянства объема общего масляного пространства над плунжерами (рис. 47, *б*). При действии активной головки сила прессования зависит от давления впускаемого в нее при прессовании масла, а при действии пассивной головки — от усилия поршня прессового механизма.

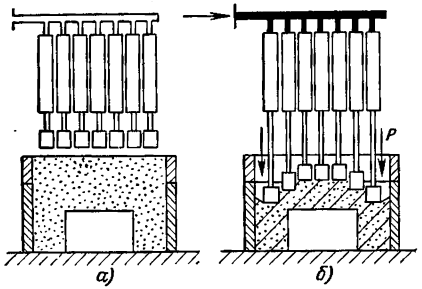


Рис. 46. Принцип работы «активной» многоплунжерной прессовой головки:

P — сила прессования

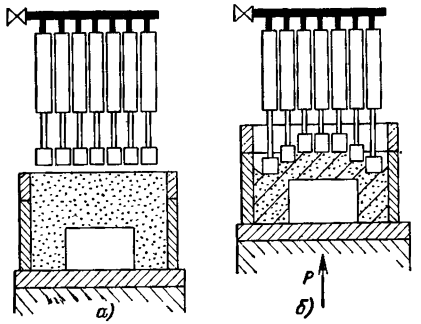


Рис. 47. Принцип работы «пассивной» многоплунжерной прессовой головки:

P — сила прессования

При уплотнении форм чистым прессованием с помощью многоплунжерных головок обычно применяют активные прессовые головки. О применении пассивных многоплунжерных прессовых головок будет сказано ниже, в главе о встряхивающих формовочных машинах, при рассмотрении процесса уплотнения с помощью одновременного встряхивания и прессования.

Некоторые технологические особенности изготовления литейных форм прессованием под высоким давлением

Значение технологических свойств смесей. С применением новых интенсифицированных процессов уплотнения — прессования под высоким давлением, а также одновременного встряхивания и прессования, с получением малоподатливых форм высокой твердости стали использовать новые формовочные смеси, обладающие высокой прочностью (1,5—2,5 кгс/см²) при сжатии в сыром состоянии, вместо применявшихся ранее смесей с прочностью 0,5—0,8 кгс/см². Эти смеси имеют повышенное содержание бентонита и пониженную влажность. Необходимость в смесях высокой прочности на современных автоматических линиях вызывается также и нагрузками, которым подвергаются формы на линии при транспортировании и манипуляциях с ними сборочными, перегрузочными и другими автоматами.

Говоря о смесях нового типа, следует отметить значение и необходимость изучения и учета двух специфических для новых процессов формовки их технологических свойств: скорости уплотнения

во времени и способности заполнять глубокие карманы формы при засыпке их в опоку на модельную плиту.

О влиянии продолжительности действия сжимающих напряжений на уплотнение формовочной смеси и о свойстве вязкости смесей говорилось раньше (см. § 3 гл. II). Очевидно, что смеси с быстрой реакцией, т. е. с малой вязкостью, следует применять для процессов уплотнения с быстрым нагружением уплотняемой формы, таких как встряхивание или встряхивание с одновременным прессованием. При статическом же нагружении, как это имеет место при прессовании под высоким давлением, можно применять и смеси с медленной деформацией.

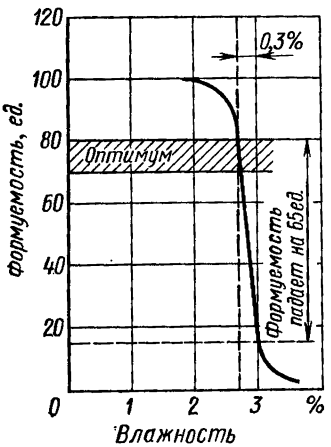


Рис. 48. Резкое падение свойства формуемости формовочной смеси (92% песка AFS 45 и 8% бентонита) в узких пределах (0,3%) увлажнения [80]

Другое важнейшее технологическое свойство формовочных смесей — способность заполнять глубокие карманы формы при засыпке в опоку на модельную плиту имеет большое значение для получения более равномерно уплотненных форм с достаточной плотностью в таких карманах при прессовании под высоким давлением.

Эта способность заполнения при засыпке оценивается свойством так называемой формуемости (moldability) смеси (вернее — формообразующей способности), которая определяется по известной методике Г. Дитерта [80] с помощью просеивания в течение 10 с пробы массой 200 г смеси на вращающемся сите с ячейками 3 мм и частотой вращения 57 об/мин (по массе прошедшей сквозь сито части смеси в % к массе пробы). Формуемость резко падает с увлажнением смеси в узких пределах (рис. 48). Формуемость смеси в пределах 70—80 считается в настоящее время оптимальной для прессования форм под высоким давлением. Формовочные смеси в смешивающих машинах в современных системах доводят по степени ее увлажнения также по этому технологическому свойству формуемости [81]. Свойство формуемости смеси имеет более существенное значение при прессовании литейных форм под высоким давлением, чем свойство текучести, определяемое по ступенчатой пробе.

Дополнительно к сказанному следует обратить внимание на то, что, кроме свойства формуемости самой смеси, равномерность засыпки зависит в большой мере также от средств и метода засыпки, т. е. от дозирующих устройств формовочных машин. Современные формовочные машины имеют различные по принципу действия и по конструкции дозирующие устройства. Усовершенствование их может значительно улучшить равномерность заполнения и дать более равномерно уплотненные формы, в частности и при прессовании под высоким давлением.

Влияние упругих свойств смеси. При прессовании форм давлением 15—20 кгс/см² и выше появляются уже значительные упругие деформации смеси. Вследствие этого при снятии прессующей нагрузки набивка литейной формы дает обратную упругую деформацию разгрузки. Согласно экспериментальным данным [90] величина упругой деформации различных формовочных смесей при разных давлениях прессования колеблется в пределах между кривыми *1* и *2* на рис. 49. По данным работы [102], упругая деформация влажной песчано-глинистой смеси, содержащей 10% глинистых веществ, выражается на графике кривой *3*. По другим данным, в опытах со смесью, имеющей 12% боровичской глины и 1,5% сульфитного щелока, была получена обратная упругая деформация в пределах 1,7—3,0 мм на 1 м при влажности смеси в пределах 1,3—6,7% при разгрузке образца смеси в гильзе после сжатия его под давлением 14,6 кгс/см² [41].

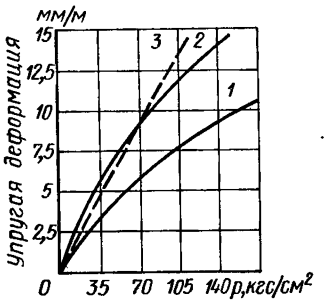


Рис. 49. Обратная упругая деформация набивки формы при разгрузке после прессования при различном давлении

Упругая деформация смесей при уплотнении литейных форм прессованием под высоким давлением приводит к защемлению от-

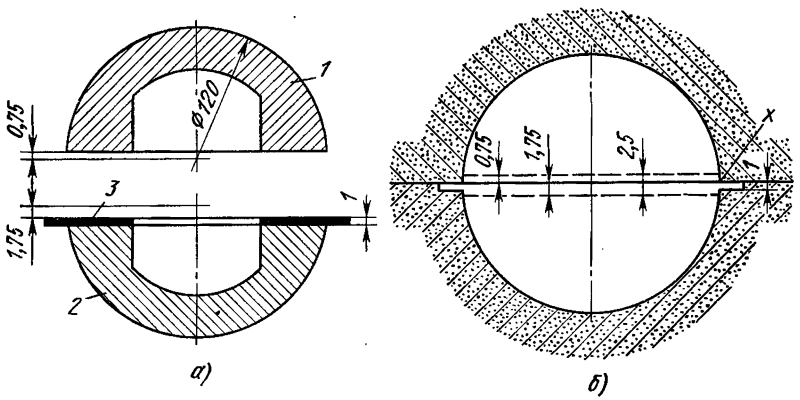


Рис. 50. Посадка моделей гильзы цилиндров автомобильного двигателя на модельных плитах со смещением по высоте для компенсации обратной упругой деформации набивки полуформ, уплотняемых прессованием (40 кгс/см²).

а — схема смещения моделей по высоте; *б* — схема получаемой полости формы; *1* — модель верха; *2* — модель низа; *3* — пластина для предохранения от обжима кромок набивки *x*. Материал моделей — сталь 20. Рабочая поверхность после обработки подвергается цементации, закалке и полированию

дельных частей формы в модели и обрыву болванов смеси при съеме формы с модельной плиты. Для предупреждения этого рекомендуется применять протяжку моделей и устраивать дополнительные подпорные площадки к поверхности для сырых болванов, а также применять стальные, бронзовые и чугунные модели с полированной

рабочей поверхностью и увеличивать уклоны на моделях с 1 до 3° [62].

Кроме этого, вследствие обратной упругой деформации запрессованной полуформы при разгрузке полость разъема формы искажается — выпячивается, выступая при больших высотах опок до 2—10 мм над полостями отпечатков моделей и кромками опоки [62]. Для компенсации этого искажения в ряде случаев применяют наделки на модельную плиту, а также посадку на модельную плиту моделей со сносом их по высоте на величину ожидаемого выпирания плоскости разъема набивки в данной полуформе (рис. 50). Рекомендуется также устраивать на плоскости разъема уплотнительные канавки и гребешки.

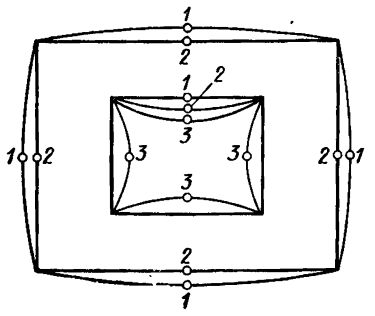


Рис. 51. Схема искажения полости формы в плане

Полость формы в плане также искажается (рис. 51). Если во время приложения прессующей нагрузки (положение *1*) модель практически не деформируется, то стенки опоки под действием бокового давления в форме прогибаются. После снятия прессующей нагрузки и удаления модели стенки опоки упруго распрямляются и передают эту свою деформацию разгрузки *1—2* через набивку на полость формы, искажая ее также на величину *1—2*. Кроме того, дополнительно полость формы получает искажение *2—3* за счет обратной упругой деформации набивки формы (после удаления модели). Все эти искажения могут быть установлены расчетным путем или же получены экспериментально и их следует принимать во внимание при доводке технологии и конструировании оснастки.

Жесткость и прочность опочной оснастки

При прессовании под высоким давлением опока полуформы нагружается силами бокового давления, которое, по практическим данным, может достигать до 0,4—0,5 вертикального сжимающего напряжения. Поэтому для обеспечения жесткости и прочности опоки для современных прессовых автоматов делают усиленной конструкции, сварные или литые, как из чугуна, так и из сталей, в том числе легированных, с развитыми ребрами жесткости и часто с двойными стенками, коробчатого сечения. Расчет опоки на прочность и жесткость может быть выполнен по схеме рамы с жесткими углами (рис. 52).

Обозначив удельную нагрузку на единицу длины стенки опоки через $q = h_{оп} p_{бок}$ кгс/см, где $h_{оп}$ — высота опоки в см, а $p_{бок}$ — боковое давление прессуемой смеси на стенку опоки в кгс/см^2, и отношение ширины опоки к ее длине (в свету) через $m = l_1/l \leqslant 1$,

имеем расчетные формулы для изгибающего момента (в кгс·см)

$$M_x = \frac{ql}{2}\left(x - \frac{x^2}{l}\right) - \frac{ql^2}{12}(1 - m + m^2) \qquad (37)$$

и для максимального прогиба (в см)

$$f = \frac{ql^3}{384EJ}\,\frac{1 + 5m - 4m^3}{1 + m}, \qquad (38)$$

где E — модуль упругости материала опоки, кгс/см^2, а J — момент инерции сечения стенки опоки, см^4.

Для получения напряжения (кгс/см^2) в сечении x, очевидно, нужно еще к напряжению изгиба M_x/W_x прибавить дополнительное

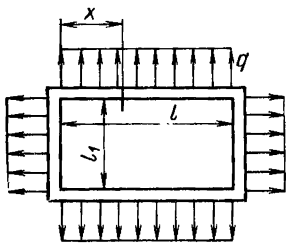


Рис. 52. Схема нагружения опоки силами бокового давления

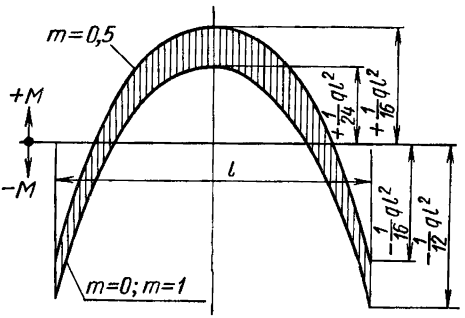


Рис. 53. Предельное положение эпюры изгибающих моментов стенки l

растягивающее напряжение $ql_1/2F_x$, которое создается силами бокового давления смеси, приложенными к торцовым стенкам l_1 опоки:

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} + \frac{ql_1}{2F_x}, \qquad (39)$$

где W_x — момент сопротивления сечения x стенки опоки, см^3, а F_x — площадь этого сечения, см^2.

Как следует из формулы (38), наиболее жесткими являются опоки с отношением размеров $m = 1$ (квадратная опока) и с величиной m, приближающейся к нулю. Наименее жесткой будет опока с отношением размеров $m = 0{,}5$. Прогиб длинной стенки такой опоки будет в 2 раза больше, чем у опок с $m = 1$ и $m = 0$. Что касается расчетных изгибающих моментов [по формуле (37)], то для $m = 0$ и $m = 1$ максимальные моменты будут на концах стенок, т. е. в углах опоки (рис. 53). Они будут составлять $\left(-\frac{1}{12}ql^2\right)$ против $\left(+\frac{1}{24}ql^2\right)$ в середине длин стенок. При $m = 0{,}5$ моменты на концах $\left(-\frac{1}{16}ql^2\right)$ и в середине длины стенки $\left(+\frac{1}{16}ql^2\right)$ равны по абсолютной величине.

Как упоминалось выше, опокам для прессования форм под высоким давлением придается двутавровое или даже коробчатое сечение

с сильными ребрами жесткости, продольными и поперечными. При этом увеличение жесткости сечения от наличия продольных ребер легко учесть при проектировании обычным расчетом момента инерции сечения. Что касается поперечных ребер, то по экспериментальным данным [7] наличие их в количестве, дающем суммарную их толщину $\Sigma\Delta$ до 20—25% от длины стенки опоки, увеличивает эффективный момент инерции практически почти до полного значения J сплошного сечения $b \times h$ (рис. 54). Здесь эффективное значение J определялось экспериментально, по величине прогиба опытных образцов — балок с различным оребрением.

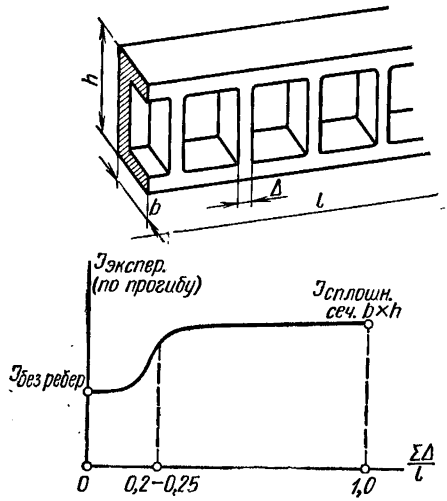
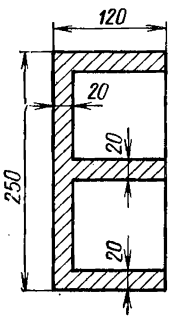


Рис. 54. Влияние поперечных ребер на жесткость стенки опоки по экспериментальным данным

Рис. 55. Сечение стенки опоки (к примеру расчета)



Пример. Произведем расчет жесткости и прочности опоки размером 1000 × × 700 мм и высотой 250 мм, уплотняемой прессованием с давлением $p_{пр} =$ $= 25$ кгс/см². Примем коэффициент бокового давления $\xi = 0{,}4$. Тогда удельная нагрузка на стенку опоки силами бокового давления составит $q = 25 \cdot 0{,}4 \cdot 25 =$ $= 250$ кгс на 1 см длины стенки. Отношение сторон опоки $m = \frac{70}{100} = 0{,}7$. При этом максимальный изгибающий момент на длинной стенке будет в углах, т. е. при $x = 0$, и согласно формуле (37) составит

$$M_{max} = -\frac{250 \cdot 100^2}{12}(1 - 0{,}7 + 0{,}7^2) = -165\,000 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Принимаем сечение стенки опоки, как показано на рис. 55. Считаем упрощенно и с запасом только три ребра толщиной 20 мм и высотой 120 мм. Тогда момент сопротивления сечения $W = \frac{3 \cdot 2 \cdot 12^2}{6} = 144$ см³, а напряжение изгиба $\sigma_{изг} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{165\,000}{144} = 1150$ кгс/см². А с учетом действия бокового давления на короткие стороны опоки добавочное растягивающее напряжение составит $\sigma_{доб} = \frac{70 \cdot 250}{2 \cdot 110} = 80$ кгс/см², где 110 см² $= (25 + 3 \cdot 10)\,2$ — сечение стенки опоки $F_{оп}$. Суммарное максимальное напряжение будет $\sigma_{max} = \sigma_{изг} + \sigma_{доб} =$ $= 1150 + 80 = 1230$ кгс/см². При таком напряжении опока может быть отлита

из стали Ст3 (допускаемое напряжение $\sigma_{доп} = 1500$ кгс/см^2) или из стали 40ХН ($\sigma_{доп} = 2000$ кгс/см^2).

Прогиб длинной стенки опоки согласно формуле (38) найдем, вычислив момент инерции сечения, принимаемого упрощенно в виде трех ребер 120×20 мм. Он составит $J_{расч} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 12^3}{12} = 864$ см^4. Приняв модуль упругости материала стенки опоки $E = 2 \cdot 10^6$ кгс/см^2, получим величину прогиба $f_1 = \frac{250 \cdot 100^4}{384 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 864} \times$ $\times \frac{1 + 5 \cdot 0{,}7 - 4 \cdot 0{,}7^3}{1 + 0{,}7} = 0{,}0925$ см $= 0{,}93$ мм.

Для повышения жесткости вводим поперечные ребра в количестве 10 ребер на длинной и 7 ребер на короткой стенках, с толщиной по 20 мм, что в сумме составит 20% от длины соответствующей стенки опоки. При этом эффективный момент инерции сечения стенки практически увеличивается до момента инерции сплошного прямоугольника 250 × 120 мм, т. е. $J_{эф} = \frac{25 \cdot 12^3}{12} = 3600$ см^4. Вследствие этого величина прогиба длинной стенки уменьшится в соответствии с отношением $\frac{J_{расч}}{J_{эф}} = \frac{864}{3600} = 0{,}24$ и составит $f_2 = 0{,}24 f_1 = 0{,}24 \cdot 0{,}94 =$ $= 0{,}23$ мм.

В приведенном примере опока не имела крестовин. Наличие крестовин вносит усложнение в характер напряженного состояния и в расчет опоки, стенки которой работают в этом случае уже на изгиб и кручение. Крестовины увеличивают жесткость и прочность опоки. Так, по данным расчета, сделанного в НИИТракторосельхозмаш, у опоки с крестовинами размерами 1200 × 1000 × 250 мм прогиб длинной стенки при давлении прессования 12 кгс/см^2 составил 0,4 мм (а у опоки без крестовин 0,54 мм). Напряжения в стенках опоки снизились при этом примерно на 30%.

Опоки для прессования литейных форм под высоким давлением на современных автоматических линиях должны выполняться с большой точностью. Так, на Волжском автозаводе сварные опоки 800 × × 700 × 260 мм для линий среднего литья изготовляют из стали 40. Оба лада опоки закаливают до *HRC* 45—50 на глубину 4 мм. Допускаемые отклонения размеров опок по высоте ± 0,2 мм, между центрами штырей ± 0,2 мм, между базовыми поверхностями, по которым опока перемещается в линии, ± 0,13 мм.

Выбор давления прессования

В настоящее время в связи с развитием методов прессования литейных форм под высоким давлением применяют различные величины давления прессования (от 5—6 до 40—50 кгс/см^2 и выше). Рассмотрим в связи с этим вопрос о технологически необходимой степени уплотнения литейной формы и о выборе давления прессования.

Если бы можно было ограничиться учетом лишь одного гидростатического давления жидкого металла, нагружающего стенки литейной формы при заливке, то вопрос о технологически необходимой степени уплотнения формы решался бы просто. Очевидно, эта технологически необходимая степень уплотнения, обеспечивающая от-

сутствие деформации стенок формы при заливке и раздутие отливки, должна была бы соответствовать давлению прессования или величине сжимающего напряжения при формовке, эквивалентному давлению жидкого металла при заливке на данном горизонте формы. При этом нетрудно было бы учесть и гидродинамическое давление жидкого металла, оценив его действие каким-то практическим коэффициентом, например, предположив, что суммарное (статическое плюс динамическое) давление втрое больше чисто статического. Точно так же нетрудно учесть и то обстоятельство, что давление жидкого металла при заливке является уже не первым, а повторным прессующим нагружением формовочного материала. Такая схема расчета технологически необходимой степени уплотнения и соответствующих сжимающих напряжений при уплотнении формы дает

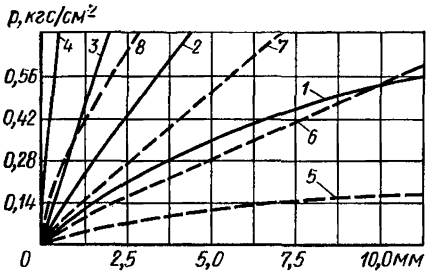


Рис. 56. Диаграммы деформация — напряжение образцов двух формовочных смесей при сжатии в гильзе горячим пуансоном [110]:

1 — песок AFS 80, 10% бентонита, влажность 3,5%, $\delta = 1{,}20$ г/см³; *2* — то же, $\delta = 1{,}30$ г/см³; *3* — то же, $\delta = 1{,}41$ г/см³; *4* — то же, $\delta = 1{,}50$ г/см³; *5* — песок AFS 80, 20% глины, влажность 4%, $\delta = 1{,}25$ г/см³; *6* — то же, $\delta = 1{,}44$ г/см³; *7* — то же, $\delta = 1{,}54$ г/см³; *8* — то же, $\delta = 1{,}65$ г/см³

возможность получить закономерность нарастания степени уплотнения с глубиной погружения данного горизонта формы под свободным уровнем жидкого металла в литниковой чаше.

Однако явление нагружения стенок литейной формы при заливке оказывается сложнее вследствие теплового воздействия жидкого металла. Под действием теплоты заливаемого металла происходит быстрый прогрев поверхностных слоев сырой литейной формы, окружающих отливку, и быстрое испарение из них воды, которая по порам формовочной смеси мигрирует в более отдаленные от отливки слои формы и там конденсируется. Таким образом, около отливки в течение короткого промежутка времени (10—15 с) образуется слой сухой формовочной смеси, непосредственно окружающий ее, а на некотором расстоянии от нее — слой сильно увлажненной смеси. Эта зона конденсации и является слабым местом сырой литейной формы, так как такая переувлажненная формовочная смесь обладает хорошей податливостью, т. е. малым сопротивлением деформации сжатия. Поэтому, несмотря на то, что форма может быть хорошо уплотнена, она все же деформируется под действием даже небольшого давления жидкого металла при заливке вследствие именно образования такой податливой переувлажненной прослойки.

На рис. 56 приведены кривые деформация — напряжение образцов двух формовочных смесей, набитых в гильзе диаметром 63 мм и высотой 250 мм встряхиванием с последующей верхней подпрес-

совкой до различной степени уплотнения и затем подвергнутых нагружению давлением, постепенно возрастающим до 1,4 кгс/см². Давление передается никелевым пуансоном, нагретым до 1370° С [110]. Как видно, при таком нагружении, имитирующем одновременно тепловое и силовое воздействия жидкого металла, образцы значительно деформируются даже при небольших давлениях пуансона, но тем меньше, чем плотнее были набиты образцы при формовке.

Для уяснения влияния основных факторов на деформацию стенок литейной формы при «горячем» нагружении рассмотрим характер уплотнения сухого кварцевого песка и формовочных смесей при обыкновенном холодном прессовании их образцов в замкнутом объеме.

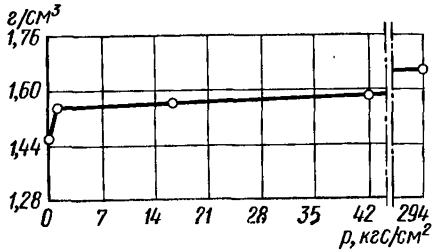


Рис. 57. Кривая прессования образца сухого кварцевого песка AFS 80 [110, 111]

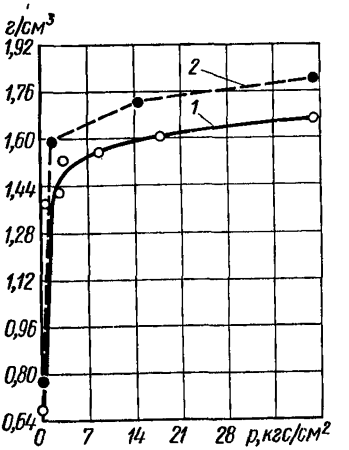


Рис. 58. Кривые прессования образцов двух формовочных смесей [110]:

1 — песок AFS 80, бентонит 8%, влажность 3,5%; *2* — песок AFS 80, глина 15%, влажность 4,4%

Если прессовать в стандартной гильзе образец сухого кварцевого песка или песчаной основы формовочной смеси, то степень уплотнения возрастает сначала быстро, а затем, после достижения некоторого предела, очень медленно, вплоть до самых высоких давлений. При этом предел такого перелома в росте деформации достигается довольно быстро, уже при небольших давлениях прессования (рис. 57).

Этому пределу нагружения соответствует достижение некоторой устойчивой плотной укладки или упаковки зерен песка, которая может быть условно названа максимальной плотностью песка δ_{max}. Так, для песка марки AFS80 (к которому относится приведенная диаграмма прессования) значение δ_{max} может быть принято 1,60 г/см³. Плотность δ_{max} зависит от гранулометрического состава сухого кварцевого песка и определяемой им модели или системы устойчивой укладки зерен в пространстве. По достижении плотности δ_{max} дальнейшее нагружение образца песка в замкнутом объеме приводит уже только к незначительному приращению деформации. За величину δ_{max} для сухого безглинистого песка можно условно принимать значение объемной массы образца, уплотненного в стандартной гильзе

прессованием с каким-то определенным давлением, например 40 кгс/см² [111].

При прессовании образцов формовочных песчано-глинистых смесей переход от быстрого к медленному росту деформации происходит не резко, как у сухого кварцевого песка, а постепенно, и соответствующий предел нагружения достигается лишь при больших значениях давления прессования. Это можно объяснить тем, что плотная устойчивая упаковка кварцевых зерен смеси образуется после выдавливания в межзерновые поры имеющейся в смеси глины и влаги или оболочек увлажненной глины. Так, на графиках рис. 58 этот предел для обеих смесей не был достигнут даже при давлениях 40 кгс/см² — степень уплотнения все еще значительно возрастала и при этих давлениях. Соответственно и величина δ_{max} для формовочной смеси значительно выше, чем для ее песчаной основы.

Величина δ_{max} формовочной смеси, таким образом, соответствует такому состоянию ее уплотнения, при котором вся глина и вода выдавлены в межзерновые поры песчаной основы, а эта последняя достигла своей максимально плотной упаковки зерен. Величину δ_{max} формовочной смеси можно легко рассчитать аналитически, если известны состав смеси и величина δ_{max} ее песчаной основы.

Пусть, например, смесь состоит из 90% песка, 7% глины и 3% воды и δ_{max} ее песчаной основы равна 1,60 г/см³. Тогда, очевидно, в 1 г смеси будет содержаться 0,90 г песчаной основы, которая при состоянии максимального уплотнения смеси (и одновременно максимального уплотнения песчаной основы) будет занимать объем, равный 0,90/1,60 см³. При этом остальные составные части смеси (0,07 г глины и 0,03 г воды) будут выдавлены в межзерновые поры и, следовательно, будут располагаться в том же объеме, занимаемом песчаной основой смеси. Таким образом, искомая предельная плотность смеси δ_{max} составит

$$1 \text{ г} : \frac{0{,}90}{1{,}60} \text{ см}^3 = \frac{1{,}60}{0{,}90} = 1{,}78 \text{ г/см}^3.$$

На практике состояние уплотнения формовочных смесей, соответствующее значениям их δ_{max}, обычно не достигается или достигается редко. Если степень уплотнения формовочной смеси равняется некоторой величине δ, то отношение δ/δ_{max}, выраженное в процентах, может быть названо относительной степенью уплотнения данной смеси в данных условиях: $\delta_{отн} = \frac{\delta}{\delta_{max}} 100\%$.

Экспериментальные данные [110] показывают, что относительная степень уплотнения, или относительная плотность литейной формы, является главным фактором, обусловливающим деформацию стенок сырой литейной формы (и раздутие отливок) при горячем прессующем нагружении в условиях заливки формы жидким металлом. Чем больше $\delta_{отн}$, тем меньше горячая деформация стенок литейной формы. Два других фактора — глиносодержание и влажность влияют отрицательно на сопротивление деформации стенок формы, поскольку их увеличение соответственно уменьшает относительную

плотность $\delta_{отн}$. Поэтому для стабилизации размеров получаемых отливок целесообразно держать состав формовочной смеси (ее глиносодержание и влажность) постоянным, а регулировать степень деформаций форм при заливке изменением относительной плотности форм $\delta_{отн}$.

Во многих случаях практики нулевая деформация (абсолютная неподатливость стенок литейной формы) не является идеальной из-за затрудненности в этом случае усадки получаемых отливок. В отношении же точности геометрических размеров отливок вполне удовлетворительные результаты, по-видимому, получаются при значениях относительной плотности литейных форм $\delta_{отн} = 85 \div 90\%$.

Базируясь на этих предварительных данных [110], можно в первом приближении для большинства литейных форм считать целесообразным технологически обоснованное давление прессования 10—15 кгс/см^2. На этом уровне в настоящее время и находятся применяемые в практике давления прессования, которые обеспечивают получение форм высокой твердости и оптимальной податливости.

§ 5. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И РАСЧЕТ ПРЕССОВОГО МЕХАНИЗМА

Индикаторная диаграмма пневматического прессового цилиндра

Рассмотрим рабочий процесс пневматического прессового цилиндра формовочной машины по индикаторной диаграмме (рис. 59). Предположим, что имеется прессовая машина с верхним прессованием и с обычным расположением механизма, а именно с неподвижной во время прессования траверсой и прессовой колодкой и поднимающимся прессовым поршнем со столом, на котором расположены модельная плита, опока и наполнительная рамка. Перед началом прессования между прессовой колодкой и верхней кромкой наполнительной рамки имеется зазор z см.

При построении индикаторной диаграммы ход поршня s в см будем откладывать по ординате, а абсолютное давление в цилиндре p в ат — по абсциссе.

Точка *1* начала хода вверх будет иметь, очевидно, следующие координаты:

1) ординату, равную приведенной высоте вредного пространства прессового цилиндра, см:

$$s_0 = \frac{V_0}{F},$$

где V_0 — объем вредного пространства, см^3; F — площадь поршня, см^2;

2) абсциссу, соответствующую избыточному давлению, ат:

$$p_1 = \frac{Q+R}{F},$$

где Q — вес поднимаемых частей (поршня, стола, модельно-опочной оснастки и формовочной смеси), кгс; R — сила трения, кгс.

На участке хода *1—2*, на протяжении которого выбирается зазор z между прессовой колодкой и поверхностью формовочной смеси в наполнительной рамке, давление под поршнем не изменяется.

Начиная с точки *2* и до конца хода вверх, происходит прессование формы, и давление под прессовым поршнем растет с увеличением сопротивления формы уплотнению.

Если начальная плотность смеси в опоке была $\delta_0 = 1$ г/см^3, то согласно уравнению (26) сопротивление формы уплотнению в начальный момент прессования $p_0 = 0$. Линия прессования индикаторной диаграммы покажет плавное нарастание давления от точки *2*.

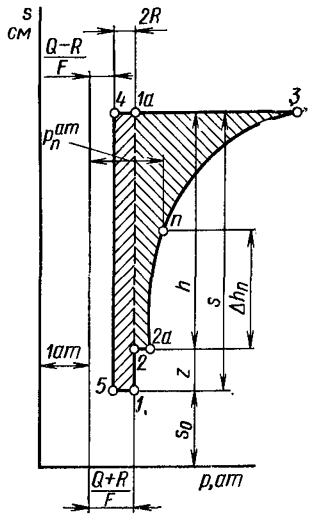


Рис. 59. Схема индикаторной диаграммы прессового цилиндра пневматической формовочной машины

Если же, как это обычно бывает на практике, начальная плотность смеси $\delta_0 > 1$ г/см^3, то сопротивление формы уплотнению в начальный момент прессования не равно нулю и на основании уравнения (26) составляет, кгс/см^2

$$p_0 = \left(\frac{\delta_0 - 1}{C}\right)^4.$$

В этом случае в момент начала прессования на индикаторной диаграмме получится скачок давления в цилиндре в соответствии с этой величиной p_0 между точками *2* и *2а* диаграммы.

При построении индикаторной диаграммы промежуточные точки на участке прессования легко могут быть найдены аналитически.

Пусть требуется найти промежуточную точку n, лежащую на расстоянии Δh_n см по оси хода, считая от начала прессования. Тогда избыточное давление в цилиндре p_n ат, соответствующее этой точке, определим следующим образом.

На основании формулы (32) для высоты наполнительной рамки можно написать

$$\Delta h_n = \left(H + h - \Delta h_n - \frac{V_м}{F_0}\right)\left(\frac{\delta_n}{\delta_0} - 1\right),$$

где H — высота смеси в опоке (после прессования), см; h — высота наполнительной рамки; см; $V_м$ — объем модели, см^3; F_0 — площадь опоки, см^2; δ_n — средняя степень уплотнения формы, соответствующая точке n индикаторной диаграммы, г/см^3.

Отсюда имеем

$$\delta_n = \delta_0 \left(\frac{\Delta h_n}{H + h - \Delta h_n - \frac{V_м}{F_0}} + 1\right).$$

Определив δ_n, находим на основании уравнения (26) величину необходимого давления прессования (кгс/см^2) в точке n:

$$p_n = \left(\frac{\delta_n - 1}{C}\right)^4.$$

Наконец, зная p_n на прессовой колодке, находим избыточное давление (ат) в прессовом цилиндре:

$$p_ц = p_n \frac{F_0}{F} + \frac{Q+R}{F},$$

где F — площадь прессового поршня, см^2.

Давление в точке *3* диаграммы (в конце хода прессования) соответствует окончательной степени уплотнения δ или деформации смеси в опоке на всю высоту h наполнительной рамки.

В точке *3* прессовый цилиндр переключается на выхлоп, и избыточное давление в нем падает до величины $\frac{Q-R}{F}$ (точка *4*). Это давление сохраняется до конца хода поршня вниз (до точки *5*).

Вся площадь индикаторной диаграммы f_i = Пл. *1—2—2а—3—4—5* см^2 равна работе сжатого воздуха в кгс·см, отнесенной к 1 см^2 площади поршня. Эта работа расходуется на прессование и преодоление трения при ходе поршня вверх и вниз. Работа прессования выражается площадью *2—2а—3—1а*, работа трения — площадью прямоугольника *1—1а—4—5* и равна $2Rs$ кгс·см на 1 см^2 площади поршня, где $s = h + z$ — ход поршня в см.

Индикаторный расход свободного воздуха на одно прессование найдем, если из количества воздуха в объеме цилиндра в точке *3* диаграммы, пересчитанного на атмосферное давление, вычтем количество воздуха, оставшееся во вредном пространстве после выхлопа (в точке *5*). Пренебрегая разностью температур воздуха в цилиндре в точке *3* и атмосферного воздуха, а также остатком воздуха во вредном пространстве, и принимая, кроме того, что давление воздуха в цилиндре в точке *3* диаграммы равно давлению воздуха в сети, получим расход свободного воздуха (м^3 св. в.) на одно прессование:

$$V_{инд} = Fs(1+\varepsilon)(p_0+1)10^{-6}, \qquad (40)$$

где ε — величина вредного пространства цилиндра в частях объема, описываемого поршнем; $\varepsilon = \frac{V_0}{V_ц} = \frac{V_0}{Fs} = \frac{s_0}{s}$; p_0 — избыточное давление воздуха в сети, ат.

Расчет прессового механизма формовочной машины

Расчет прессового механизма формовочной машины в основном сводится к расчету площади прессового поршня. Площадь прессового поршня определяется из уравнения

$$S = pF_0 + Q + R = p_0F, \qquad (41)$$

где S — полная сила прессования, кгс; p — давление прессования в конце хода прессования, кгс/см^2; F_0 — площадь опоки, см^2; Q — вес поднимаемых при прессовании частей машины, включая и полезную нагрузку, кгс; R — сила трения, кгс; p_0 — расчетное максимальное избыточное давление воздуха в прессовом цилиндре, равное (в конце хода прессования) давлению воздуха в сети, кгс/см^2; F — площадь прессового поршня, см^2.

Усилие $Q + R$ на преодоление веса поднимаемых частей и трения обычно составляет не более 0,1—0,15 от силы прессования pF_0. Вес поднимаемых частей с нагрузкой в машинах с верхним прессованием и расположением прессового механизма внизу составляет обычно, по эмпирическим данным, $Q = (0{,}13 \div 0{,}22)F_0$. Отношение F_0/F для тех же машин чаще всего находится в пределах 1,8—2,2. Избыточное давление воздуха в сети может колебаться в широких пределах, практически от 4,5 до 7 ат. Поэтому при расчетах частей машин на прочность надо принимать большее значение p_0 (7 ат), а при расчете площади поршня — меньшее значение p_0 (4,5 ат) или близкое к нему, во всяком случае не более 5,0 ат. Силу трения при расчетах принимают $R < 0{,}25Q$. В случае применения самоуплотняющихся поршневых колец из специальной маслостойкой резины силу трения колец можно определить расчетным путем.

Кроме расчета площади поршня, при проектировании прессового механизма формовочной машины следует произвести проверку на устойчивость машины под действием опрокидывающего момента инерции массы траверсы, отведенной в нерабочее положение. Стабилизирующим при этом является момент центра массы машины, если она устанавливается без фундамента, или же момент суммы массы самой машины (без траверсы) плюс масса фундамента. Запас устойчивости, т. е. отношение стабилизирующего момента к опрокидывающему, в первом случае (установка машины без фундамента) рекомендуется не менее 2, а во втором случае (установка на фундаменте) не менее 4.

§ 6. КОНСТРУКТИВНЫЕ ТИПЫ И УЗЛЫ ПРЕССОВЫХ ФОРМОВОЧНЫХ МАШИН

Общая компоновка прессовых формовочных машин

По типу агрегатирования прессовые формовочные машины делают как однопозиционными, так и многопозиционными. По расположению прессового цилиндра их выполняют с нижним и с верхним его расположением.

Машины с расположением прессового цилиндра внизу, на станине (рис. 60, *а*), являются наиболее распространенным типом прессовых формовочных машин и механизмов подпрессовки. Такие машины по характеру процесса прессования выполняют как с верхним, так и с нижним прессованием.

Машины с верхним расположением прессового цилиндра на траверсе (рис. 60, *б*) делают реже. При значительных размерах опок

прессовый цилиндр, в особенности пневматический, получается достаточно громоздким. Поэтому данная схема пригодна главным образом для машин с гидравлическим приводом.

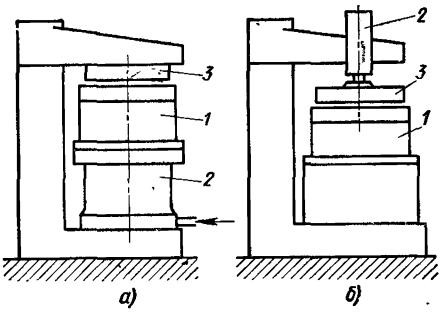


Рис. 60. Схемы компоновок машин с нижним (*а*) и верхним (*б*) расположением прессового цилиндра:

1 — опока; *2* — прессовый цилиндр; *3* — прессовая колодка

Уплотнение поршня пневматического прессового цилиндра часто выполняют с помощью саморазжимающихся колец из маслостойкой резины (рис. 61). Поршни большого диаметра целесообразно делать плавающими, как показано на схеме, т. е. не имеющими жесткого

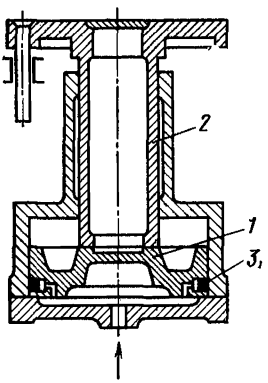


Рис. 61. Схема конструкции пневматического прессового цилиндра большого диаметра:

1 — плавающий поршень; *2* — направляющий стакан прессового стола; *3* — резиновое саморазжимающееся уплотнительное кольцо

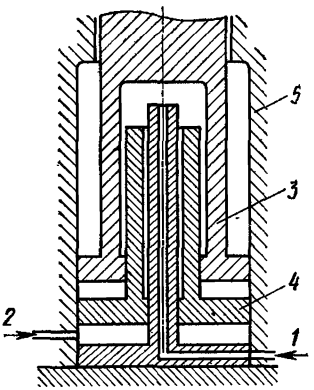


Рис. 62. Схема прессового гидроцилиндра с мультипликатором:

1 — подъем стола и начало прессования; *2* — конец прессования; *3* — прессовый поршень; *4* — поршень мультипликатора; *5* — прессовый цилиндр

соединения со штоком или стаканом прессового стола. Такая конструкция допускает уменьшение точности обработки цилиндра, не требуя строгой соосности зеркала цилиндра и направляющих поверхностей для скольжения стакана.

По использованию силы, развиваемой прессовым цилиндром, прессовые машины можно разделить на машины с простым прессовым цилиндром, с мультипликатором и с рычажным механизмом.

Сопротивление литейной формы уплотнению прессованием в начале и на большей части хода прессования весьма мало и возрастает до наибольшей величины лишь в конце хода прессования. Поэтому полная сила прессового пневмо- или гидроцилиндра и полная мощность насоса при индивидуальном гидроприводе используется только в самом конце хода прессования. В связи с этим более рациональным может быть гидропривод с двумя ступенями скорости, при котором на первом участке хода прессовый стол движется с большой скоростью, а в конце хода, на втором участке — с малой.

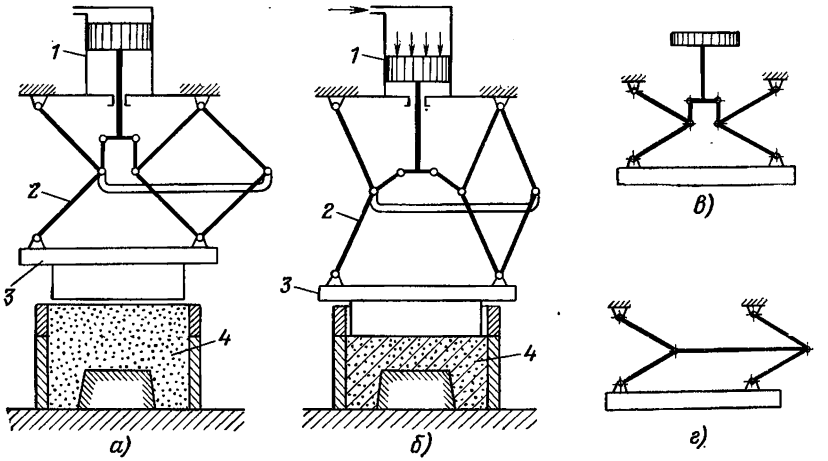


Рис. 63. Схемы работы рычажного прессового механизма:

а — перед прессованием; *б* — в конце прессования; *в* — механизм рычагов Эйлера; *г* — механизм рычажного параллелограмма:
1 — прессовый цилиндр; *2* — рычажный механизм; *3* — прессовая плита; *4* — формовочная смесь

Для той же цели применяют прессовые гидроцилиндры с мультипликатором, который повышает давление масла в рабочем пространстве цилиндра в конце хода прессования и развивает тем самым большую силу прессования. В качестве примера на рис. 62 приведена одна из таких схем. Подъем прессового стола до контакта с прессовой колодкой и первый участок хода прессования с малым сопротивлением формы уплотнению осуществляется подачей масла по трубе *1*, а дожимание формы в конце прессования — подачей масла по трубе *2* под поршень мультипликатора (при отсечке подачи по трубе *1*). Непосредственный впуск по трубе *1* может также быть использован и для подъема стола машины при съеме формы с модели.

Прогрессирующее увеличение силы прессования по ходу прессового стола при постоянной нагрузке рабочего цилиндра может быть получено с помощью привода с рычажным механизмом, пример которого показан на рис. 63. Этот механизм представляет собой синтез двух пар рычагов Эйлера, дающих плавный и прогрессивный рост силы по ходу, с механизмом рычажного параллелограмма,

обеспечивающего отсутствие перекосов подвижной прессующей плиты и устранение необходимости в устройстве для нее специальных направляющих.

Подбором соотношения размеров звеньев шарнирного механизма можно получить необходимую закономерность роста усилия на прессующей плите, максимально приближающуюся к закономерности роста сопротивления формы при прессовании. При этом весьма существенно уменьшается площадь рабочего поршня и сокращается расход сжатого воздуха [4]. Недостатком рычажных прессовых механизмов является усложнение конструкции и потеря мощности на трение в шарнирах. Прессовые формовочные машины с шарнирным механизмом нашли применение в промышленности.

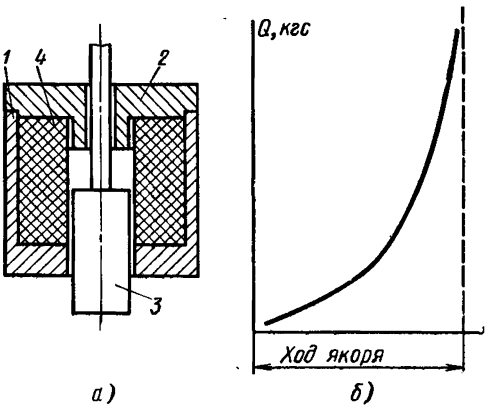


Рис. 64. Электромагнит с плоскими торцами якоря и статора (*а*) и рост силы по ходу якоря (*б*):

1 — сердечник; *2* — статор; *3* — якорь; *4* — катушка

Плавный прогрессивный рост силы по ходу прессового стола можно также получить с помощью электромагнита (рис. 64). Сила прессования непрерывно возрастает с уменьшением зазора между якорем и статором. На рис. 65 приведена схема компоновки построен-

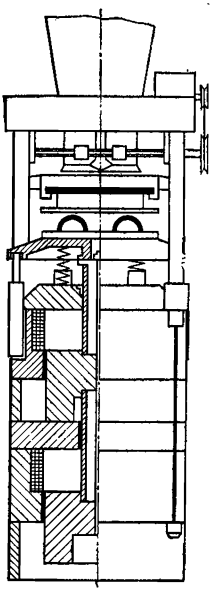


Рис. 65. Схема компоновки электромагнитного прессового автомата. Размеры опок 500 × × 400 × 150 мм. Усилие прессования 40 тс

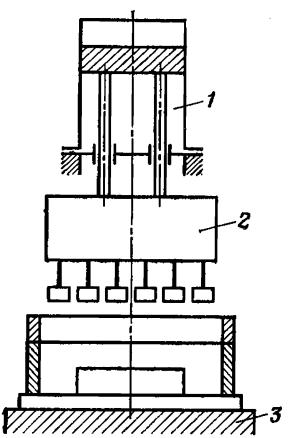


Рис. 66. Вариант компоновки прессового механизма формовочной машины с пассивной многоплунжерной головкой и верхним пневматическим прессовым цилиндром:

1 — прессовый цилиндр; *2* — многоплунжерная головка; *3* — стол машины

ного по этому принципу опытного прессового формовочного автомата, имеющего два силовых прессующих электромагнита, работающих по схеме тандем.

Прессовые формовочные машины с прессованием гибкой диафрагмой по своей компоновке могут быть выполнены как без прессового цилиндра, так и с цилиндром. В первой схеме, по которой машины обычно и выполняют, прессует диафрагма, опока же находится в покое на неподвижном столе. Во второй схеме стол с опокой поднимаются прессовым цилиндром, а диафрагма с подушкой сжатого воздуха над ней является податливой прессовой колодкой, в которую упирается набивка прессуемой формы.

Машины с многоплунжерной прессовой головкой также могут иметь две конструктивные разновидности, о чем уже говорилось ранее. Для машин с активной многоплунжерной головкой прессового цилиндра не требуется. Машины же с пассивной многоплунжерной головкой имеют чаще всего нижний прессовый цилиндр, который развивает полную силу прессования, а пассивная многоплунжерная головка служит ступенчато-податливой колодкой для прессуемой формы. Применяется также схема с верхним прессовым цилиндром (рис. 66). Если цилиндр пневматический, то он получается большого диаметра и может выполняться с двумя (и до четырех) штоками, на которых монтируется пассивная многоплунжерная головка, прессующая находящуюся ниже нее, на столе машины, уплотняемую полуформу.

Прессовый цилиндр

Работа прессового цилиндра пневматической формовочной машины регулируется обычно присоединенным к нему автоматическим клапаном давления, служащим для стабилизации плотности набивки литейных форм.

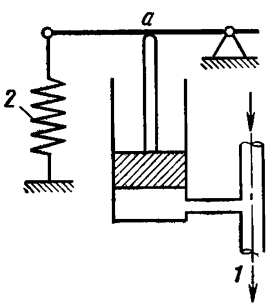


Рис. 67. Схема автоматического клапана давления:

1 — к прессовому цилиндру; *2* — рабочая пружина

На основании уравнений прессования как аналитического, так и эмпирических, можно заключить, что степень уплотнения смеси при прессовании данной формы является функцией лишь давления прессования. Последнее же при работе на данной формовочной машине зависит только от давления воздуха в прессовом цилиндре.

Таким образом, задача автоматического регулирования степени уплотнения литейных форм на пневматической прессовой машине сводится к автоматическому переключению на выхлоп прессового цилиндра по достижении в нем заданного давления воздуха. Эта задача в полной мере разрешается установкой на трубопроводе, подводящем воздух от крана управления к прессовому цилиндру, автоматического клапана давления, действующего по принципу предохранительного клапана (рис. 67). По достижении в прессовом цилиндре заданного давления поршень клапана преодолевает натя-

жение рабочей пружины и приподнимает рычаг *а*, воздействуя этим на исполнительный механизм, переключающий цилиндр на выхлоп. Желаемая плотность набивки литейных форм устанавливается путем большего или меньшего натяжения рабочей пружины клапана давления.

Необходимо заметить, что установка автоматического клапана давления целиком оправдана для тех случаев, когда ход прессования не ограничивается каким-либо жестким упором, что обычно имеет место при верхнем прессовании (см. рис. 31). При нижнем же прессовании (см. рис. 32) необходимость точного совпадения плоскости модельной плиты с ладом опоки в конце прессования заставляет ограничивать ход прессового стола каким-либо точно установленным жестким упором. При таких условиях конец хода прессования лимитируется уже не заданным давлением в прессовом цилиндре, а именно этим жестким упором, и установка автоматического клапана давления в этом случае является бесполезной.

Механизм съема

Подъем штифтов в пневматических прессовых формовочных машинах осуществляется обычно одним или двумя вспомогательными

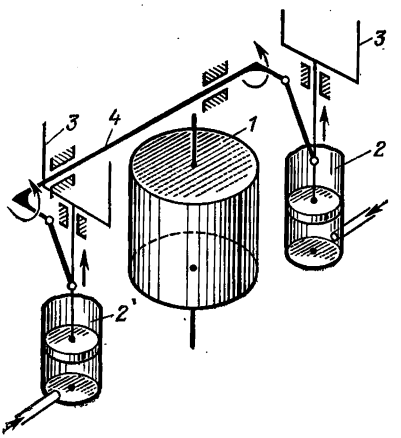


Рис. 68. Схема штифтоподъемного механизма с двумя боковыми пневматическими цилиндрами и синхронизирующим валом:

1 — прессовый цилиндр; *2* — штифтоподъемные цилиндры; *3* — подъемные штифты; *4* — синхронизирующий вал

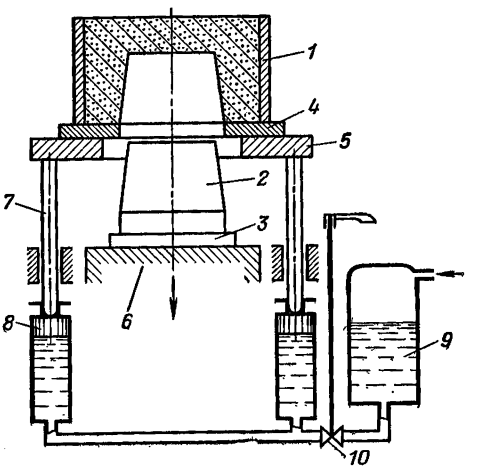


Рис. 69. Схема вытяжки модели при обратном ходе прессового стола:

1 — опока; *2* — модель; *3* — модельная плита; *4* — протяжная плита; *5* — протяжная рамка машины; *6* — прессовый стол; *7* — штифты, направляющие протяжную рамку относительно станины машины; *8* — свободные поршни; *9* — масляный резервуар; *10* — запорный кран

пневматическими цилиндрами. Если ставят два таких цилиндра с двух сторон машины (рис. 68), то каждый из них поднимает по паре штифтов. Для обеспечения бесперекосного подъема опоки перемещение правых и левых штифтов связывается с помощью синхрони-

зирующего, или уравнительного, вала, как показано на схеме. Если ставят один цилиндр для подъема штифтов, то он поворачивает кривошип синхронизирующего вала, а последний уже ведет в направляющих вертикальные штоки со штифтами.

Обратный ход прессового стола часто используется для вынимания модели из формы, что сокращает продолжительность цикла формовки и повышает производительность формовочной машины. Схема механизма приведена на рис. 69.

В конце хода прессования уплотненная опока остается на протяжной плите вместе с фиксированной в верхнем положении протяжной рамкой машины, штифты которой удерживаются в этом положении свободными поршнями, имеющимися в цилиндрах штифтов. Эти свободные поршни при ходе прессования следуют, не отрываясь, за нижними концами штифтов под действием давления сжатого воздуха в масляном резервуаре. В конце же хода прессования штифты с протяжной рамкой фиксируются путем закрывания запорного крана на маслопроводе, соединяющем цилиндры штифтов с масляным резервуаром. Поэтому при обратном ходе прессового стола он опускается один, только с укрепленной на нем модельной плитой и моделью, а опока на протяжной плите и протяжная рамка машины со штифтами остаются наверху.

После того как опока будет снята с протяжной плиты подъемником или сдвинута по роликовому конвейеру, протяжная плита и рамка с штифтами возвращаются в исходное нижнее положение. При этом открывается запорный кран, и воздушное пространство масляного резервуара соединяется с атмосферой.

Траверсы

Траверсы прессовых механизмов современных формовочных машин делают следующих четырех типов: 1) поворотные в виде консольной балки; 2) поворотные в виде балки на двух опорах; 3) в виде тележки и 4) неподвижные.

Траверса в виде консольной балки схематически показана на рис. 70 в трех вариантах. Для возможности насыпания формовочной смеси в опоку из бункера и для съема заформованной опоки с машины траверса поворачивается около вертикальной колонны. Воспринимая большую силу прессования и работая на изгиб по схеме консольной балки, траверса данного типа должна иметь достаточно большой момент сопротивления. Для формовки крупных опок такие траверсы получаются громоздкими, и поэтому обычно их применяют только для небольших машин.

На показанных на рис. 70, *а—в* схемах приложенный к траверсе изгибающий момент от силы прессования гасится моментом сил в вариантах: *а* — реакции в подшипниках; *б* — реакции в дополнительной опоре на хвостовике траверсы; *в* — реакции, возникающей при зацеплении за выступ станины крюкообразного прилива траверсы.

Схема поворотной траверсы, работающей как балка на двух опорах, приведена на рис. 71. Вторая опора представляет собой

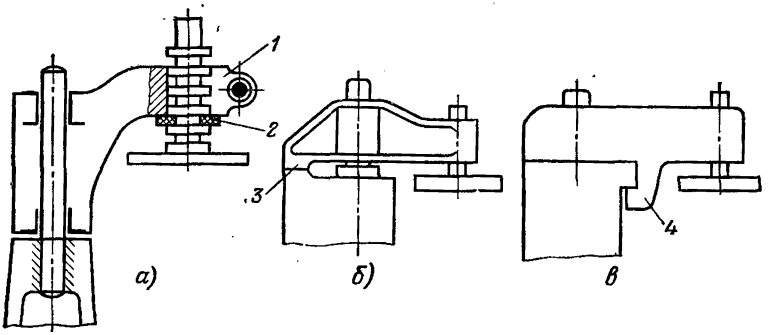


Рис. 70. Варианты поворотной траверсы в виде консольной балки:

1 — клемма; *2* — разрезное вкладное кольцо; *3* — хвостовик; *4* — крюкообразный выступ траверсы

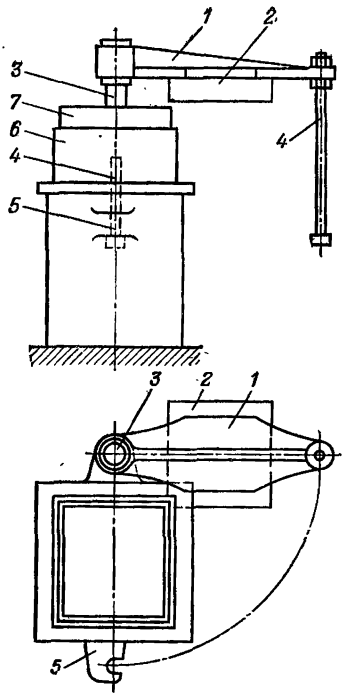


Рис. 71. Схема поворотной траверсы в виде балки на двух опорах:

1 — траверса; *2* — прессовая колодка; *3* — колонна машины; *4* — дополнительная опора (тяга); *5* — выступ станины; *6* — опока; *7* — наполнительная рамка

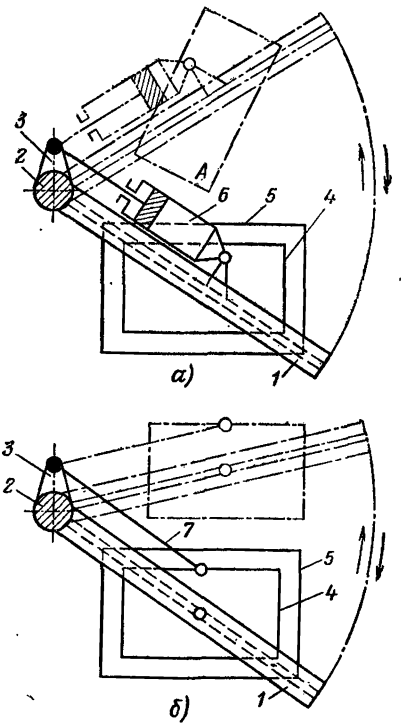


Рис. 72. Схемы механизированных поворотных траверс:

а — с поворотом от пневматического цилиндра; *б* — с параллельным перемещением прессовой колодки; *1* — траверса; *2* — колонна; *3* — кронштейн колонны; *4* — прессовая колодка; *5* — стол машины; *6* — пневматический цилиндр поворота траверсы; *7* — тяга, поворачивающая прессовую колодку относительно траверсы

тягу с головкой, зацепляемой за выступ станины. Траверсы такого типа применяют для прессовых механизмов формовочных машин средних и больших размеров. Эти траверсы, как и траверсы первого типа, наиболее распространены.

Для осуществления поворота траверсы описанного типа обычно применяют механизм с пневмоцилиндром, схема которого приведена на рис. 72, *а*.

При неподвижном креплении прессовой колодки к траверсе последнюю приходится поворачивать в нерабочее положение до тех пор, пока угол *А* колодки не выйдет за габариты стола машины. Для уменьшения угла поворота траверсы можно прессовую колодку сделать поворачивающейся относительно траверсы по схеме рис. 72, *б*. Под действием тяги колодка при повороте траверсы будет перемещаться параллельно самой себе.

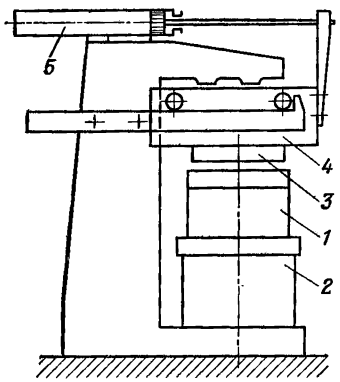


Рис. 73. Схема траверсы в виде тележки:

1 — опока; *2* — прессовый цилиндр; *3* — прессовая колодка; *4* — траверса; *5* — пневматический цилиндр для передвижения траверсы

Траверсы в виде тележек, откатывающихся по рельсам в нерабочее положение (рис. 73), применены в некоторых современных конструкциях формовочных машин, в том числе автоматизированных. Сила прессования, нагружающая траверсу при уплотнении формы, воспринимается выступами станины. Передвижение тележки механизируется с помощью пневмо- или гидроцилиндра.

Неподвижные прессовые траверсы также применяют в некоторых современных машинах. Их укрепляют на двух, трех или четырех колоннах. Прессуемая опока, наполненная формовочной смесью, подводится под траверсу на какой-либо каретке, тележке или поворотном столе. Имеются также конструкции, в которых траверса сделана в виде рамки, т. е. она имеет четырехугольное отверстие по размеру опоки, через которое в опоку из расположенного выше бункера засыпается формовочная смесь, после чего сбоку в траверсу въезжает на специальной тележке прессовая плита, являющаяся упором при прессовании опоки.

В старых конструкциях формовочных машин применялись (и еще встречаются и работают на производстве сейчас) траверсы, откидывающиеся (вручную) назад (рис. 74, *а*, *б* и *в*). В новых конструкциях такие траверсы в настоящее время не делают из-за неудобства их ручного отвода назад, а также потому, что при их применении, особенно в варианте *а*, зазор *z* между прессовой колодкой и наполнительной рамкой приходится делать увеличенного размера, что ведет к перерасходу сжатого воздуха на прессование.

Существенной особенностью в конструкции траверсы является устройство, позволяющее устанавливать по высоте плиту, к кото-

рой крепится прессовая колодка. Это необходимо при переналадке машины на другой размер высоты формуемых опок для получения минимального хода прессового поршня. Достигается такая перестановка часто тем, что плиту с колодкой ввинчивают в траверсу и

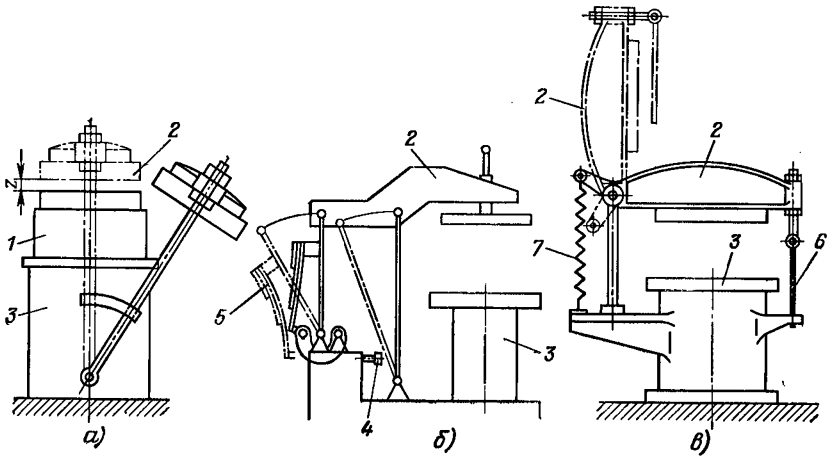


Рис. 74. Схемы траверс, откидывающихся назад:

1 — опока; *2* — траверса; *3* — прессовый цилиндр; *4* — упор; *5* — рессора; *6* — дополнительная тяга; *7* — пружина

закрепляют ее в нужном положении стопорным винтом. Для крепления вертикального стержня прессовой плиты в траверсе применяют также устройство типа клеммного. При этом усилие прессования передается на траверсу через разрезное кольцо, закладываемое в одну из выточек на стержне прессовой плиты (см. рис. 70, *а*).

Глава III

ВСТРЯХИВАЮЩИЕ ФОРМОВОЧНЫЕ МАШИНЫ

§ 1. ХАРАКТЕР УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ФОРМОВОЧНУЮ СМЕСЬ ПРИ ВСТРЯХИВАНИИ

При уплотнении формовочной смеси в опоке на встряхивающей машине стол машины вместе с опокой при каждом ударе поднимается на высоту в пределах $h = 30 \div 100$ мм и, падая с этой высоты, ударяется о преграду. Уплотнение формовочной смеси в опоке происходит при ударе стола под действием сил инерции смеси.

Главной особенностью такого импульсного нагружения смеси при каждом ударе встряхивания является кратковременность действия сжимающих напряжений, или сил инерции смеси, которые возникают в смеси в течение весьма малого промежутка времени.

Кинетика инерционных сил нагружения при ударе встряхивающего стола

Рассмотрим характер импульсного нагружения формовочной смеси в опоке при ударе встряхивания на следующей упрощенной схеме (рис. 75). Пусть тело с массой m (встряхивающий стол с уплотняемой полуформой) в момент удара о станину машины имеет начальную скорость удара v_0. Обозначим через c жесткость соударяемых частей. Перемещение стола из-за деформации соударяющихся частей, отсчитываемое от этого нулевого момента времени, обозначим через x, скорость этого перемещения через v и ускорение движения через j. Уравнение движения стола в момент удара может быть записано, очевидно, следующим образом:

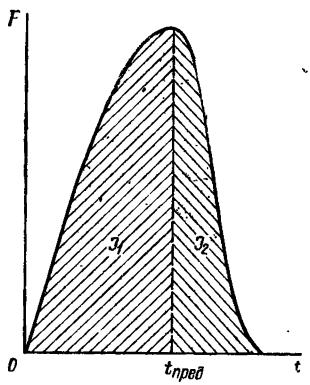


Рис. 75. Схема роста инерционных сил нагружения во времени при ударе встряхивающего стола

$$cx - m\frac{d^2x}{dt^2} = 0 \qquad (42)$$

или

$$\frac{d^2x}{dt^2} - \omega^2 x = 0, \qquad (42а)$$

где ω — круговая частота собственных колебаний тела m; $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$.

Уравнение (42а) описывает автоколебания системы с массой m и жесткостью c и представляет собой линейное однородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами, без правой части, и с мнимыми комплексными корнями характерис-

тического уравнения. Решение его имеет вид

$$x = A\cos\omega t + B\sin\omega t. \qquad \text{(а)}$$

Продифференцировав это решение, получим выражение для скорости:

$$v = -A\omega\sin\omega t + B\omega\cos\omega t. \qquad \text{(б)}$$

Для нахождения постоянных A и B в уравнение (а) подставляем первое начальное условие ($x = 0$ при $t = 0$), а в уравнение (б) второе начальное условие ($v = v_0$ при $t = 0$), где время t отсчитывается от начального момента соударения. Получаем значения постоянных: $A = 0$ и $B = v_0/\omega$ и имеем окончательно

$$x = \frac{v_0}{\omega}\sin\omega t; \qquad (43)$$

$$v = v_0\cos\omega t. \qquad (44)$$

Предельное время $t_{\text{пред}}$ всей деформации найдем, положив $v = 0$ в уравнении (44). Получаем

$$\omega t_{\text{пред}} = \arccos\frac{0}{v_0} = \frac{\pi}{2},$$

что дает

$$t_{\text{пред}} = \frac{\pi}{2\omega}. \qquad (43а)$$

При этом вся деформация соударяющихся частей

$$x_{\text{пред}} = \frac{v_0}{\omega}. \qquad (44а)$$

Текущее значение ускорения движения $j = \frac{dv}{dt}$ (в момент времени t)

$$j = -\omega v_0\sin\omega t. \qquad (45)$$

Величина силы давления встряхивающего стола на станину $F = m(-j)$:

$$F = m\omega v_0\sin\omega t, \qquad (46)$$

а в момент конца деформации соударяющихся частей

$$j_{\text{пред}} = -\omega v_0 \qquad (45а)$$

и

$$F_{\text{пред}} = m\omega v_0. \qquad (46а)$$

На рис. 75 показан характер нагружения формовочной смеси силами инерции по времени при ударе встряхивающего стола. Сила нагружения, или ускорение инерции, возрастает по синусоидальной закономерности от нуля до максимального (предельного) значения, соответствующего концу времени деформации соударяющихся частей машины. После достижения этого момента времени следует период упругого восстановления соударяющихся частей, и сила давления (или ускорение инерции) падает снова до нуля. Встряхивающий

стол при этом подскакивает на некоторую высоту отражения, которая меньше высоты падения стола, так как удар стола о станину машины является не вполне упругим. Соответственно площадь диаграммы F/t под кривой нагрузки представляет собой импульс нагружения J_1, который больше импульса разгружения J_2, равного площади под кривой разгрузки.

Как следует из полученных решений, продолжительность нагружения $t_{пред}$ при ударе увеличивается (удар растягивается по времени), а ускорения инерции $(-j)$ уменьшаются при уменьшении жесткости c соударяемых частей, что можно регулировать, применяя прокладки из различных материалов на ударных поверхностях машины.

Уплотнение формовочной смеси при нагружении ударами встряхивания

Представим импульс сил инерции или нагружающих смесь сжимающих напряжений σ в течение времени реализации удара упрощенно в виде пика abc (рис. 76), а характеристику нарастания

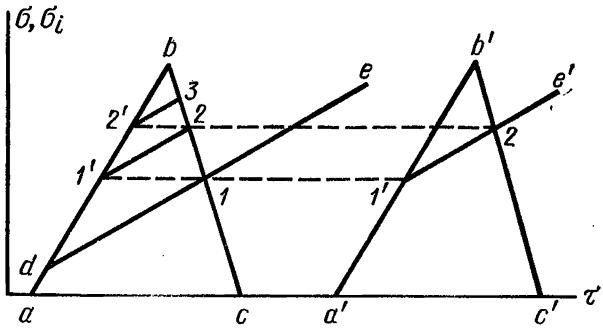


Рис. 76. Схема роста деформации уплотнения формовочной смеси при повторяющихся ударах встряхивания

во времени внутреннего сопротивления ее дальнейшему уплотнению (или возможность развития процесса ее уплотнения во времени) в виде прямой de. Очевидно, при нагружении первым ударом в смеси с ее начальным сопротивлением уплотнению, соответствующим точке d, начнется деформация уплотнения по закономерности de, так как смесь в силу своей вязкости не может уплотняться быстрее, несмотря на более высокие действующие нагрузки по пику abc. В результате смесь при первом ударе уплотнится до точки *1* в соответствии с отрезком $d-1$.

При втором ударе $(a'b'c')$ уплотнение начинается уже с точки *1'*, соответственно возросшему теперь внутреннему сопротивлению смеси σ_i, и смесь уплотнится в меру отрезка *1'—2*; при третьем ударе она уплотнится в меру отрезка *2'—3* и т. д. Чем круче характеристика уплотняемости смеси во времени, т. е. чем меньше ее «вязкость», тем меньшее число ударов встряхивания требуется для

определенного ее уплотнения. Из рассмотрения данной схемы также следует, что при каждом последующем ударе встряхивания деформация уплотнения смеси будет прогрессивно уменьшаться, и, наконец, будет достигнут предел уплотнения, после чего дальнейшее встряхивание с тем же импульсом сил нагружения уже не будет давать приращения степени уплотнения.

Обычно на практике число ударов встряхивания на одну форму составляет от 10 до 30—50. Оно значительно меньше предела, при котором степень уплотнения смеси стабилизируется.

Распределение сжимающих напряжений по высоте формы, уплотняемой встряхиванием

Величина сжимающих напряжений, возникающих в смеси при ударах встряхивания, нарастает с глубиной погружения под свободный уровень смеси в опоке, в чем легко убедиться элементарным расчетом. В самом деле, пусть в момент удара встряхивающего стола действует ускорение инерции j.

Тогда для горизонтального слоя смеси в опоке, находящегося на глубине x под свободной поверхностью и имеющего толщину dx, можно написать

$$-F\,dp-\xi pfU\,dx+F\delta_0\,dx+\frac{F\delta_0}{g}j\,dx=0,$$

где F и U — площадь и периметр опоки; p — мгновенное вертикальное сжимающее напряжение в рассматриваемом слое; ξ — коэффициент бокового давления; f — коэффициент трения формовочной смеси о стенки опоки; δ_0 — вес единицы объема смеси перед ударом, принимаемый условно не изменяющимся по высоте опоки; g — ускорение силы тяжести.

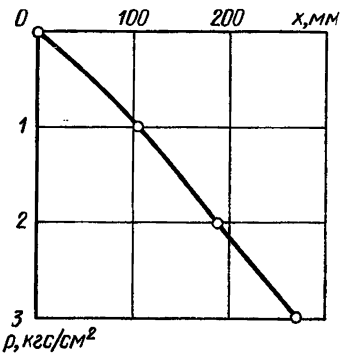


Рис. 77. Эпюра распределения вертикальных сжимающих напряжений по высоте опоки (к примеру расчета)

Положительными здесь считают силы, направленные вниз.

Решив это уравнение, получим выражение для вертикального сжимающего напряжения на глубине x в момент удара

$$p=\frac{F}{U}\frac{\delta_0}{\xi f}\left(\frac{j}{g}+1\right)\left(1-e^{-\frac{U}{F}\xi fx}\right). \qquad (47)$$

Пример. Найдем распределение сжимающих напряжений, нагружающих смесь при ударах встряхивания в опоке размером 1000 × 800 × 300 мм при значениях $\delta_0 = 1{,}15$ гс/см³; $\xi = 0{,}45$; $f = 0{,}65$ и максимальном ускорении инерции $j = 100g$. Пренебрегая действием веса слоя формовочной смеси, т. е. игнорируя член $F\delta_0 dx$ в исходном уравнении, ведем расчет по упрощенной формуле

$$p=\frac{F}{U}\frac{\delta_0}{\xi f}\frac{j}{g}\left(1-e^{-\frac{U}{F}\xi fx}\right), \qquad (47а)$$

что дает следующие результаты:

$x = 0$	100	200	300 мм
$p = 0$	1,02	1,85	2,68 кгс/см²

Построенная по этим данным эпюра напряжений приведена на рис. 77.

§ 2. СВЯЗЬ МЕЖДУ УПЛОТНЕНИЕМ ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ И РАБОТОЙ ВСТРЯХИВАНИЯ

Эмпирическое уравнение встряхивания

Число ударов на одну форму не может являться критерием уплотняющего воздействия при встряхивании, так как сами удары встряхивающего стола могут быть различными, более мощными или же более слабыми. В первом приближении за меру уплотняющего воздействия на формовочную смесь при встряхивании принимают удельную работу встряхивания, сообщенную смеси за n ударов стола и отнесенную либо к единице площади опоки (кгс · см/см²):

$$a = \frac{Q}{F} hn\eta,$$

либо к 1 кг смеси (кгс · см/кг)

$$a_0 = hn\eta,$$

где Q — вес формовочной смеси в опоке, кгс; F — площадь опоки, см²; h — высота подъема встряхивающего стола, см; η — коэффициент использования потенциальной энергии встряхивающего стола при его падении. Вследствие потерь живой силы падающих частей машины из-за трения в поршневой паре и противодавления сжатого воздуха под поршнем этот коэффициент для различных встряхивающих формовочных машин колеблется в пределах 0,3—0,7, в зависимости от конструкции, точности изготовления, регулирования, смазки, износа машины, а также от давления воздуха в сети.

Зависимость средней степени уплотнения δ формовочной смеси от удельной работы встряхивания выражается эмпирическим уравнением, установленным Н. П. Аксеновым [3]:

$$\delta = 1 + Ka^{0,3}, \qquad (48)$$

где K — коэффициент уплотняемости формы встряхиванием; $K = 0,35 \div 0,55$; a — удельная работа в кгс · дм на 1 см².

Уравнение (48) дает удовлетворительное совпадение с данными опыта при значениях a, которые встречаются на практике. Как и эмпирическое уравнение прессования, уравнение встряхивания отклоняется от опытных данных при весьма больших значениях a, приближающихся к моменту стабилизации уплотнения. Кроме того, отклонения могут наблюдаться и в области весьма малых значений a, если в действительных условиях $\delta_0 \neq 1$. Указанные отклонения, однако, практического значения не имеют.

Изменение высоты встряхивания h в пределах 20—100 мм не влияет на получаемую степень уплотнения δ при условии постоянства удельной работы a. Однако при увеличении h одна и та же работа a сообщается смеси при меньшем числе n ударов встряхивания одной формы, и производительность машины возрастает.

Слишком большое число ударов встряхивания n на одну форму может привести к частичному разрыхлению формы и даже к возникновению трещин в форме.

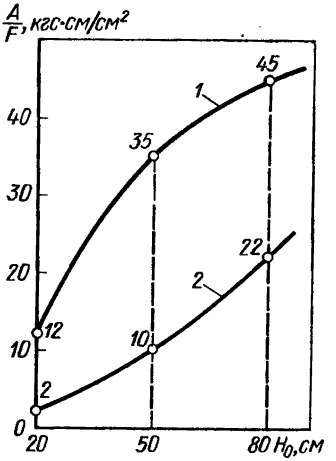


Рис. 78. Сопоставление работы, затрачиваемой на уплотнение литейной формы до $\delta = 1{,}6$ г/см³ встряхиванием (*1*) и прессованием (*2*), в зависимости от высоты H_0 смеси в опоке до уплотнения

Работа встряхивания

Из уравнения встряхивания (48) легко получить выражение для работы при уплотнении литейных форм встряхиванием. Работа A на одну опоку, выраженная в кгс · см, очевидно, составит

$$A = 10F\left(\frac{\delta - 1}{K}\right)^{3{,}3} \quad (49),$$

где F — площадь опоки, см².

Примем, по практическим данным, следующее изменение коэффициента уплотняемости встряхиванием K в зависимости от высоты смеси в опоке до уплотнения H_0.

H_0, см	20	30	40	50	60	70	80
K	0,55	0,48	0,43	0,41	0,40	0,39	0,38

Получим изображенный на рис. 78 график роста работы встряхивания A/F в кгс · см на 1 см² площади опоки в зависимости от высоты H_0 при уплотнении до средней объемной массы смеси в опоке $\delta = 1{,}6$ г/см³. Для сопоставления на той же диаграмме показана кривая роста работы при прессовании согласно ранее приведенным уравнению (29а) и рис. 34.

Как видно из сравнения кривых, процесс уплотнения встряхиванием менее выгоден в энергетическом отношении, чем прессование, во всяком случае для практически применяемого диапазона высоты опок.

§ 3. КАЧЕСТВО УПЛОТНЕНИЯ ЛИТЕЙНОЙ ФОРМЫ ПРИ ВСТРЯХИВАНИИ

Распределение степени уплотнения по высоте опоки, набитой на встряхивающей формовочной машине, соответствует закономерности увеличения вертикальных сжимающих напряжений в момент удара с увеличением глубины (см. рис. 77). Эпюра степени уплотне-

ния имеет вид, показанный на рис. 79. При достаточно большом числе ударов около разъема формы, внизу опоки, наблюдается некоторое переуплотнение.

Верхние слои смеси в опоке при встряхивании уплотняются недостаточно и требуют дополнительного уплотнения. Последнее осуществляют либо подпрессовкой формы после встряхивания, для чего машину снабжают специальным механизмом, либо подтрамбовкой опоки ручными или же пневматическими трамбовками.

Подпрессовку производят при давлении на прессовой колодке не менее 1,5—2,0 кгс/см² и применяют обычно для опок размером до 1000 × 800 мм, так как для более крупных опок подпрессовочный механизм получается громоздким.

Вследствие того, что операция встряхивания занимает значительное

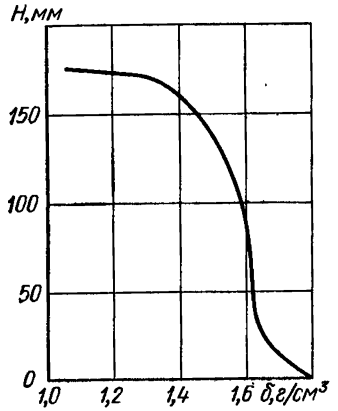


Рис. 79. Распределение степени уплотнения смеси по высоте в центре опоки при встряхивании. Опока диаметром 142 мм; H_0 = 300 мм; высота подъема при встряхивании h = 50 мм; η = 1,0; число ударов n = 100; влажность смеси 4,1%

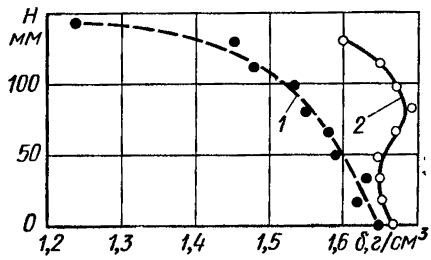


Рис. 80. Распределение степени уплотнеиия по высоте опоки при встряхивании (кривая *1*) с последующей статической подпрессовкой, P = 1,71 кгс/см² (кривая *2*). Опока 250 × 250 мм; H_0 = = 250 мм; число ударов n = 50; h = = 40 мм; $\eta \approx 1{,}0$

время, рационально для повышения производительности машины вести уплотнение главным образом за счет подпрессовки, уменьшая при этом число ударов встряхивания. Для этого формовочная встряхивающая машина должна иметь достаточно мощный подпрессовочный механизм.

Дополнительное уплотнение, получающееся в результате подпрессовки уплотненной встряхиванием опоки, распространяется от подпрессовочной колодки в глубь формы, постепенно уменьшаясь с глубиной. Оно достигает плоскости модельной плиты лишь при достаточно большом давлении подпрессовки, как это видно на экспериментально полученной эпюре (рис. 80).

Подтрамбовку верхних слоев смеси в опоке после встряхивания ручными или пневматическими трамбовками применяют для более крупных форм. Этот метод дополнительного уплотнения отнимает много времени и снижает производительность формовочной машины.

Более производительным методом по сравнению с подтрамбовкой является динамическая подпрессовка верхних слоев формы с помощью чугунного груза-плиты, который накладывают на поверхность смеси в опоке перед встряхиванием. Размеры груза должны быть несколько меньше размеров опоки в свету, чтобы он свободно следовал за осадкой смеси и создавал при каждом ударе встряхивания уплотняющее воздействие на смесь. Толщина чугунного груза, по опытным данным, достаточна в пределах 50—100 мм.

Распределение уплотнения по высоте опоки при встряхивании с грузом показано на полученной экспериментально эпюре (рис. 81).

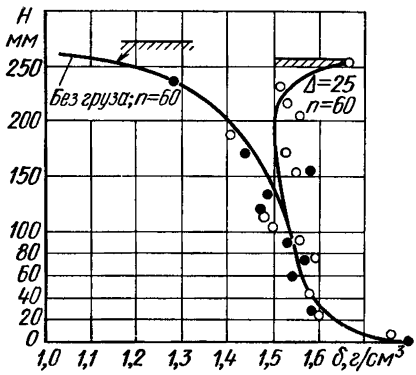


Рис. 81. Распределение степени уплотнения по высоте опоки при встряхивании с динамической подпрессовкой. Опока диаметром 142 мм; $H_0 = 500$ мм; $n = 60$; $h = 50$ мм; $\eta \approx 1{,}0$; толщина чугунного груза $\Delta = 25$ мм

Промышленное применение имеет также способ уплотнения литейных форм встряхиванием при одновременном действии прессования под высоким давлением. Конструкция формовочной машины при этом несколько усложняется, так как в прессовый поршень здесь встраивается уже не простой встряхивающий механизм, а встряхивающий механизм с полной амортизацией ударов. Метод уплотнения форм встряхиванием с одновременным прессованием (или с помощью прессования с одновременным встряхиванием) является весьма эффективным как в отношении качества уплотнения, так и в отношении производительности. Более подробно он будет рассмотрен ниже (см. § 5).

При уплотнении форм встряхиванием наблюдается возникновение местной рыхлоты около нескругленных углов высоких моделей на рабочей поверхности формы. Рыхлота, т. е. очень низкая величина степени уплотнения (твердость меньше 20 ед. по твердомеру), получается на вертикальной (или круто наклонной) поверхности формы — на участке 10—25 мм от угла модели.

Возникает этот дефект уплотнения вследствие отклонения потока формовочной смеси в опоке от вертикального направления движения при осадке (уплотнении) подобно тому, как отклоняется от осевого направления в трубе струя вязкой капельной жидкости при огибании острой кромки отверстия в диафрагме или при внезапном сужении трубы.

При встряхивании, в отличие от прессования, боковое давление в уплотняемой смеси не успевает развиться до сколько-нибудь значительной величины ввиду кратковременности действия вертикальных сжимающих напряжений при ударе. Поэтому поток формовочной смеси, отклонившийся в сторону от вертикали при огибании

нескругленной кромки модели, не поджимается к модели, что и вызывает образование здесь местной рыхлоты.

Для борьбы с местной рыхлотой набивки при встряхивании рекомендуется последующая подпрессовка профильной прессовой колодкой (рис. 82). Рыхлое место при этом ликвидируется уже при давлении подпрессовки $p > 1$ кгс/см², в то время как при подпрессовке плоской колодкой для этого недостаточно даже давления $p = 2$ кгс/см².

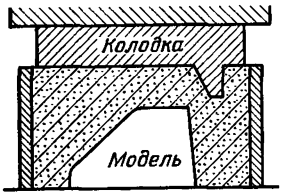


Рис. 82. Метод исправления дефекта рыхлоты около углов модели с помощью подпрессовки профильной колодкой

Из сказанного выше следует, что чистое встряхивание как метод уплотнения литейных форм наравне с положительными свойствами (хорошее уплотнение формы у модели и вокруг модели) имеет ряд существенных недостатков: сравнительно большая затрата времени на выполнение большого числа рабочих ходов (ударов) на одну форму, большая затрата работы на уплотнение, утомляющий стук встряхивающих машин. Это заставляет комбинировать встряхивание со статическим нагружением уплотняемых литейных форм прессованием и, в частности, рассматривать как перспективный метод находящее в настоящее время все более широкое промышленное применение встряхивание с одновременным прессованием под высоким давлением.

Тем не менее и обычные пневматические встряхивающие машины являются в настоящее время все еще наиболее распространенными в промышленности. В СССР они изготовляются серийно для опок широкого диапазона размеров, с подъемной силой стола от 150 кгс до 10 тс, а в отдельных случаях до 40 тс.

§ 4. КЛАССИФИКАЦИЯ ВСТРЯХИВАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ФОРМОВОЧНЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МАШИН

Встряхивающие механизмы формовочных и стержневых машин могут быть классифицированы по следующим признакам: 1) по роду привода; 2) по степени амортизации ударов; 3) по характеру рабочего процесса; 4) по типу воздухораспределения.

Основным типом встряхивающего механизма в современных формовочных машинах является пневматический встряхивающий механизм, работающий от сети сжатого воздуха (6 ат). Поэтому вся последующая классификация и изложение относятся к пневматическим встряхивающим механизмам.

Под амортизацией ударов во встряхивающих пневматических механизмах формовочных машин понимают поглощение внутри самого механизма живой силы удара падающих масс с целью предотвращения передачи удара на фундамент машины.

По степени полноты амортизации ударов встряхивающие механизмы делятся на следующие типы: 1) без амортизации ударов; 2) с полной амортизацией ударов и 3) со смягчением ударов.

Пневматический встряхивающий механизм без амортизации ударов приведен на рис. 83. При впуске воздуха во встряхивающий цилиндр (рис. 83, *а*) происходит наполнение цилиндра и подъем поршня со столом. После того как поршень пройдет путь s_e, он открывает выхлопное отверстие. Несмотря на продолжающееся поступление свежего воздуха в цилиндр, давление в нем резко падает, так как воздух из него уходит в атмосферу через выхлопное отверстие (одно или несколько), которое делается большего сечения, нежели впускное. Пройдя еще некоторый путь по инерции, поршень останавливается в верхнем положении (рис. 83, *б*) и затем падает. Происходит удар встряхивающего стола о фланец цилиндра. Удар этот целиком передается на фундамент машины.

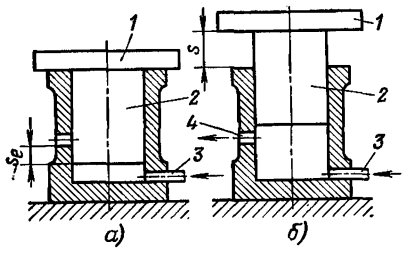


Рис. 83. Схема встряхивающего механизма без амортизации ударов:

а — нижнее положение; *б* — верхнее положение; *1* — встряхивающий стол; *2* — встряхивающий поршень; *3* — впуск воздуха; *4* — выхлоп

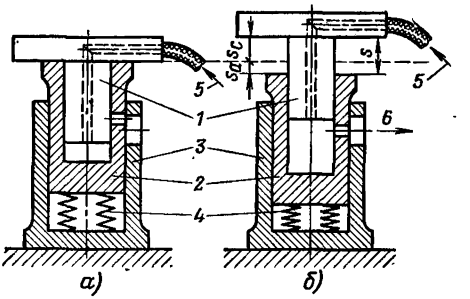


Рис. 84. Встряхивающий механизм с полной амортизацией ударов:

а — нижнее положение; *б* — верхнее положение; *1* — встряхивающий поршень; *2* — амортизатор ударов; *3* — цилиндр; *4* — пружины; *5* — впуск воздуха; *6* — выхлоп

При больших размерах машины эти удары вызывают весьма заметное сотрясение грунта. Поэтому встряхивающие механизмы без амортизации и смягчения ударов следует применять только в небольших и средних машинах.

На рис. 84 приведена схема пневматического встряхивающего механизма с полной амортизацией ударов. Здесь встряхивающий поршень движется в массивном цилиндре-амортизаторе, опирающемся внизу на пружины и могущем, в свою очередь, передвигаться в неподвижном направляющем цилиндре. После впуска воздуха в пространство под встряхивающим поршнем последний поднимается на величину хода s_c. Амортизатор же опускается на величину хода s_a, сжимая находящиеся под ним пружины. Вся высота встряхивания составляет $s = s_c + s_a$.

При обратном ходе встряхивающий поршень падает, а амортизатор под действием сжатых пружин поднимается. Происходит удар на весу встряхивающего стола о фланец амортизатора с взаимным поглощением их живых сил. При этом на фундамент машины никакого удара не передается.

Встряхивающие формовочные машины с полной амортизацией ударов могут иметь облегченный фундамент либо даже не иметь его

вовсе и могут быть сделаны передвижными, на колесах. Однако ввиду большой сложности машины с полной амортизацией ударов строят реже. Значительно чаще в крупных формовочных машинах ограничиваются смягчением или частичным поглощением ударов.

На рис. 85 приведена схема часто встречающегося на практике пневматического встряхивающего механизма с подъемным поршнем. При впуске воздуха (рис. 85, *а*) подъемный поршень поднимается до упора в крышку цилиндра и поднимает на себе прилитый к нему (сделанный заодно с ним) встряхивающий цилиндр. При этом воздух по каналам, показанным на схеме, поступает во встряхивающий цилиндр, и начинается встряхивание, во время которого подъемный

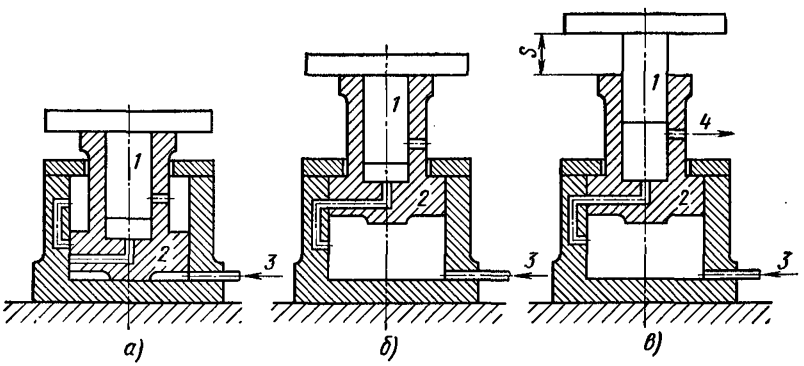


Рис. 85. Встряхивающий механизм с подъемным поршнем:

а — исходное положение; *б* — подъем механизма; *в* — встряхивание; *1* — встряхивающий поршень; *2* — подъемный поршень; *3* — впуск воздуха; *4* — выхлоп

поршень продолжает оставаться в верхнем положении. Удары встряхивающего стола передаются на фундамент машины через воздушную подушку, находящуюся в цилиндре под подъемным поршнем. Часть энергии удара при этом поглощается упругой деформацией подушки. Таким образом, удары, передающиеся на фундамент, смягчаются.

На рис. 86 приведена схема механизма, в которой совмещается принцип полной амортизации ударов и принцип механизма с подъемным поршнем. Этот механизм имеет подъемный поршень того же самого диаметра, что и встряхивающий поршень. Поэтому при ходе встряхивающего поршня вверх будет значительный ход подъемного поршня вниз. Этот последний, сжимая находящуюся под ним подушку сжатого воздуха (служащую вместо пружин на схеме рис. 84), выполняет роль амортизатора ударов. При обратном ходе встряхивающего поршня вниз, а подъемного поршня вверх происходит их соударение с полной амортизацией удара.

На рис. 87 показана схема установки встряхивающего механизма на фундаменте с упругим слоем, состоящим из одного или нескольких рядов деревянных брусьев или же из пробки. Под гайки фундаментных болтов ставят пружины. Так устанавливают некоторые крупные встряхивающие машины.

Устройство фундамента с упругим слоем является первым шагом к созданию виброизолированных фундаментов, не передающих резких ударов встряхивающих машин на основание.

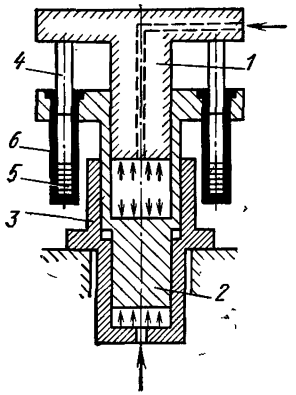


Рис. 86. Встряхивающий механизм с подъемным поршнем и полной амортизацией ударов:

1 — встряхивающий поршень; *2* — амортизатор ударов (подъемный поршень); *3* — цилиндр; *4* — стержни, передающие удары; *5* — шайбы, воспринимающие удары; *6* — трубки

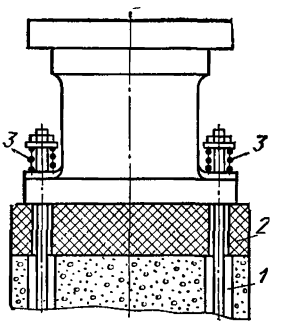


Рис. 87. Схема установки встряхивающей машины на фундаменте с упругим слоем:

1 — фундамент; *2* — упругий слой; *3* — пружины

Вопрос о виброизоляции встряхивающих машин будет рассматриваться ниже (см. § 8 этой главы).

По характеру рабочего процесса в цилиндре пневматические встряхивающие механизмы можно разделить на следующие типы:

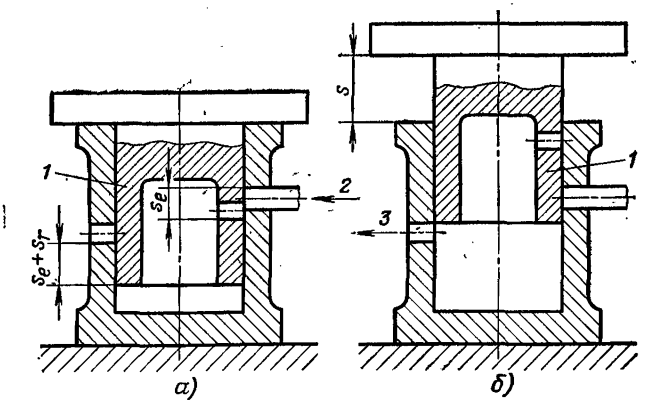


Рис. 88. Встряхивающий механизм с отсечкой и расширением воздуха:

а — нижнее положение; *б* — верхнее положение; *1* — втряхивающий поршень; *2* — впуск воздуха; *3* — выхлоп

1) без отсечки (и расширения) воздуха; 2) с отсечкой, но без расширения воздуха; 3) с отсечкой и расширением воздуха.

Встряхивающий механизм, работающий без отсечки (и расширения) воздуха, с одним наполнением, был приведен на рис. 83.

На рис. 88 дана схема пневматического встряхивающего механизма с отсечкой и расширением воздуха в цилиндре. Когда поршень пройдет из положения *а* путь наполнения s_e, прекращается впуск

сжатого воздуха в цилиндр, т. е. происходит отсечка воздуха. Но в этот момент выхлопное отверстие еще не начнет открываться. На протяжении участка пути s_r полость цилиндра будет изолирована и в ней будет происходить лишь расширение сжатого воздуха. Если же в момент закрытия впускного отверстия (в момент отсечки) начнет открываться выхлопное окно (т. е. если $s_r = 0$), то будем иметь механизм с отсечкой, но без расширения воздуха.

Пневматические встряхивающие механизмы с отсечкой (и расширением) воздуха являются более экономичными по сравнению с механизмами без отсечки; они широко применяются.

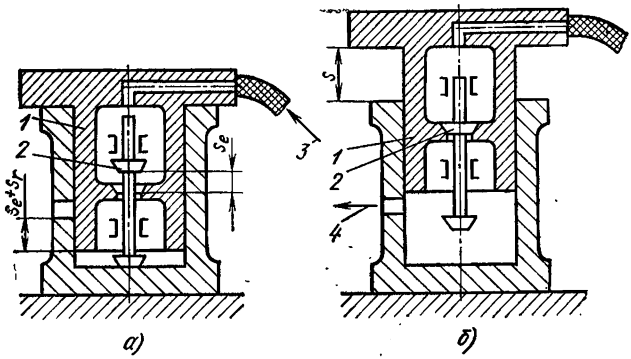


Рис. 89. Схема встряхивающего механизма с распределением воздуха простым односедельным клапаном:

а — нижнее положение; *б* — верхнее положение; *1* — встряхивающий поршень; *2* — клапан; *3* — впуск воздуха; *4* — выхлоп

По типу воздухораспределения пневматические встряхивающие механизмы бывают: 1) с поршневым распределением; 2) с распределением с помощью простого односедельного клапана; 3) с распределением с помощью перекидного двухседельного клапана; 4) с золотниковым распределением.

В первых механизмах воздухораспределительным органом является встряхивающий поршень, который при движении открывает и закрывает впускное и выхлопное отверстия. Такой механизм был приведен на рис. 88, а также на рис. 83—85. Поршневое воздухораспределение отличается простотой, но не имеет регулировки.

Схема пневматического встряхивающего механизма с воздухораспределением простым односедельным клапаном приведена на рис. 89. При перемещении встряхивающего поршня на величину хода наполнения s_e вверх тарелка клапана садится на седло и производит отсечку воздуха, прекращая его доступ в полость цилиндра. Выхлопное окно открывается поршнем при дальнейшем его подъеме. Клапан подобного рода сравнительно несложен конструктивно, но трудно доступен для регулировки, так как он находится внутри встряхивающего поршня.

На рис. 90 приведен пневматический встряхивающий механизм с воздухораспределением, осуществляемым перекидным двухседель-

ным клапаном. Нижняя тарелка клапана открывает отверстие, по которому сжатый воздух входит во встряхивающий цилиндр. Верхняя тарелка клапана открывает выхлопное отверстие, сообщающее встряхивающий цилиндр с атмосферой. В нижнем положении встряхивающего поршня (рис. 90, *а*) клапан давлением сжатого воздуха прижат кверху. Выхлопное отверстие закрыто, а отверстие для впуска воздуха открыто. Встряхивающий поршень со столом поднимается. По мере подъема встряхивающего стола за ним следует

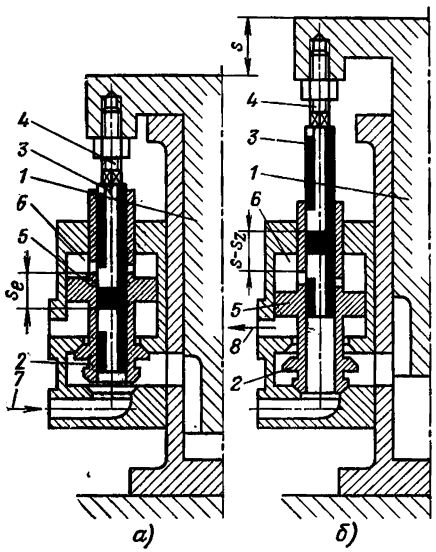


Рис. 90. Встряхивающий механизм с распределением воздуха перекидным двухседельным клапаном:

а — нижнее положение; *б* — верхнее положение; *1* — встряхивающий поршень; *2* — перекидной клапан; *3* — плунжер; *4* — регулирующий винт; *5* — поршень клапана; *6* — надпоршневое пространство; *7* — впуск воздуха; *8* — выхлоп

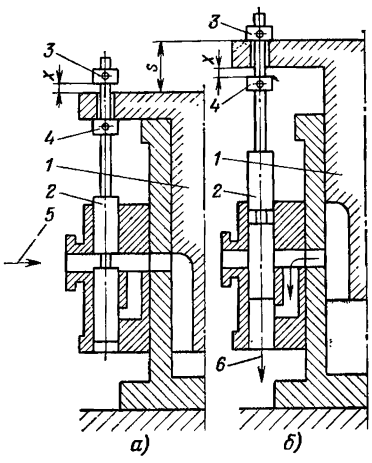


Рис. 91. Встряхивающий механизм с золотниковым воздухораспределением:

а — нижнее положение; *б* — верхнее положение; *1* — встряхивающий поршень; *2* — золотник; *3* — верхняя регулирующая гайка; *4* — нижняя регулирующая гайка; *5* — впуск воздуха; *6* — выхлоп

плунжер *3*, находящийся в клапане. Плунжер *3* перемещается вверх под действием давления сжатого воздуха на его нижний торец, все время упираясь верхним торцом в регулирующий винт, ввернутый во встряхивающий стол.

Когда встряхивающий поршень пройдет путь наполнения s_e, сжатый воздух по нижнему каналу в плунжере попадает в пространство *2* над поршнем клапана, и клапан перекинется в нижнее положение, закрыв впускное отверстие и открыв отверстие для выхлопа. При ходе встряхивающего стола вниз (рис. 90, *б*) клапан будет держать выхлопное отверстие открытым до тех пор, пока пространство *2* над поршнем клапана не сообщится с атмосферой через верхний канал в плунжере. Это произойдет, когда до конца хода останется некоторое расстояние s_z (предварение впуска). В этот момент воздух

из пространства *2* уйдет в атмосферу, и клапан снова перекинется в верхнее положение, закрыв выхлопное и открыв впускное отверстие.

Данное воздухораспределительное устройство легко регулируется винтом *4*. При вывинчивании этого винта увеличивается высота подъема встряхивающего стола. Воздухораспределительные клапаны подобного типа широко применяются на крупных и средних встряхивающих формовочных машинах.

Пневматический встряхивающий механизм с золотниковым воздухораспределением представлен на рис. 91. Золотник не имеет жесткого крепления к встряхивающему столу: он может проскальзывать относительно стола на величину x, которая регулируется перестановкой двух гаек, верхней и нижней, на штоке золотника.

При ходе встряхивающего поршня вверх (рис. 91, *а*) стол сначала проходит путь x, выбирая зазор до верхней регулирующей гайки, и затем уже тянет за собой золотник. В начале падения встряхивающего поршня со столом из верхнего положения (рис. 91, *б*) золотник задерживается и отстает от стола, так как, будучи много меньше встряхивающего поршня по диаметру, он имеет относительно большее трение. Поэтому при ходе вниз стол также сначала выберет зазор x, который теперь появится между ним и нижней регулирующей гайкой, а затем начнет толкать вниз золотник.

Золотниковое воздухораспределение описанного типа применяется в некоторых средних типоразмерах встряхивающих формовочных и стержневых машин. Иногда шток золотника жестко крепится к встряхивающему столу. В таком случае регулировка заключается только в перестановке всего штока по высоте, исключая его скольжение относительно встряхивающего стола.

§ 5. МЕХАНИЗМ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ С ПОМОЩЬЮ ОДНОВРЕМЕННОГО ВСТРЯХИВАНИЯ И ПРЕССОВАНИЯ

Как было сказано выше, при прессовании под высоким давлением с помощью многоплунжерной головки происходит более равномерное уплотнение набивки формы над моделью и в глубоких карманах формы, например вокруг высокой модели. Но даже в этой своей последней модификации прессование под высоким давлением не полностью устраняет органический дефект в распределении плотностей по объему формы и имеет существенные технологические ограничения в отношении характера формуемых моделей по конфигурации и расположению их в опоке. Этот способ не является вполне удовлетворительным для корпусных деталей при формовке в одной опоке одной или нескольких крупных и высоких моделей с крутыми стенками. Несмотря на расчлененную прессовую головку и множество прессующих башмаков, глубокие карманы формы между моделями и между моделями и стенками опоки подпрессовываются недостаточно при очень плотной набивке мест над моделями и всей формы в целом.

По указанной причине уплотнение форм путем чистого прессования под высоким давлением, начиная с 60-х годов постепенно

уступает место технологически более гибкому и эффективному методу уплотнения с помощью одновременного встряхивания и прессования.

Схема механизма для уплотнения литейных форм с помощью одновременного встряхивания и прессования приведена на рис. 92. При включении одновременно встряхивающего и прессового цилиндров прессовый поршень поднимает стол машины и выбирает расстояние между верхней кромкой формы и прессовой колодкой. Это расстояние в таких механизмах делается большим, 150—200 мм и более (что позволяет производить на них также уплотнение и чистым встряхиванием). Поэтому во время подъема стола прессовым поршнем успевает произойти некоторое количество ударов предварительного встряхивания. Встряхивающая часть механизма работает при этом как обычный встряхивающий механизм с амортизацией ударов. И лишь после того как форма будет прижата к прессовой колодке, начинается собственно процесс встряхивания с одновременным прессованием.

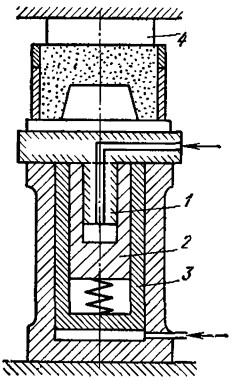


Рис. 92. Схема механизма для уплотнения литейных форм встряхиванием с одновременным прессованием:

1 — встряхивающий поршень; *2* — амортизатор; *3* — прессовый поршень; *4* — прессовая колодка

При встряхивании с одновременным прессованием уплотняемая форма на столе машины оказывается, таким образом, прижатой прессовым поршнем к прессовой колодке, в качестве которой обычно здесь применяется пассивная многоплунжерная головка (на эскизе показана жесткая прессовая колодка). Встряхивающий поршень со столом остается неподвижным. Ударный же массивный подпружиненный поршень, или амортизатор, наносит частые удары снизу по столу машины; эти удары передают набивке формы и возбуждают в ней направленные вниз инерционные силы, или импульсные сжимающие напряжения, дополнительно к статической прессующей нагрузке.

Эти дополнительные напряжения от ударов амортизатора являются небольшими по сравнению с напряжениями прессования (под высоким давлением). Однако такие удары, особенно в начале процесса уплотнения, оказывают весьма положительное действие на пробиваемость карманов формы и выравнивают плотность смеси в форме.

Встряхивание (т. е. удары амортизатора по столу) в таком комплексном механизме производится с большой частотой, 10—12 ударов в секунду (примерно втрое чаще, чем в обычных встряхивающих машинах). Поэтому при общей продолжительности цикла уплотнения 3—5 с число произведенных на одну форму ударов амортизатора в первые 1—2 с получается достаточно большим и действие их эффективно. Можно предположительно считать, что уплотнение карманов формы при таком комплексном нагружении определяется

именно действием этих ударов, а интенсивное прессующее нагружение дает общую высокую твердость всей формы.

Кроме этого, наличие подобного комплексного механизма на формовочной машине позволяет применять уплотнение форм как одновременным встряхиванием и прессованием, так и раздельным встряхиванием с последующим прессованием (либо с последующим одновременным встряхиванием и прессованием), а также и уплотнение одним чистым прессованием. Эти возможности делают современные формовочные машины с механизмами данного типа технологически весьма гибкими.

Обычно механизмы для одновременного встряхивания и прессования выполняются с прессовым цилиндром, развивающим давление на прессовой колодке 12—15 кгс/см^2.

§ 6. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВСТРЯХИВАЮЩЕГО ЦИЛИНДРА

Характеристика задачи

Построить индикаторную диаграмму встряхивающего цилиндра пневматической формовочной машины в принципе возможно аналитическим путем. Для этого необходимо для каждой фазы рабочего цикла (наполнение цилиндра, расширение воздуха, выхлоп, сжатие) составить и решить систему уравнений движения поршня, в результате чего получится аналитическая зависимость давления в цилиндре от пути поршня.

Однако такое аналитическое решение представляется сложным вследствие особенностей рабочего процесса встряхивающего цилиндра пневматической формовочной машины. Данный процесс характеризуется развитыми участками впуска и выхлопа и очень небольшими по длине участками расширения и сжатия воздуха. Сложность аналитического исследования этого процесса состоит в том, что при свободном поршне, не имеющем принудительной кинематической связи, например шатунно-кривошипного механизма, решение уравнений движения поршня именно на основных участках впуска и выхлопа при переменном количестве воздуха в цилиндре представляет большие трудности, в особенности для подкритической области истечения.

Рассмотрим сначала участок хода наполнения цилиндра, т. е. впуска воздуха в цилиндр при ходе поршня вверх, и составим для этого участка систему уравнений, описывающих процесс. Очевидно, одним из таких уравнений должно быть уравнение изменения состояния воздуха в цилиндре и другим — обычное уравнение движения поршня.

Для получения первого уравнения свяжем процесс истечения воздуха из сети через впускное отверстие во встряхивающий цилиндр с процессом изменения состояния воздуха в цилиндре.

Как известно из термодинамики, общее выражение для весового расхода воздуха dG кг за бесконечно малый промежуток времени dt с

может быть написано в виде

$$dG = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_{\text{верх}}}{v_{\text{верх}}}}\, dt, \qquad (50)$$

где μ — коэффициент расхода для отверстия, через которое происходит истечение (в данном случае для впускного отверстия); f — проходное сечение этого отверстия, м^2; $p_{\text{верх}}$ и $v_{\text{верх}}$ — абсолютное давление в кгс/м^2 и удельный объем воздуха в м^3/кг для той среды, откуда происходит истечение (в данном случае это параметры сжатого воздуха в сети, которые обозначим через p_i и v_i).

Величина ψ, входящая в это уравнение, для условий субкритической области истечения (с малыми перепадами давлений) переменна и составляет

$$\psi = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}\left[\left(\frac{p_{\text{ниж}}}{p_{\text{верх}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{ниж}}}{p_{\text{верх}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} = \text{var},$$

где $k = c_p/c_v$ — отношение теплоемкостей, равное 1,41 (для двухатомных газов и воздуха); g — ускорение силы тяжести, $g = 9{,}81$ м/с^2; $p_{\text{ниж}}$ — абсолютное давление в кгс/м^2 в объеме, куда происходит истечение (в данном случае текущее давление во встряхивающем цилиндре).

Для условий надкритической области истечения (с большими перепадами давлений) величина ψ постоянна и составляет

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k+1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}} = 2{,}15.$$

Критическое отношение давлений, разделяющее упомянутые две области истечения,

$$\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{p_{\text{верх}}}{p_{\text{ниж}}}\right)_{\text{кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 1{,}894,$$

а обратная величина

$$\frac{1}{\beta_{\text{кр}}} = \left(\frac{p_{\text{ниж}}}{p_{\text{верх}}}\right)_{\text{кр}} = 0{,}528.$$

При отношении давлений $p_{\text{верх}}/p_{\text{ниж}} < \beta_{\text{кр}}$ имеет место субкритическое, или подкритическое истечение. В этом случае полное расширение воздуха и падение давления от $p_{\text{верх}}$ до $p_{\text{ниж}}$ при истечении происходит в самом сопле или отверстии, через которое идет перетекание воздуха. При отношении же давлений $p_{\text{верх}}/p_{\text{ниж}} \geqslant \beta_{\text{кр}}$ происходит истечение по законам надкритической области. При этом давление в сопле падает с $p_{\text{верх}}$ только до $p_{\text{кр}} = p_{\text{верх}}/\beta_{\text{кр}}$, а остальное падение давления (до $p_{\text{ниж}}$) происходит уже после выхода из сопла, в резервуаре, куда идет истечение.

Итак, для участка наполнения встряхивающего цилиндра из условий истечения воздуха из сети в цилиндр имеем

$$dG = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_i}{v_i}}\, dt. \qquad (а)$$

Приняв, что изменение состояния воздуха в рассматриваемом рабочем процессе является адиабатическим, можно написать

$$v = v_i \left(\frac{p_i}{p}\right)^{\frac{1}{k}}$$

и величину dG представить в виде

$$dG = d\frac{V}{v} = \frac{1}{v_i} d\left[V\left(\frac{p}{p_i}\right)^{\frac{1}{k}}\right] =$$

$$= \frac{1}{v_i}\left[V\frac{1}{k}\left(\frac{p}{p_i}\right)^{\frac{1}{k}-1} d\left(\frac{p}{p_i}\right) + \left(\frac{p}{p_i}\right)^{\frac{1}{k}} dV\right]. \qquad (б)$$

Сопоставив выражения (а) и (б), т. е. приравняв их правые части, после преобразований получим

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k\mu f\psi p\left(\frac{p_i}{p}\right)^{\frac{1}{k}}\sqrt{p_i v_i}}{V} - \frac{kp}{V}\frac{dV}{dt}, \qquad (51)$$

или, подставив сюда $V = Fx$, где F — площадь поршня в м², а x — путь движения поршня в м, получим

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k\mu f\psi p\left(\frac{p_i}{p}\right)^{\frac{1}{k}}\sqrt{p_i v_i}}{Fx} - \frac{kp}{x}\frac{dx}{dt}; \qquad (51а)$$

здесь комплекс $p\left(\frac{p_i}{p}\right)^{\frac{1}{k}}$ может быть заменен равным ему комплексом $p_i\left(\frac{p}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}$.

Нетрудно видеть, что второй член правой части уравнения (51) изменения состояния воздуха в цилиндре описывает влияние на величину $\frac{dp}{dt}$ изменения объема цилиндра вследствие передвижения поршня. В самом деле, дифференцируя уравнение адиабатического процесса в цилиндре $pV^k = \text{const}$, получим

$$V^k\, dp + kpV^{k-1}\, dV = 0,$$

откуда

$$dp = -kp\frac{dV}{V},$$

или

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{kp}{V}\frac{dV}{dt}.$$

Следовательно, первый член правой части выражения (51), по разности, описывает влияние притекания сжатого воздуха из сети в цилиндр.

На участке предварения впуска, т. е. впуска воздуха в цилиндр на последнем участке хода поршня перед ударом, когда встряхиваю-

щий поршень идет не вверх, а вниз, и объем цилиндра не увеличивается, а уменьшается, знак второго члена правой части выражения для $\frac{dp}{dt}$ получается не минус, а плюс. Следовательно, общее выражение изменения состояния воздуха в цилиндре для участков впуска будет

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k\mu f \psi p \left(\frac{p_i}{p}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{p_i v_i}}{V} \mp \frac{kp}{V} \frac{dV}{dt}, \qquad (52)$$

где знак минус второго члена правой части берется при ходе поршня вверх, а знак плюс — при ходе поршня вниз.

Аналогично уравнению (52) можно получить уравнения изменения состояния воздуха во встряхивающем цилиндре для других участков рабочего цикла. Для участков расширения и сжатия воздуха в замкнутом цилиндре при отсутствии на них как впуска воздуха, так и выхлопа (в машинах с отсечкой и расширением воздуха)

$$\frac{dp}{dt} = \mp \frac{kp}{V} \frac{dV}{dt}. \qquad (52а)$$

Для участков выхлопа без одновременного впуска воздуха в цилиндр (в машинах с отсечкой воздуха) при ходе поршня вверх и вниз

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{k\mu_0 f_0 \psi_0 p \sqrt{pv}}{V} \mp \frac{kp}{V} \frac{dV}{dt}. \qquad (52б)$$

Здесь μ_0 и f_0 относятся к выхлопному отверстию. Величина ψ_0 характеризует условия истечения воздуха при выхлопе (из цилиндра в атмосферу) и является функцией отношения давлений $\frac{p_{\text{ниж}}}{p_{\text{верх}}} = \frac{10^4}{p}$. Второй член правой части берется со знаком минус при ходе поршня вверх и плюс — при ходе вниз.

Наконец, для участков выхлопа при одновременном впуске воздуха в цилиндр в машинах без отсечки и расширения воздуха (с непрерывным впуском)

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k\mu f \psi p \left(\frac{p_i}{p}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{p_i v_i}}{V} - \frac{k\mu_0 f_0 \psi_0 p \sqrt{pv}}{V} \mp \frac{kp}{V} \frac{dV}{dt}. \qquad (52в)$$

В этом уравнении первый член правой части описывает влияние продолжающегося впуска сжатого воздуха из сети в цилиндр, второй — влияние выхлопа, а третий — влияние изменения объема цилиндра при движении поршня. Этот третий член берется, как и в предыдущих уравнениях изменения состояния воздуха в цилиндре, со знаком минус при ходе поршня вверх и плюс — при ходе вниз.

Одно из уравнений (52)—(52в) является первым из уравнений системы.

Вторым будет обычное уравнение движения поршня

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = p - r, \tag{53}$$

где m — масса поршня, отнесенная к единице его площади; r — сопротивление движению поршня, равное сумме атмосферного давления, веса падающих частей с нагрузкой и силы трения, отнесенных также к единице площади поршня.

Переменными в полученной системе уравнений являются время t, путь поршня x и давление в цилиндре p. После исключения из этой системы времени t получилось бы уравнение, связывающее p и x, т. е. аналитическое уравнение линии индикаторной диаграммы.

Однако точное решение подобной системы уравнений представляет большие математические трудности, в особенности для подкритической области истечения. В связи с этим применяют методы: а) приближенного аналитического решения уравнений движения поршня и построения индикаторных диаграмм; б) приближенного построения индикаторных диаграмм по практическим данным.

Метод приближенного анапитического решения системы уравнений рабочего процесса и построения индикаторных диаграмм встряхивающего цилиндра

Метод приближенного аналитического решения системы уравнений рабочего процесса встряхивающего цилиндра пневматической формовочной машины был применен С. З. Столбовым и заключается в приближенном числовом решении упомянутой системы уравнений по элементам времени малой протяженности.

Первым уравнением системы остается одно из уравнений (52)—(52в) в его полном виде. Второе уравнение системы (53) упрощаем исходя из допущения, что на каждом малом элементе, или участке процесса, имеет место некоторое постоянное среднее давление воздуха в цилиндре и что, следовательно, движение поршня на таком элементарном участке происходит с постоянным ускорением. Поэтому вместо уравнения (53) для движения поршня вверх можно написать

$$\left(p - 10^4 + \frac{\Delta p}{2}\right)F - (Q + R) = \frac{Q}{g}j, \tag{54}$$

а для движения поршня вниз

$$Q - R - \left(p - 10^4 + \frac{\Delta p}{2}\right)F = \frac{Q}{g}j, \tag{54а}$$

где p — текущее значение абсолютного давления воздуха в цилиндре, кгс/м^2; Δp — изменение давления в цилиндре в течение рассматриваемого малого элемента, или участка процесса, кгс/м^2; Q — вес поднимаемых частей, включая полезную нагрузку, кгс; R — сила трения поршня, кгс; F — площадь поршня, м^2; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/с^2; j — ускорение движения встряхивающего поршня, м/с^2.

Решение такой системы уравнений при расчете какого-либо участка индикаторной диаграммы по рассматриваемому методу сводится к следующему.

1. Расчет ведем, начиная с нижнего исходного положения поршня (начало хода вверх). Для этой точки принимаем:

а) абсолютное давление в цилиндре, кгс/м²

$$p_{\text{нач}} = \frac{Q+R}{F} + 1 \text{ ат} = \frac{Q+R}{F} + 10^4;$$

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{нач}} = 0.$$

2. Для этой исходной (нулевой) точки по первому уравнению рабочего процесса (52) вычисляем величину $\left(\frac{dp}{dt}\right)_{\text{нач}}$.

3. Зная $\left(\frac{dp}{dt}\right)_{\text{нач}}$ для исходной точки, переходим к следующей точке индикаторной диаграммы — точке 1, соответствующей концу первого элементарного участка процесса, имеющего протяженность времени Δt_1 с от начала движения поршня вверх. Величиной этого элемента времени задаемся в пределах 0,01—0,001 с.

4. Для этой следующей точки определяем:

а) приращение давления на пути от начальной точки до точки 1

$$\Delta p_1 = \left(\frac{dp}{dt}\right)_{\text{нач}} \Delta t_1;$$

б) давление в цилиндре в точке 1

$$p_1 = p_{\text{нач}} + \Delta p_1;$$

в) считая упрощенно движение поршня на рассматриваемом элементе пути равномерно-ускоренным, находим из уравнения (54) величину постоянного ускорения j_1 для данного элемента пути между исходной точкой и точкой 1;

г) находим далее по обычным формулам движения с постоянным ускорением величину скорости поршня v_1 в точке 1 и величину элемента пути Δh_1 между исходной точкой и точкой 1; при этом начальную скорость $v_{\text{нач}}$ поршня в исходной нижней точке диаграммы для первого хода считаем равной нулю; для последующих ударов начальную скорость принимаем равной некоторой скорости отражения стола $v_{\text{отр}}$, которой задаемся в пределах 0,3—0,5 от скорости удара при предшествующем ходе;

д) находим приращение объема цилиндра на рассматриваемом элементе пути $\Delta V_1 = \Delta h_1 F$;

е) зная давление p_1 и величину элемента пути Δh_1, наносим точку 1 на индикаторной диаграмме;

ж) вычисляем, наконец, по одному из уравнений рабочего пресса (52)—(52в) для точки 1 величину $\left(\frac{dp}{dt}\right)_1$.

После этого переходим к следующему, второму элементу пути поршня, от точки 1 до следующей точки 2. Расстоянием по времени

Δt_2 между точками 1 и 2 задаемся. Все остальные данные для расчета известны.

Поступая аналогично и производя расчет по элементам времени последовательно для всех участков рабочего цикла, можно построить по точкам всю индикаторную диаграмму. Такая расчетная диаграмма незначительно отличается от действительной.

Изложенный здесь метод приближенного аналитического построения индикаторных диаграмм встряхивающего цилиндра все же является громоздким и поэтому применяется лишь при исследованиях и проектировании машин особо ответственного назначения и крупных машин.

Метод приближенного построения индикаторных диаграмм встряхивающего цилиндра по практическим данным

Этот метод основан на учете общего принципиального характера протекания процессов на том или ином участке цикла и тех практических пределов положения узловых точек диаграмм, которые получаются в действительности и могут быть установлены при снятии диаграмм нормально работающих машин [1]. Индикаторные диаграммы, построенные этим методом, несомненно, менее приближаются к действительным, чем диаграммы, построенные на основании описанного выше метода приближенного аналитического решения. Однако в обычных случаях проектирования рядовых машин метод построения по практическим данным приводит к достаточно надежным решениям.

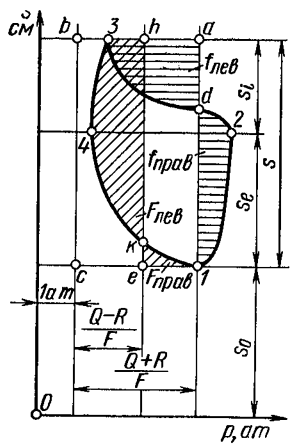


Рис. 93. Построение индикаторной диаграммы встряхивающего цилиндра для механизма без отсечки воздуха

Построим индикаторную диаграмму встряхивающего цилиндра без отсечки воздуха, схема которого была приведена на рис. 83.

На индикаторной диаграмме (рис. 93) ход поршня s будем откладывать по вертикали, а абсолютное давление p воздуха в цилиндре — по горизонтали.

При пуске встряхивающего механизма, т. е. при первом ходе встряхивания в точке *1* начала движения поршня вверх, давление воздуха должно уравновесить сопротивление движению поршня. Пренебрегая силами инерции поднимаемых частей, напишем условие равновесия

$$(p_1 - 1)F = Q + R,$$

где p_1 — абсолютное давление воздуха в цилиндре в точке *1*, ат; F — площадь поршня, см^2; Q — вес поднимаемых частей (поршня,

стола, модельно-опочной оснастки и формовочной смеси), кгс; R — сила трения поршня, кгс.

Отсюда получаем минимально необходимое избыточное давление p_1, ат

$$p_1 - 1 = \frac{Q+R}{F}.$$

При последующих ходах встряхивания избыточное давление в точке *1* может быть и несколько меньше величины $\frac{Q+R}{F}$ ат вследствие подбрасывания вверх поршня не только давлением сжатого воздуха, но еще и силой упругого восстановления соударяющихся поверхностей машины. Равным образом давление в начале хода может быть и несколько больше, чем $\frac{Q+R}{F}$, вследствие инерции поднимаемых частей, которую мы не учитывали.

Вторая координата точки *1* индикаторной диаграммы равняется, очевидно, приведенной высоте вредного пространства $s_0 = V_0/F$ см, где V_0 — объем вредного пространства встряхивающего цилиндра, см^3.

На пути наполнения s_e от точки *1* до точки *2* давление в цилиндре повышается вследствие поступления сжатого воздуха из сети. При этом в самом начале движения при малых скоростях поршня давление повышается в большей мере, чем при дальнейшем подъеме, так как скорость поршня непрерывно возрастает. Таким образом, линия впуска *1—2* будет иметь вид параболы.

При приближенном проведении на диаграмме линии *1—2* следует иметь в виду, что повышение давления $p_2 - p_1$ в большинстве встряхивающих формовочных машин при нормальных условиях колеблется обычно в пределах 0,5—1,0 ат. Если на участке *1—2* впуска индикаторной диаграммы наблюдается сначала некоторое повышение давления, а затем его падение, то это указывает на недостаточное сечение впускного отверстия.

В точке *2* начинает открываться выхлопное отверстие. Воздух из полости цилиндра выходит в атмосферу. Несмотря на продолжающееся поступление свежего сжатого воздуха, давление в цилиндре падает, так как общее сечение выхлопных отверстий делается значительно (в 3—5 раз) больше сечения впускного отверстия.

До точки *d* диаграммы давление воздуха на поршень превышает силу сопротивления движению. Начиная с точки *d*, поршень движется вверх уже по инерции, расходуя свою живую силу на преодоление сопротивления движению. В точке *3* живая сила поршня (со столом и нагрузкой) израсходована. Поршень останавливается и начинает падать.

При ходе поршня вниз движущей силой является сила $Q - R$, а силой сопротивления — давление воздуха под поршнем $(p - 1)F$. Поэтому для точки *3* можно написать

$$(p_3 - 1)F \leqslant Q - R,$$

откуда избыточное давление в точке *3*, ат

$$p_3 - 1 \leqslant \frac{Q-R}{F}.$$

Таким образом, точка *3* диаграммы не может находиться правее точки *h*.

В действительности точка *3* лежит обычно значительно левее точки *h*. При достаточно большом сечении выхлопного отверстия избыточное давление в точке *3* чаще всего получается 0,4—0,6 ат в машинах без отсечки воздуха. Это первое практическое условие, которое должно быть учтено при проведении линии *2—3* на подлежащей построению индикаторной диаграмме. Второе практическое условие — величина участка s_i пути поршня, которая чаще всего составляет 0,6—0,7 пути наполнения s_e. Наконец, третье условие относительно характера линии *2—3* первой фазы выхлопа вытекает из рассмотрения баланса работ при подъеме поршня. Удельная работа, или энергия, сообщаемая поршню на пути *1—3* и отнесенная к 1 см² площади поршня, складывается из работы сжатого воздуха *a* и энергии отражения стола e' кгс·см/см² после предшествующего удара. Вся эта сообщенная поршню работа расходуется на преодоление сил сопротивления $\frac{Q+R}{F}$ на пути подъема *s* см. Следовательно, имеем

$$a_{\text{сж. в}} + e' = \frac{Q+R}{F} s.$$

Заменим величину $a_{\text{сж. в}}$ эквивалентной площадью на диаграмме, а величину $\frac{Q+R}{F} s$ — площадью прямоугольника *1abc*. Получим

$$\text{Пл. } 123bc + e' = \text{Пл. } 1abc,$$

откуда следует, что

$$f_{\text{лев}} - f_{\text{прав}} = e', \tag{55}$$

где

$$f_{\text{лев}} = \text{Пл. } da3 \quad \text{и} \quad f_{\text{прав}} = \text{Пл. } 12d.$$

Соотношение (55) является тем третьим дополнительным условием, которым можно пользоваться при построении линии *2—3* индикаторной диаграммы, если заданы или намечены основные параметры проектируемой машины, в том числе основной параметр — энергия удара (и следовательно, связанная с ней энергия отражения). То же соотношение (55) позволяет определить фактическую величину энергии отражения по индикаторной диаграмме снятой с машины при испытании.

Величина энергии отражения встряхивающего стола после удара зависит от коэффициента *k* восстановления скорости при отражении. Скорость стола в момент отражения $v' = kv$, где v — скорость в момент удара. Энергия же отражения составляет $e' = ke$ кгс · см/см², e — удельная энергия удара в кгс · см на 1 см² площади поршня.

Обычно для встряхивающих формовочных машин k находится в пределах 0,3—0,5. Следовательно, энергия отражения составляет чаще всего 0,1—0,25 от величины энергии удара.

При ходе поршня вниз на участке *3—4* продолжается выхлоп и дальнейшее падение давления в цилиндре. В точке *4* выхлопные отверстия закрываются. Избыточное давление в цилиндре в точке *4* в машинах без отсечки воздуха большей частью лежит в пределах 0,2—0,5 ат.

Иногда при недостаточном сечении выхлопных отверстий наблюдается на пути *3—4* сначала падение давления до минимума, а затем вследствие притока воздуха из сети — некоторое повышение давления к точке *4*.

В точке *4* диаграммы выхлопные отверстия полностью закрываются, и на участке *4—1* происходит впуск воздуха и сжатие его в цилиндре. В конечной точке диаграммы осуществляется удар встряхивающего стола о фланец цилиндра и уплотнение формовочной смеси в опоке. При установившейся работе машины диаграмма замкнется в исходной точке *1*, и следующий цикл будет являться повторением рассмотренного.

Работа действующих сил при падении стола составляет $\frac{Q-R}{F}s$ кгс·см/см² и выражается площадью прямоугольника *ehbc*. Если из этой работы вычесть сопротивление сжатого воздуха под поршнем машины, представленное площадью *341 cb*, то получим удельную энергию удара e в кгс · см на 1 см² площади поршня:

$$e = \text{Пл. } ehbc - \text{Пл. } 341\ cb,$$

или

$$e = F_{\text{лев}} - F_{\text{прав}}, \tag{56}$$

где

$$F_{\text{лев}} = \text{Пл. } h34k \quad \text{и} \quad F_{\text{прав}} = \text{Пл. } 1\ ke.$$

Рассмотрим теперь баланс работы за весь цикл движения поршня вверх и вниз.

Удельная (на 1 см² площади поршня) работа действующих сил за цикл складывается из работы сжатого воздуха, выражающейся площадью *12341* индикаторной диаграммы f_i см², и удельной энергии отражения стола e' кгс · см/см². Если вычесть отсюда работу сил трения за цикл (на пути $2s$ см), равную $2Rs/F$ кгс · см/см², то получим, очевидно, удельную энергию удара e кгс · см/см²:

$$f_i + e' - \frac{2Rs}{F} = e,$$

или

$$e - e' = f_i - \frac{2Rs}{F}. \tag{57}$$

Приняв, например, $e' = 0{,}1e$, получим

$$e = \frac{1}{0{,}9}\left(f_i - \frac{2Rs}{F}\right) \text{ кгс} \cdot \text{см/см}^2. \tag{57а}$$

Силу трения R при испытании машины удобнее всего определять по индикаторной диаграмме безударного хода следующим образом.

Дросселируя поступающий в машину воздух пусковым краном или же вентилем на трубопроводе, заставим работать встряхивающий механизм с рабочей нагрузкой так, чтобы поршень и стол перемещались вверх и вниз, а удара стола не происходило. Снимем при таком режиме встряхивания индикаторную диаграмму и определим с помощью планиметра ее площадь f_{i0} см^2. Легко видеть, что вся работа сжатого воздуха за цикл, выражающаяся площадью f_{i0}, расходуется в этом случае на работу трения $2Rs/F$, так как при таком режиме $e = 0$ и $e' = 0$. Отсюда находим среднюю за цикл удельную силу трения $\frac{R}{F} = \frac{f_{i0}}{2s}$ кгс/см^2.

Найдя при помощи формулы (56) или (57) энергию удара и при помощи формулы (55) энергию отражения e', отнесенную к 1 см^2 площади поршня, легко пересчитать их на 1 кг падающих частей. Формулы пересчета соответственно будут, кгс·см/кг

$$e_0 = \frac{eF}{Q} \tag{56a}$$

и

$$e_0' = \frac{e'F}{Q}. \tag{55a}$$

Наконец, определив e_0, можно найти коэффициент, учитывающий долю использования потенциальной энергии встряхивающего стола при падении $\eta = e_0/s$.

В заключение разбора индикаторной диаграммы встряхивающего цилиндра без отсечки воздуха рассмотрим влияние на нее главнейших факторов: элементов воздухораспределения, давления воздуха, нагрузки и др.

Величина хода наполнения s_e влияет на диаграмму следующим образом. При увеличении s_e увеличивается площадь $f_{\text{прав}}$. Следовательно, увеличивается (хотя не обязательно в той же мере) и связанная с ней площадь $f_{\text{лев}}$, а также и путь s_i. В результате увеличения s_i, а также непосредственно и самого s_e увеличивается высота подъема s встряхивающего стола. При увеличенном s_i выхлоп будет более глубоким, и энергия удара также, как правило, увеличится. При уменьшении s_e получается обратная картина.

О влиянии сечений впускного и выхлопных отверстий говорилось выше. Влияние объема вредного пространства сводится к следующему. Вредное пространство увеличивает расход сжатого воздуха, так как при впуске воздуха в цилиндр оно также каждый раз наполняется. Однако, если в прессовых цилиндрах вредное пространство надо стремиться делать возможно малым, то во встряхивающих цилиндрах формовочных машин слишком малое вредное пространство оказывается нецелесообразным. При слишком малом s_0 по сравнению с ходом поршня s давление в цилиндре на участке хода вниз *4—1* стало бы повышаться слишком резко. Площадь $F_{\text{лев}}$ на диаграмме от этого уменьшилась бы, а площадь $F_{\text{прав}}$ увеличи-

лась. Величина энергии удара в результате стала бы меньше. Практически во встряхивающих механизмах с поршневым воздухораспределением величина приведенной высоты вредного пространства чаще всего находится в пределах $s_0 = 0{,}7 \div 1{,}0$ от длины хода поршня s.

О влиянии давления воздуха в сети следует сказать, что при понижении этого давления уменьшается давление в точке *2* диаграммы. Площадь $f_{\text{прав}}$ становится меньше, высота подъема встряхивающего стола и энергия удара уменьшаются. Наконец, при некотором достаточно малом давлении воздуха машина перестает работать. Повышение же давления в сети увеличивает высоту подъема стола и энергию удара.

Нагрузка, сила трения и площадь встряхивающего поршня тоже влияют на диаграмму. Если величину $\frac{Q+R}{F}$ увеличить, то площадь $f_{\text{прав}}$ уменьшится и вызовет уменьшение высоты встряхивания и энергии удара. Уменьшение величины $\frac{Q+R}{F}$ будет оказывать обратное влияние.

При большой перегрузке машины либо при слишком сильном падении давления воздуха в сети иногда наблюдаются случаи работы встряхивающего механизма в течение некоторого времени в режиме перемежающегося хода. При этом имеет место правильное чередование ходов встряхивающего стола по два (а иногда и по три) повторяющихся удара с различной длиной хода и силой удара либо чередование хода с ударом и хода без удара. Пример такого режима будет рассмотрен дальше на диаграмме, снятой с машины при ее испытании.

Индикаторные диаграммы встряхивающих механизмов различного типа

При наличии отсечки и расширении воздуха (см. схему механизма на рис. 88) индикаторная диаграмма встряхивающего цилиндра строится, как показано на рис. 94.

Эта индикаторная диаграмма отличается от диаграммы без отсечки воздуха (см. рис. 93) в основном тем, что она имеет на линии хода вверх дополнительный участок *2—3* расширения воздуха в замкнутом цилиндре, а на линии хода вниз — соответствующий участок *5—6* сжатия воздуха. На этих участках как впускное, так и выхлопное отверстия закрыты. Изменение состояния воздуха на этих участках в первом приближении может быть принято адиабатическим. Исходя из этого и зная длину хода расширения s_r, легко найти давления p_3 и p_6 по имеющимся на диаграмме давлениям p_2 и p_5.

Степень расширения воздуха во встряхивающих формовочных машинах бывает обычно небольшая. Путь расширения s_r большей частью составляет 0,2—0,4 пути наполнения s_6.

Ввиду того что в машинах с отсечкой приток сжатого воздуха из сети в цилиндр во время выхлопа прекращен, избыточное давление в верхнем положении поршня (в точке *4* на рис. 94) меньше, чем в машинах без отсечки, и составляет $p_4 = 0{,}1 \div 0{,}3$ ат. Избыточное давление в конце выхлопа p_5 обычно не превышает 0,1—0,15 ат.

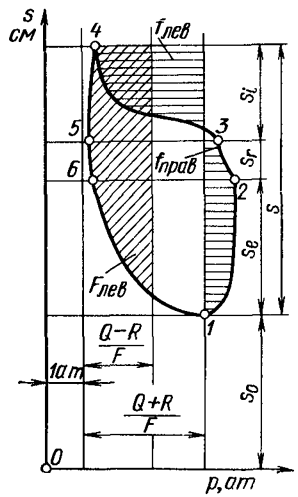


Рис. 94. Построение индикаторной диаграммы встряхивающего цилиндра для механизма с отсечкой и расширением воздуха

Для встряхивающего механизма с отсечкой легко определить расход воздуха за один ход встряхивания по участку выхлопа индикаторной диаграммы, или индикаторный расход воздуха. Напишем выражения для начального (в точке *3*) и конечного (в точке *5*) количеств воздуха в цилиндре:

$$Q_{\text{нач}} = \frac{(s_0 + s_e + s_r)F}{v_3} 10^{-6} \text{ кг},$$

$$Q_{\text{кон}} = \frac{(s_0 + s_e + s_r)F}{v_5} 10^{-6} \text{ кг},$$

где v_3 и v_5 — удельные объемы воздуха в точках *3* и *5* индикаторной диаграммы, м³/кг.

Принимая адиабатический закон изменения состояния воздуха в рабочем процессе встряхивающего цилиндра, выразим удельные объемы воздуха v_3 и v_5 через удельный объем воздуха в атмосфере при технических условиях ($p_{\text{абс}} = 1$ ат и $t = 15°$ С) $v_{\text{тех}} = 0{,}84$ м³/кг:

$$v_3 = v_{\text{тех}} \left(\frac{1}{p_3}\right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{и} \quad v_5 = v_{\text{тех}} \left(\frac{1}{p_5}\right)^{\frac{1}{k}}.$$

где $k = 1{,}41$ — показатель адиабаты.

Подставив эти выражения в формулы $Q_{\text{нач}}$ и $Q_{\text{кон}}$, получим расход воздуха

$$Q = Q_{\text{нач}} - Q_{\text{кон}} = \frac{(s_0 + s_e + s_r)F}{v_{\text{тех}}} \left(p_3^{\frac{1}{k}} - p_5^{\frac{1}{k}}\right) 10^{-6} \text{ кг}.$$

Помножив далее Q на $v_{\text{тех}}$, получим объемный индикаторный расход воздуха, приведенный к условиям свободного воздуха в атмосфере (м² св. в):

$$V_{\text{инд}} = (s_0 + s_e + s_r)F \left(p_3^{\frac{1}{k}} - p_5^{\frac{1}{k}}\right) 10^{-6}. \qquad (58)$$

По практическим данным, расход свободного воздуха на один ход составляет для машин с отсечкой 0,5—0,7 от объема наполненного цилиндра $V_{\text{н.ц}}$ м³ (в конце хода наполнения), помноженного на избыточное давление воздуха в сети p_0 ат. Для машин без отсечки расход составляет $(1{,}2 \div 1{,}3)\, V_{\text{н.ц}} \cdot p_0$.

Имея величину расхода сжатого воздуха V м³ или 10^3V л на один удар встряхивания, а также полную энергию удара встряхивающего стола eF кгс · см, легко найти величину энергии удара на 1 л израсходованного воздуха, кгс · см/л:

$$e_V = \frac{eF}{10^3 V}.$$

Величина e_V является показателем экономичности работы пневматического встряхивающего механизма и обычно находится в пределах 250—350 кгс·см/л.

На рис. 95 показана индикаторная диаграмма встряхивающего цилиндра, построенная для случая воздухораспределения перекидным двухседельным клапаном. При таком воздухораспределении (см. рис. 90) имеет место отсечка воздуха, но расширения воздуха нет. В точке *2* диаграммы (рис. 95) впуск воздуха в цилиндр прекращается, и одновременно открывается выхлопное отверстие.

При ходе встряхивающего поршня вниз выхлопное отверстие открыто (при помощи поршня клапана) почти до конца хода, до точки *4*, расположенной на расстоянии предварения впуска s_z от плоскости удара. Такой удлиненный и глубокий выхлоп увеличивает площадь $F_{лев}$ на диаграмме и уменьшает площадь $F_{прав}$, а следовательно, значительно повышает энергию удара при той же длине хода поршня, т. е. увеличивает резкость удара (коэффициент η).

В машинах с воздухораспределением данного типа приведенная высота вредного пространства s_0 составляет 0,15—0,30 от длины хода s. Это быстро увеличивает давление на участке *4—1* хода, т. е. замыкает диаграмму в точке *1*, и, кроме того, уменьшает расход сжатого воздуха на один цикл.

Нетрудно видеть, что индикаторный расход воздуха для механизмов данного типа составляет (м³ св. в)

$$V_{инд} = F\left[(s_0 + s_e)\, p_2^{\frac{1}{k}} - (s_0 + s_z)\, p_4^{\frac{1}{k}}\right] 10^{-6}. \qquad (59)$$

Рассмотрим индикаторные диаграммы пневматических встряхивающих механизмов с полной амортизацией, а также со смягчением удара.

Во встряхивающих машинах с полной амортизацией ударов (см. рис. 84) под давлением впущенного в цилиндр воздуха поршень двигается вверх, а амортизатор в то же время опускается, сжимая пружины. Вследствие этого высоты s на индикаторной диаграмме такой машины должны представлять собой суммы ходов поршня и амортизатора от некоторой начальной плоскости, соответствующей положению поршня и амортизатора в момент удара. Это обстоятельство значительно усложняет построение индикаторной диаграммы. Для такого построения следует отдельно рассмотреть движение поршня и движение амортизатора.

Поршень двигается под действием изменяющегося давления воздуха вполне аналогично движению в машинах без амортизации удара. Амортизатор же двигается под действием того же изменяю-

щегося давления воздуха и одновременно под действием силы сжатия пружин, изменяющейся все время в зависимости от их деформации.

В качестве примера приводим на рис. 96 полученную при испытании индикаторную диаграмму встряхивающей машины с амортизацией ударов грузоподъемностью 1000 кг. На том же рисунке приведены диаграммы по времени: суммарного пути стола плюс амортизатора, отдельно пути стола и пути амортизатора, а также давления в цилиндре.

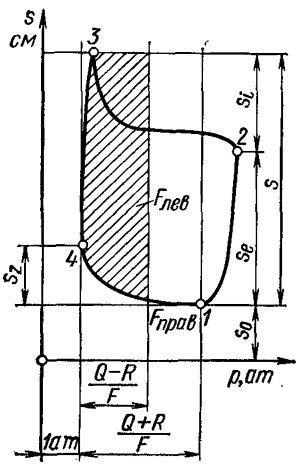


Рис. 95. Построение индикаторной диаграммы встряхивающего цилиндра для механизма с воздухораспределением перекидным двухседельным клапаном

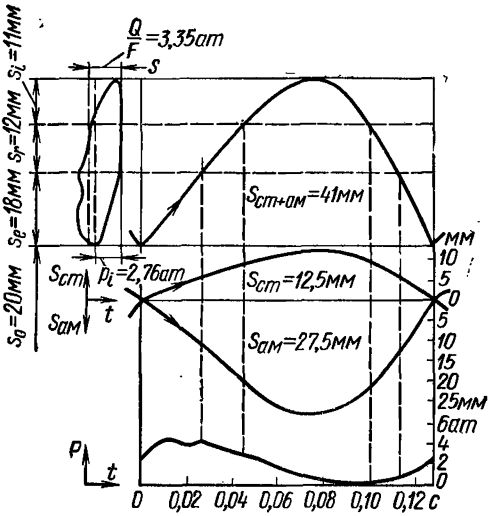


Рис. 96. Индикаторная диаграмма и диаграммы путь — время и давление — время встряхивающего механизма с амортизацией ударов

Как видно, индикаторная диаграмма машины с амортизацией ударов по виду аналогична диаграмме машины без амортизации ударов. Только вместо пути встряхивающего стола здесь по оси ординат откладывается величина перемещения стола относительно амортизатора, т. е. сумма абсолютных величин перемещений стола плюс амортизатора $s_{ст+ам}$.

Обстоятельные аналитическое и экспериментальное исследования встряхивающего пневматического механизма с полной амортизацией ударов грузоподъемностью 2000 кг завода Сиблитмаш изложены в работе [15].

Во встряхивающих механизмах с подъемным поршнем (см. схему рис. 85) последний не является амортизатором ударов, как это имеет место в машинах с полной амортизацией.

При ходе встряхивающего поршня вверх подъемный поршень не опускается, а остается в верхнем положении, так как сила дав-

ления воздуха, действующая на него снизу, значительно больше силы, действующей сверху.

В момент удара встряхивающего стола подъемный поршень воспринимает этот удар и под действием его несколько опускается, быстро возвращаясь в исходное верхнее положение.

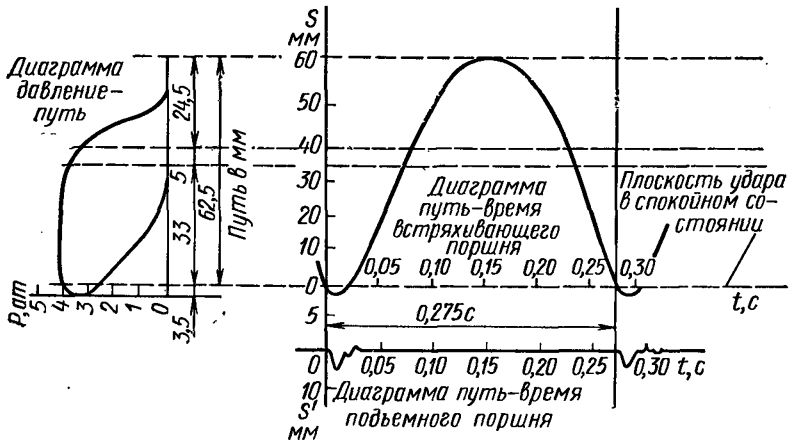


Рис. 97. Индикаторная диаграмма и диаграмма путь — время встряхивающего механизма с подъемным поршнем

На рис. 97 приведены индикаторная диаграмма и диаграммы путь — время встряхивающего и подъемного поршней, полученные при испытании формовочной машины ВФ-9. Под действием удара встряхивающего стола подъемный поршень в данном случае опускается всего на 3,5 мм. В остальном индикаторная диаграмма встряхивающего механизма с подъемным поршнем вполне аналогична диаграмме обычного механизма с неподвижным цилиндром.

Примеры анализа индикаторных диаграмм встряхивающих формовочных машин

При анализе индикаторных диаграмм, построенных расчетом или же полученных путем испытания пневматических встряхивающих машин, представляет интерес определение удельной энергии удара, коэффициента η и расхода сжатого воздуха.

Определим действительную удельную энергию удара и энергию отражения встряхивающей машины по индикаторной диаграмме (рис. 98), полученной при испытании (избыточное давление в сети $p = 5{,}7$ ат) [4]. Диаметр встряхивающего цилиндра 103 мм (10,3 см); вес поршня со столом 54,8 кгс; нагрузка 53,8 кгс; сила трения 0,14 кгс на 1 см^2 площади поршня. Масштаб пружины индикатора 1 ат = 6,17 мм. Элементы воздухораспределения $s_e = 10$ мм; $s_r = 6$ мм.

Находим площадь поршня

$$F = \frac{\pi \cdot 10{,}3^2}{4} = 83{,}3 \text{ см}^2.$$

Проводим на индикаторной диаграмме линии, соответствующие значениям избыточного давления

$$\frac{Q+R}{F} = \frac{54{,}8+53{,}8}{83{,}3} + 0{,}14 = 1{,}45 \text{ ат},$$

или $1{,}45 \cdot 6{,}17 = 9{,}0$ мм от атмосферной линии, и

$$\frac{Q-R}{F} = \frac{54{,}8+53{,}8}{83{,}8} - 0{,}14 = 1{,}17 \text{ ат},$$

или $1{,}17 \cdot 6{,}17 = 7{,}2$ мм от атмосферной линии.

Измеряем с помощью планиметра площади и находим величины:

$F_{\text{лев}} = 195$ мм^2; $F_{\text{прав}} = 4$ мм^2; $f_{\text{лев}} = 90$ мм^2; $f_{\text{прав}} = 73$ мм^2.

Удельная энергия удара по формуле (56) составит $e = (F_{\text{лев}} - F_{\text{прав}}) \frac{1}{6{,}17} \frac{1}{10} = (195-4) \frac{1}{6{,}17} \frac{1}{10} = 3{,}1$ кгс · см/см^2, а на 1 кг падающих частей $e_0 = \frac{3{,}1 \cdot 83{,}3}{54{,}8+53{,}8} = 3{,}1 \cdot 0{,}77 = 2{,}39$ кгс · см/кг.

Удельная энергия отражения по формуле (55)

$$e' = (f_{\text{лев}} - f_{\text{прав}}) \frac{1}{6{,}17} \frac{1}{10} = (90-73) \frac{1}{6{,}17} \frac{1}{10} = 0{,}28 \text{ кгс} \cdot \text{см/см}^2,$$

а на 1 кг падающих частей $e_0' = 0{,}28 \cdot 0{,}77 = 0{,}22$ кгс · см/кг.

В процентах к энергии удара энергия отражения составляет

$$\frac{0{,}22}{2{,}39} 100 = 9{,}2.$$

На рис. 99 приведены три индикаторные диаграммы, полученные при испытании той же встряхивающей машины при различных давлениях в сети.

Определим удельную энергию удара и коэффициент η для всех трех случаев, причем примем, что энергия отражения составляет $\sim 10\%$ от энергии удара. Площади индикаторных диаграмм f_i определяем с помощью планиметра. Результаты расчета приведены в табл. 2.

При избыточном давлении в сети $p = 1{,}9$ ат во время испытаний той же встряхивающей машины была получена индикаторная диаграмма, приведенная на рис. 100. При этом удары были двойные (чередующиеся). Подобный же режим устанавливается и во время работы машины с сильной перегрузкой.

Чередующиеся, в данном случае двойные удары были разной силы. Первый (слабый) удар соответствует циклу *1—2—3* на диаграмме. Длина хода $s_1 = 1{,}9$ см. Второй (сильный) удар соответствует циклу *3—4—1* на диаграмме. Длина хода $s_2 = 2{,}2$ см.

Проводим на диаграмме вертикаль, абсцисса которой $\frac{Q-R}{F}$ находится (по предыдущему) на расстоянии 7,2 мм от атмосферной линии.

Хотя точка *1* (конец второго удара) на диаграмме лежит и левее линии $\frac{Q-R}{F}$, а значит и линии $\frac{Q+R}{F}$, однако движение поршня вверх (линия *1—2*) здесь возможно за счет энергии отражения.

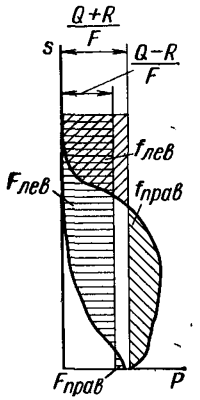


Рис. 98. Индикаторная диаграмма встряхивающей формовочной машины, полученная при испытании

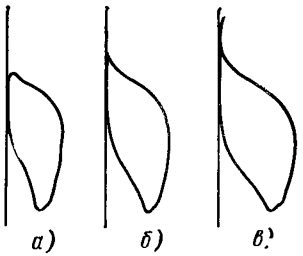


Рис. 99. Индикаторные диаграммы встряхивающей формовочной машины при избыточном давлении в сети 2,65 ат (*а*), 4,15 ат (*б*) и 5,70 ат (*в*)

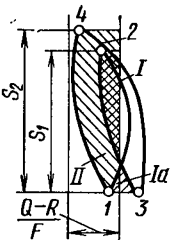


Рис. 100. Индикаторная диаграмма встряхивающей формовочной машины при режиме с перемежающимся ходом

С помощью планиметра измеряем площади, показанные на диаграмме, и находим их величины: пл. $I = 30$ мм², пл. $Ia = 13$ мм²; пл. $II = 116$ мм².

Таблица 2

Расчет e и η по индикаторным диаграммам (см. рис. 99)

Определяемые параметры	Избыточное давление в сети, ат		
	2,65	4,15	5,70
f_I, мм²	140	190	240
$A_{сж.в} = f_I \frac{1}{6,17} \frac{1}{10}$, кгс · см/см²	2,26	3,08	3,88
s, см	2,4	2,9	3,5
$A_{тр} = \frac{R}{F} 2s = 0,14 \cdot 2s$, кгс · см/см²	0,67	0,81	0,98
$e = \frac{A_{сж.в} - A_{тр}}{0,9}$, кгс · с/см²	1,76	2,52	3,22
$e_0 = \frac{eF}{Q} = \frac{e \cdot 83,8}{54,8 + 53,8}$, кгс · см/кг	1,35	1,93	2,47
$\eta = \frac{e_0}{s}$	0,563	0,665	0,706

Для первого (слабого) удара удельная энергия удара e_1 = (пл. *I* — — пл. *Ia*) $\frac{1}{6{,}17}\frac{1}{10}$ = (30 — 13) $\frac{1}{6{,}17}\frac{1}{10}$ = 0,32 кгс · см/см², а на 1 кг падающих частей e_{01} = 0,32 · 0,77 = 0,25 кгс · см/кг; $\eta_1 = \frac{0{,}25}{1{,}9}$ = = 0,132.

Для второго (сильного) удара e_2 = пл. *II* $\frac{1}{6{,}17} \cdot \frac{1}{10}$ = 116 · $\frac{1}{6{,}17}$ × × $\frac{1}{10}$ = 1,88 кгс · см/см², а на 1 кг падающих частей e_{02} = 1,88 · 0,77 = = 1,45 кгс · см/кг; $\eta_2 = \frac{1{,}45}{2{,}2}$ = 0,659.

При еще большем падении давления в сети или же еще большей перегрузке машины наблюдаются случаи работы встряхивающих машин с ударом через ход. Площади *I* и *Ia* получаются равными, линия *2—3* диаграммы не доходит до плоскости удара (точка *3* располагается выше этой плоскости), и первый ход осуществляется без удара. Вся потенциальная энергия системы расходуется при падении целиком на трение и преодоление противодавления под поршнем.

Расчет времени, скоростей и ускорений движения поршня по индикаторной диаграмме

Для нахождения времени движения, скоростей и ускорений поршня встряхивающей машины линию индикаторной диаграммы разбивают на участки и на каждом участке принимают движение поршня равномерно ускоренным или равномерно замедленным, заменяя переменное давление в цилиндре постоянными средними индикаторными давлениями на этих участках. Найдя время движения, можно определить число ударов стола в единицу времени.

Предположим, требуется определить число ударов в минуту встряхивающей формовочной машины при избыточном давлении в сети p = 5,7 ат расчетом по индикаторной диаграмме, полученной при испытании (см. рис. 98).

При расчете необходимо учесть отражение стола при ударе с коэффициентом восстановления скорости, который примем равным k = 0,32. Требуется также сопоставить найденное число ударов с действительным, если продолжительность 40 ударов при испытании составляла 7,8 с.

Разбиваем линию индикаторной диаграммы на произвольное число участков, как показано на рис. 101. Ход вверх делим на участки *1—2*, *2—3*, *3—4*, *4—5* соответственно длиной, мм: 7; 14; 7; 7; ход вниз — на участки *5—6*, *6—7*, *7—1* соответственно длиной, мм: 21; 7; 7 (соответственно в м: 0,021; 0,007; 0,007).

Находим средние индикаторные давления на этих участках. Для этого определяем с помощью планиметра площади под соответствующими отрезками диаграммы (до атмосферной линии): f_{1-2} = = 85 мм²; f_{2-3} = 172 мм²; l_{3-4} = 42 мм²; f_{6-7} = 16 мм²; f_{7-1} = 50 мм².

Вследствие незначительного отклонения линии диаграммы на участках *4—5* и *5—6* от атмосферной линии площади под ними не планиметрируем и считаем их равными нулю.

Величины среднего индикаторного избыточного давления в ат на отдельных участках получаются следующими:

$$p_{1-2}=\frac{85}{7\cdot 6{,}17}=1{,}97;\quad p_{2-3}=\frac{172}{14\cdot 6{,}17}=1{,}99;$$

$$p_{3-4}=\frac{42}{7\cdot 6{,}17}=0{,}97;\quad p_{6-7}=\frac{16}{7\cdot 6{,}17}=0{,}37;$$

$$p_{7-1}=\frac{50}{7\cdot 6{,}17}=1{,}15;\quad p_{4-5}=p_{5-6}\approx 0.$$

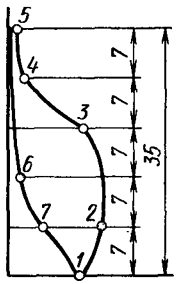


Рис. 101. К расчету времени движения, скоростей и ускорений поршня по индикаторной диаграмме встряхивающего цилиндра

Вес падающих частей $Q = 54{,}8 + 53{,}8 = 108{,}6$ кгс. Масса падающих частей $M = \frac{108{,}6}{9{,}81} = 11{,}1$ кгс · с²/м. Площадь поршня $F = \frac{\pi\cdot 10{,}3^2}{4} = 83{,}3$ см. Сила трения $R = 0{,}14\cdot 83{,}3 = 11{,}7$ кгс.

Далее ведем расчет по участкам индикаторной диаграммы, но начинаем не с нижнего положения поршня, а с верхнего (с точки *5*). Такой порядок расчета позволит учесть энергию отражения стола.

1. Участок *5—6*:

Среднее действующее на поршень усилие

$$P_{5-6}=Q-R-p_{5-6}F=108{,}6-11{,}7=96{,}9 \text{ кгс}.$$

Среднее ускорение $j_{5-6}=\frac{96{,}9}{11{,}1}=8{,}73$ м/с².

Продолжительность хода стола

$$t_{5-6}=\sqrt{\frac{2s_{5-6}}{j_{5-6}}}=\sqrt{\frac{2\cdot 0{,}021}{8{,}73}}=0{,}0693 \text{ с}.$$

Скорость в точке *6*

$$v_6=j_{5-6}t_{5-6}=8{,}73\cdot 0{,}0693=0{,}605 \text{ м/с}.$$

2. Участок *6—7*:

$$P_{6-7}=108{,}6-11{,}7-0{,}37\cdot 83{,}3=66{,}1 \text{ кгс};$$

$$j_{6-7}=\frac{66{,}1}{11{,}1}=5{,}96 \text{ м/с}^2;$$

$$s_{6-7}=v_6t_{6-7}+\frac{j_{6-7}t_{6-7}^2}{2};$$

подставляя числовые значения, получим

$$0{,}007=0{,}605t_{6-7}+\frac{5{,}96t_{6-7}^2}{2},$$

откуда $t_{6-7} = 0{,}0109$ с;

$$v_7 = 0{,}605 + 5{,}96 \cdot 0{,}0109 = 0{,}670 \text{ м/с}.$$

3. Участок *7—1*:

$$P_{7-1} = 108{,}0 - 11{,}7 - 1{,}15 \cdot 83{,}3 = 1{,}1 \text{ кгс};$$

$$j_{7-1} = \frac{1{,}1}{11{,}1} = 0{,}1 \text{ м/с}^2;$$

$$0{,}007 = 0{,}67 t_{7-1} + \frac{0{,}1 t_{7-1}^2}{2},$$

откуда $t_{7-1} = 0{,}0100$ с.

Скорость стола в момент удара

$$v_1 = 0{,}67 + 0{,}1 \cdot 0{,}01 = 0{,}671 \text{ м/с}.$$

Скорость отражения стола

$$v_0 = k v_1 = 0{,}32 \cdot 0{,}671 = 0{,}215 \text{ м/с}.$$

4. Участок *1—2*:

$$P_{1-2} = p_{1-2} F - Q - R = 1{,}97 \cdot 83{,}3 - 108{,}6 - 11{,}7 = 43{,}7 \text{ кгс};$$

$$j_{1-2} = \frac{43{,}7}{11{,}1} = 3{,}94 \text{ м/с}^2;$$

$$0{,}007 = 0{,}215 t_{1-2} + \frac{3{,}94 t_{1-2}^2}{2},$$

откуда $t_{1-2} = 0{,}0262$ с;

$$v_2 = 0{,}215 + 3{,}94 \cdot 0{,}0262 = 0{,}318 \text{ м/с}.$$

5. Участок *2—3*:

$$P_{2-3} = 1{,}99 \cdot 83{,}3 - 108{,}6 - 11{,}7 = 45{,}7 \text{ кгс};$$

$$j_{2-3} = \frac{45{,}7}{11{,}1} = 4{,}12 \text{ м/с}^2;$$

$$0{,}014 = 0{,}318 t_{2-3} + \frac{4{,}12 t_{2-3}^2}{2},$$

откуда $t_{2-3} = 0{,}0356$ с;

$$v_3 = 0{,}318 + 4{,}12 \cdot 0{,}0356 = 0{,}465 \text{ м/с}.$$

6. Участок *3—4*:

$$P_{3-4} = 0{,}97 \cdot 83{,}3 - 108{,}6 - 11{,}7 = -39{,}5 \text{ кгс};$$

$$j_{3-4} = -\frac{39{,}5}{11{,}1} = -3{,}55 \text{ м/с}^2;$$

$$0{,}007 = 0{,}465 t_{3-4} - \frac{3{,}55 t_{3-4}^2}{2},$$

откуда для t_{3-4} получается два положительных значения:

$$t_{3-4} = 0{,}245 \text{ с} \quad \text{и} \quad t_{3-4} = 0{,}0161 \text{ с}.$$

Легко видеть, что значение 0,245 с нереально. В самом деле скорость в точке *4*

$$v_4 = v_3 + j_{3-4} t_{3-4}.$$

Подставив $t_{3-4} = 0{,}245$ с, получим $v_4 = 0{,}465 - 0{,}355 \cdot 0{,}245 = -0{,}405$ м/с, чего не может быть, так как скорость в точке *4* положительна. Следовательно, остается только второе значение $t_{3-4} = 0{,}0161$ с. Скорость в точке *4* $v_4 = 0{,}465 - 3{,}55 \cdot 0{,}0161 = 0{,}408$ м/с.

7. Участок *4—5*:

$$P_{4-5} = -108{,}6 - 11{,}7 = -120{,}3 \text{ кгс};$$

$$j_{4-5} = -\frac{120{,}3}{11{,}3} = -10{,}84 \text{ м/с}^2;$$

$$v_5 = 0 = 0{,}408 - 10{,}84 t_{4-5},$$

откуда $t_{4-5} = \frac{0{,}408}{10{,}84} = 0{,}0376$ с.

Проверяем длину хода s_{4-5}. По расчету должно быть

$$s_{4-5} = 0{,}408 \cdot 0{,}0376 - \frac{10{,}84 \cdot 0{,}0376^2}{2} = 0{,}0076 \text{ м} = 7{,}6 \text{ мм};$$

в действительности же $s_{4-5} = 7$ мм.

Расхождение равно 0,6 мм, что ко всей длине хода 35 мм составляет $\frac{0{,}6}{35} 100 = 1{,}7\%$.

Суммарное время на один полный ход по расчету

$$t = 0{,}0693 + 0{,}0109 + 0{,}0100 + 0{,}0262 + \\ + 0{,}0356 + 0{,}0161 + 0{,}0376 = 0{,}2057 \text{ с}.$$

Расчетное число ударов стола в минуту $i_{\text{расч}} = \frac{66}{0{,}2057} = 292$.

Действительное число ударов стола в минуту $i = \frac{60 \cdot 40}{7{,}8} = 308$. Следовательно, расхождение равно 308 — 292 = 16 ударов, или $\frac{16}{308} 100 = 5{,}2\%$.

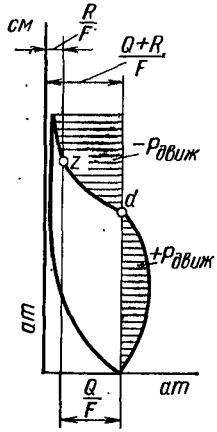


Рис. 102. Схема к анализу соотношений сил инерции набиваемой опоки и ее силы тяжести при встряхивании

Обращает на себя внимание в данном примере то, что на последнем участке хода поршня *4 — 5* среднее отрицательное ускорение движения поршня $j_{4-5} = -10{,}84$ м/с^2 по абсолютной величине превышает ускорение силы тяжести. Следовательно, силы инерции набиваемой опоки на этом участке пути, направленные вверх, превышают силу тяжести опоки, что может вызвать при значительной разности в упомянутых силах отрыв опоки от модельной плиты (в которой она не прикреплена) и подскакивание ее вверх с последующим падением и ударом о плиту. Возможно, что это явление приводит к так называемому отбою встряхивающих машин, сопровождающемуся образованием трещин в набивке формы около модели.

Уравновешивание силы тяжести уплотняемой формы и возникновение возможности ее отрыва от модельной плиты происходит при

условии глубокого выхлопа после пересечения линией индикаторной диаграммы вертикали R/F в точке z, как показано на схеме рис. 102. В самом деле, заштрихованные эпюры справа и слева от вертикали $\frac{Q+R}{F}$ представляют собой (в некотором масштабе) удельные движущиеся силы поршня: при ходе вверх — положительную до точки d диаграммы и отрицательную после точки d.

В точке же z, расположенной на вертикали на расстоянии R/F от атмосферной линии (Q/F от линии $\frac{Q+R}{F}$), отрицательная сила, действующая на поршень, становится равной силе тяжести поднимаемых частей Q/F. При менее глубоком выхлопе в его первой половине вся до конца линия хода вверх на индикаторной диаграмме лежит правее вертикали R/F и ее не пересекает, а следовательно, описанное явление не может иметь места.

Работа встряхивающего механизма при различной рабочей нагрузке

Вес поднимаемых поршнем при встряхивании частей Q, или полная нагрузка, состоит из веса Q_1 собственных частей машины и полезной (технологической) нагрузки Q_0, включающей модельно-опочную оснастку и формовочную смесь в опоке.

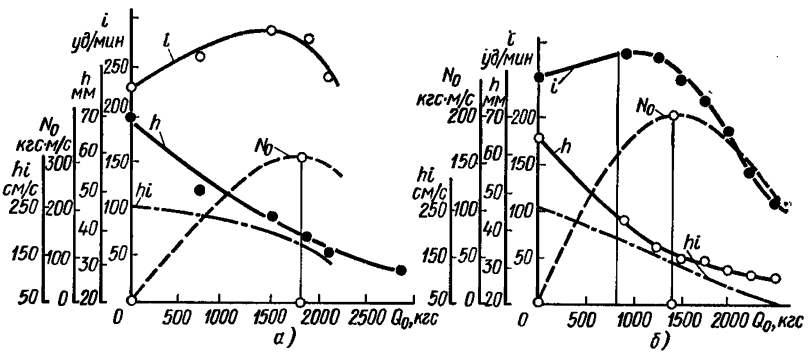


Рис. 103. Работа при различной полезной нагрузке пневматических встряхивающих формовочных машин для верхних (*а*) и нижних (*б*) опок блока цилиндров грузового автомобиля. Параметры машин: для верхних опок диаметр встряхивающего цилиндра 350 мм, собственный вес поднимаемых частей $Q = 1118$ кгс, для нижних опок соответственно 305 мм и 1237 кгс

Если увеличивать полезную нагрузку Q_0, то высота встряхивания h непрерывно уменьшается и при некоторой предельной нагрузке становится равной нулю. Коэффициент η в общем случае может изменяться по некоторой кривой с максимумом. Число ударов в единицу времени i обычно вначале несколько возрастает (в связи с резким уменьшением длины хода стола), а затем падает, изменяясь, таким образом, также по кривой с максимумом.

Величина удельной энергии удара e_0 на 1 кг падающих частей составляет $h\eta$. Суммарная величина e_0 и энергии отражения e_0 (в первом приближении пропорциональной e_0) будут, таким образом, изменяться пропорционально произведению $h\eta$, практически по некоторой непрерывно падающей кривой.

Работа, сообщаемая машиной в единицу времени каждому килограмму уплотняемой формовочной смеси, или полезная мощность встряхивающей формовочной машины N, будет пропорциональна произведению $(e_0 + e_0')\, iQ_0$. Кривая изменения N имеет максимум, как показано на графиках рис. 103, полученных при испытании реальных машин.

На диаграммах показано изменение высоты встряхивания h, числа ударов в минуту i, произведения hi и теоретической (без учета коэффициента η) секундной работы встряхивания N_0 в зависимости от полезной нагрузки Q_0. В обоих случаях кривые N_0 получились с максимумами. Умножение значений N_0 на переменный коэффициент η (не определявшийся при данном испытании) не внесло бы ничего принципиально нового в полученные закономерности, лишь несколько сдвинуло бы по оси нагрузки положения максимумов кривых мощности.

Очевидно, что при работе встряхивающей формовочной машины с нагрузкой, соответствующей максимуму кривой полезной мощности N, будет требоваться наименьшее время для уплотнения формовочной смеси в опоке. Производительность машины при данной нагрузке будет наибольшая. Исходя из сказанного, следует принять за нормальную грузоподъемность ту полезную нагрузку $Q_0^{\text{норм}}$, которая соответствует максимуму полезной мощности машины.

Возможности форсирования встряхивающих механизмов различного типа в связи с интенсификацией процесса уплотнения

При рассмотрении уплотнения литейных форм прессованием под высоким давлением (см. гл. II, § 4) говорилось, что главная положительная особенность этого способа — резкое увеличение действующих на форму сжимающих напряжений, или интенсификация процесса уплотнения, способствующая получению форм высокой твердости.

В комплексном способе уплотнения с помощью одновременного встряхивания и прессования под высоким давлением только один его элемент, а именно прессование, является интенсифицированным, так как оно производится под высоким давлением. Что касается интенсификации другого элемента — встряхивания, то следует иметь в виду, что встряхивающие механизмы различного типа имеют неодинаковые возможности форсирования и интенсификации уплотняющего воздействия на набиваемую форму.

В обычном встряхивающем механизме без амортизации ударов падение стола является заторможенным силами трения в поршневой

паре и противодавлением воздуха под поршнем. Поэтому ускорение движения j стола при падении, и соответственно ускорение инерции, получаются меньше ускорения силы тяжести g, и опока к столу, а также формовочная смесь к модельной плите прижимаются инерционными силами в меру разности $g - j$.

Ускорять падение встряхивающего стола можно только до $j = g$. При этом условии давление на подставку во время падения будет равно нулю. Малейшее увеличение ускорения движения при падении сверх g будет означать появление инерционных сил, направленных кверху, превышающих вес, т. е. отрывающих опоку от стола и разрыхляющих формовочную смесь в опоке.

Прикидочные расчеты позволяют заключить, что такая предельная интенсификация за счет ускорения падения встряхивающего стола действием дополнительного механизма может увеличить энергию удара самое большее лишь в 1,5 раза или сжимающие напряжения в момент удара максимум вдвое, т. е. до значений 4—5 кгс/см^2, что не является большой интенсификацией.

Другой возможный путь интенсификации уплотняющего воздействия на форму при встряхивании, за счет увеличения высоты подъема встряхивающего стола, связан с получением более тихоходных механизмов, с меньшим числом ударов в единицу времени, в то время как современные комплексные механизмы отличаются высокой частотой ударов при одновременном встряхивании и прессовании, что дает быстрый рост степени уплотнения в форме.

Во встряхивающем механизме с амортизацией ударов форсирование движения амортизатора сопряжено с параллельным форсированием движения также и встряхивающего стола, так как оба они связаны условием равенства количеств движения при ударе. Следовательно, и для этого вида встряхивающего механизма остается в силе приведенное выше соображение об ограничении интенсификации сжимающих напряжений максимум вдвое, как и для обычного встряхивающего механизма без амортизации ударов.

В современном же комплексном механизме уплотнения встряхиванием с одновременным прессованием стол машины во время ударов амортизатора прижат прессовым поршнем к колодке, и движется только амортизатор, который может быть форсирован, и напряжения в смеси при ударе увеличены в какой угодно степени. Это может быть сделано, например, путем увеличения диаметра встряхивающего цилиндра и соответственно массы и жесткости пружины амортизатора для увеличения его энергии удара. При этом сохраняется большая частота ударов.

Что касается целесообразной степени интенсификации элемента встряхивания в комплексном механизме одновременного встряхивания и прессования, то этот вопрос может быть решен только экспериментально. В современном же комплексном механизме элемент встряхивания сообщает уплотняемой форме невысокие сжимающие напряжения, дополнительно к интенсивному уплотняющему воздействию второго элемента — одновременного прессования. Но наложение этих дополнительных, хотя и небольших напряжений встряхива-

ния, концентрирующихся в нижней части формы, около модельной плиты, способствует хорошей пробивке карманов формы, особенно в начале цикла уплотнения, и дает качественные, достаточно равномерно уплотненные формы.

§ 7. РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВСТРЯХИВАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

Общая методика расчета

Расчет пневматического встряхивающего механизма формовочной или стержневой машины по заданному или выбранному режиму встряхивания сводится к построению и анализу нескольких вариантов индикаторной диаграммы.

Полезная нагрузка Q_0 задана, а собственный вес падающих частей машины Q_1 может быть взят по практическим данным. Сила трения в поршневой паре R при расчете обычно берется до 0,25 $(Q_0 + Q_1)$. Площадь поршня F составляет от 0,5 до 0,6 см² на 1 кгс Q_0, а площадь встряхивающего стола — от 5 до 10 см² на 1 кгс Q_0.

Элементы воздухораспределения для наиболее распространенных механизмов с поршневым воздухораспределением выбирают в пределах: ход наполнения $s_e = (0{,}4 \div 0{,}5)\, s$, где s — общая длина хода, равная высоте встряхивания; ход расширения $s_r = (0{,}3 \div 0{,}4)\, s_e = (0{,}12 \div 0{,}20)\, s$; приведенная высота вредного пространства $s_0 = (0{,}7 \div 1{,}0)\, s$.

После выбора этих исходных данных следует построить основную индикаторную диаграмму встряхивающего цилиндра и несколько ее вариантов для измененных F, s_e, s_0 и других параметров. Следует принять вариант, при котором получаются наибольшими удельная энергия удара, коэффициент η и энергия удара на 1 л сжатого воздуха. По данным этой индикаторной диаграммы вычерчивают механизм и проверяют правильность принятого веса падающих частей.

Расчет сечений впускного и выпускного отверстий. Наиболее ответственным для работы впускного отверстия встряхивающего цилиндра является участок наполнения *1—2* (см. рис. 101) индикаторной диаграммы. Для расчета по индикаторной диаграмме количества воздуха, вошедшего в цилиндр на пути *1—2* и приведенного к абсолютному давлению сети p_0 ат, нетрудно получить, пользуясь ранее изложенной методикой, следующее выражение:

$$V_{1-2} = F\left[(s_0 + s_r)\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} - s_0\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}\right] 10^{-6} \text{ м}^3. \qquad (60)$$

Определив далее с помощью изложенного ранее приближенного метода по индикаторной диаграмме продолжительность движения поршня на пути *1—2*, равную t_{1-2} с, и задавшись средней скоростью прохода воздуха через впускное отверстие в пределах $c_{вп} = 15 \div 25$ м/с, можно найти необходимое сечение впускного отверстия, м²:

$$f_{вп} = \frac{V_{1-2}}{c_{вп} t_{1-2}}.$$

Сечение впускного отверстия следует также проверить по полному расходу воздуха $V_{инд}$ за один ход, пересчитанному на давление в сети, и по времени полной фазы впуска воздуха в цилиндр.

Сечение выхлопного отверстия (или сумму сечений выхлопных отверстий) $f_{вых}$ в машинах без отсечки воздуха так просто подсчитать нельзя, так как в этом случае усложняется расчет количества воздуха, выходящего при выхлопе из цилиндра в атмосферу. Поэтому в таких случаях чаще всего принимают по практическим данным сечение выхлопного отверстия $f_{вых} = (3 \div 5)\, f_{вп}$.

В машинах с отсечкой воздуха сечение выхлопного отверстия легко подсчитать, пользуясь тем же методом, что и для впускного отверстия. Приведенное к абсолютному давлению 1 ат количество воздуха, вышедшего из цилиндра за время выхлопа, равно индикаторному расходу воздуха за один ход и определяется по приведенным ранее формулам. Определив продолжительность движения поршня в течение выхлопа, равную $t_{вых}$ с, и задавшись средней скоростью прохода воздуха через выхлопное отверстие в пределах $c_{вых} = 10 \div 20$ м/с, находим необходимое сечение выхлопного отверстия, м²:

$$f_{вых} = \frac{V_{инд}}{c_{вых} t_{вых}}.$$

Динамический расчет встряхивающего поршня

При ударе встряхивающего стола поршень стремится оторваться от него в опасном сечении mn (рис. 104) под действием сил инерции. В момент удара живая сила части поршня, расположенной ниже

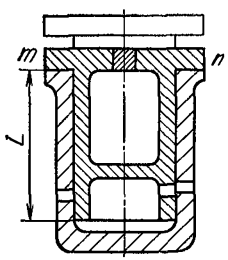


Рис. 104. К динамическому расчету встряхивающего поршня

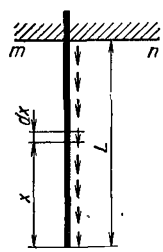


Рис. 105. Схема стержня с распределенной растягивающей нагрузкой

опасного сечения, составляет $Q_{порш} e_0$ кгс·см, где $Q_{порт}$ — вес (кгс) части поршня, расположенной ниже опасного сечения mn, и e_0 (кгс·см/кгс) — удельная энергия удара.

Эта живая сила превращается в работу упругой деформации растяжения части поршня, находящейся ниже опасного сечения.

Нижняя часть поршня при ударе нагружается собственными инерционными силами, распределенными по всей ее длине L см. А при распределенной растягивающей нагрузке стержень становится как бы вдвое жестче по сравнению со случаем приложения такой же по величине сосредоточенной нагрузки, в чем легко убедиться из анализа схемы рис. 105. В самом деле, обозначив через λ абсолютное

удлинение в см, через i — относительное удлинение, p — удельную нагрузку на единицу длины стержня в кгс/см, F — сечение стержня в см^2 и через E — модуль упругости материала стержня в кгс/см^2, можем написать для элемента dx стержня по закону Гука

$$i = \frac{\sigma}{E},$$

где σ — растягивающее напряжение в этом элементе, кгс/см^2.

Подставив сюда $i = \frac{d\lambda}{dx}$ и $\sigma = \frac{px}{F}$, получим

$$\frac{d\lambda}{dx} = \frac{px}{F}\frac{1}{E},$$

что после интегрирования дает

$$\lambda = \frac{p}{EF}\int_0^L x dx = \frac{p}{EF}\frac{L^2}{2},$$

откуда для всего стержня получаем

$$i = \frac{\sigma_{max}}{2E},$$

где i — относительное удлинение стержня; $i = \lambda/L$; σ_{max} — максимальное растягивающее напряжение (в его верхнем сечении), кгс/см^2, $\sigma_{max} = pL/F$.

Таким образом, работа упругой деформации растяжения части поршня ниже сечения mn при ударе, составляющая половину произведения силы на деформацию, кгс·см

$$\frac{1}{2} F_{жив}\sigma_{max}\frac{\sigma_{max}}{2E} L,$$

где $F_{жив}\sigma_{max}$ — сила, растягивающая поршень в опасном сечении в момент удара, кгс; $F_{жив}$ — живое сечение поршня в сечении mn, см^2; σ_{max} — максимальное напряжение в этом сечении, кгс/см^2; $\frac{\sigma_{max}}{2E} L$ — абсолютная деформация растяжения части поршня ниже сечения mn, см.

Приравняв это выражение работы упругих сил работе $Q_{порш}e_0$, представляющей собой нагрузку, или живую силу рассматриваемой части поршня в момент удара, получим выражение для максимального напряжения в опасном сечении, кгс·см^2

$$\sigma_{max} = 2\sqrt{\frac{E}{F_{жив}L} Q_{порш} e_0}. \qquad (61)$$

В случае, если встряхивающий поршень выполняют отдельно от встряхивающего стола и прикрепляют к нему болтами, необходимо производить расчет этих болтов на динамическую нагрузку от живой силы удара поршня. Пусть i — число болтов; $k > 1$ — коэффициент, учитывающий перегрузку болтов за счет неравномерности распреде-

ления между ними нагрузки; f — сечение стержня болта (по внутреннему диаметру резьбы), см^2 и l — рабочая (участвующая в работе упругой деформации) длина болта, т. е. длина его от головки до гайки, см. Тогда, очевидно, уравнение работы примет вид

$$Q_{\text{порш}} e_0 = \frac{1}{2} \frac{i}{k} f \sigma_{\max} \frac{\sigma_{\max}}{2E_{\text{болта}}} l,$$

где $E_{\text{болта}}$ — модуль упругости материала болтов.

Отсюда получим, кгс/см^2

$$\sigma_{\max} = 2 \sqrt{\frac{k}{i} \frac{E_{\text{болта}}}{fl} Q_{\text{порш}} e_0}. \qquad (61а)$$

Из формул (61) и (61а) видно, что при ударе работают на поглощение живой силы поршня не сечения поглощающих эту энергию элементов (поршня или крепежных болтов), а их объемы.

§ 8. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ФУНДАМЕНТОВ ВСТРЯХИВАЮЩИХ ФОРМОВОЧНЫХ МАШИН

Виброизоляция фундамента заключается в устройстве между ним и основанием упругого элемента, который растягивает во времени удары, воспринимаемые фундаментом от стоящей на нем машины, и передает на основание уже только эти смягченные, уменьшенные до расчетной величины усилия.

Виброизоляция фундаментов встряхивающих формовочных машин необходима прежде всего в тех случаях, когда машины должны быть установлены на междуэтажном перекрытии [50]. В связи с расширяющимся в настоящее время применением двухэтажных планировок литейных цехов массового производства и размещением формовочного отделения на втором этаже такая установка встряхивающих машин на перекрытии приобретает большое значение. Вместо ранее применявшихся в таких случаях громоздких высоких фундаментов, проходящих через весь первый этаж до грунта и уменьшающих площадь первого этажа, виброизолированные фундаменты, расположенные на междуэтажном перекрытии, получаются более легкими, а площадь первого этажа может быть использована более рационально. Установку крупных встряхивающих формовочных машин на фундаменты с виброизоляцией предусматривают также в случае, когда необходимо предотвратить передачу на грунт сильных колебаний, которые могут быть опасны окружающим сооружениям или мешать работе приборов и установок [38, 50].

Применяют два способа виброизоляции фундаментов встряхивающих формовочных машин: 1) между фундаментом машины и его основанием помещают виброизолирующий элемент; 2) под машиной, не имеющей фундамента, устанавливают особый виброизолированный уловитель ударов.

Виброизолированные фундаменты

Ранее упоминалось об устройстве фундаментов под крупные встряхивающие формовочные машины с изолирующим слоем из пробки или дерева (см. рис. 87). Однако виброизоляция с помощью таких материалов является недостаточной, так как они имеют слабые упругие свойства. Эффективная виброизоляция достигается устройством под фундаментами упругого элемента, состоящего из стальных пружин в комбинации с демпферами, или гасителями колебаний. В качестве последних применяют резиновые амортизаторы, обладающие наряду с упругими свойствами некоторым неупругим сопротивлением. Более эффективно, однако, применение гидравлических демпферов вязкого трения и других специальных демпферов. На рис. 106 изображена схема вибрационного фундамента встряхивающей формовочной машины, а на рис. 107 — диаграммы колебаний фундамента и усилий, передаваемых на основание.

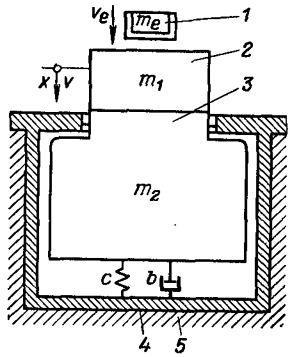


Рис. 106. Схема виброизолированного фундамента встряхивающей формовочной машины:

1 — падающие части машины (встряхивающий стол); *2* — машина; *3* — фундамент; *4* — виброизоляция; *5* — основание

В промежутке между ударами, наносимыми встряхивающим столом формовочной машины, фундамент с укрепленной на нем машиной совершает на пружинах затухающие свободные колебания в соответствии с уравнением движения

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+cx+b\frac{dx}{dt}=0, \qquad (62)$$

где $m = m_1 + m_2$ — суммарная масса машины (m_1) и фундамента (m_2); c — коэффициент жесткости пружин; x — перемещение фундамента вниз от положения равновесия; b — коэффициент, характеризующий силу сопротивления демпферов, пропорциональную скорости перемещения.

Общее решение уравнения (62)

$$x = e^{-nt}(A\cos\omega t + B\sin\omega t), \qquad (63)$$

где $n = b/2m$; t — время; A и B — постоянные; ω — круговая частота собственных колебаний массы m фундамента и машины; $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$.

Описываемые этим решением свободные колебания фундамента имеют частоту ω и являются затухающими во времени. Амплитуда их уменьшается после каждого цикла в отношении $e^{-nt} : 1$, т. е. по закону геометрической прогрессии и в зависимости от степени демпфирования.

Рассмотрим рис. 107. Импульс удара встряхивающего стола машины $J_1 = \int_0^\tau P\,dt$ действует в течение очень короткого промежутка времени τ, измеряемого в тысячных долях секунды. При массе падающих частей $m_e = G_e/g$ и скорости встряхивающего стола в момент

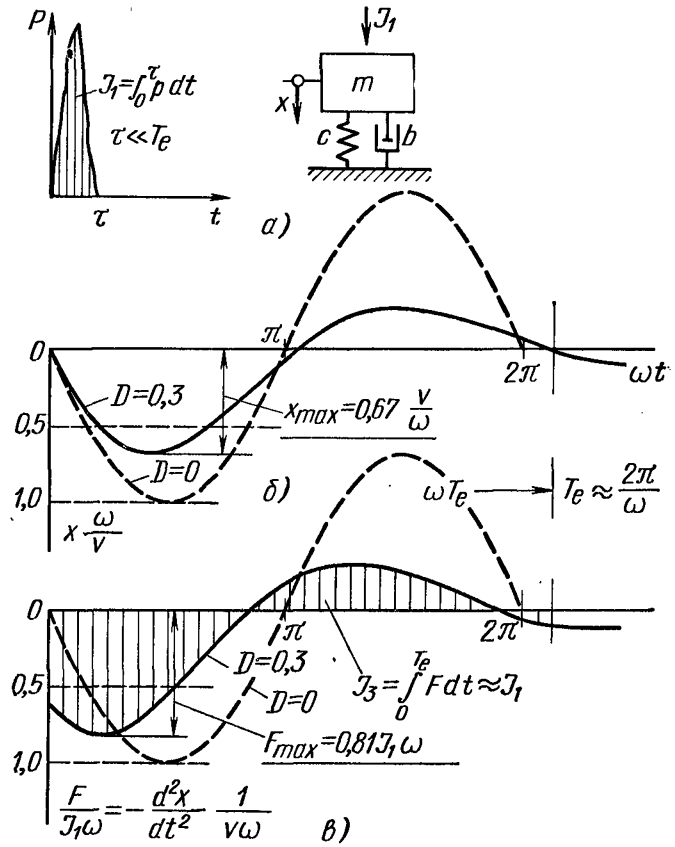


Рис. 107. Схемы диаграмм нагружающего ударного импульса падающих частей (*а*), колебаний фундамента (*б*) и усилий, передаваемых на основание (*в*) при степени демпфирования $D = 0{,}3$ [100]

удара $v_e = \sqrt{2gh}$, где h — приведенная (с учетом коэффициента η) высота встряхивания, импульс J_1 будет равен

$$J_1 = m_e v_e = m_e \sqrt{2gh}.$$

Этот кратковременный удар с импульсом J_1 сообщает суммарной массе фундамента и машины начальную скорость $v = J_1/m$ и превращается в растянутый по времени импульс сил, передаваемых фундаментом на основание.

При отсутствии демпфирования этот импульс $J_2 = J_1$, а при наличии демпфирования он несколько меньше (вследствие потерь в демпферах), но может быть приблизительно равен J_1, т. е.

$$J_3 = \int_0^{T_e} F\,dt \approx J_1.$$

При свободных колебаниях без затухания массы m на пружинах с жесткостью c мы имели бы по аналогии с уравнением (42):

текущие значения x, v и силы давления F на основание:

$$x_{\text{тек}} = \frac{v}{\omega}\sin\omega t; \quad v_{\text{тек}} = v\cos\omega t; \quad F_{\text{тек}} = m\omega v\sin\omega t$$

и максимальные значения перемещения (т. е. амплитуду колебаний) $x_{\max}$ и максимальную силу $F_{\max}$:

$$x_{\max} = \frac{v}{\omega} = \frac{J_1}{m\omega} \quad \text{и} \quad F_{\max} = mv\omega = J_1\omega,$$

так как $J_1 = mv$, где v — начальная скорость, полученная системой m при ударе.

По данным расчетов и исследований [100], оптимальной для фундаментов встряхивающих формовочных машин является степень демпфирования $D = \frac{n}{\omega} = \frac{b}{2m\omega}$, равная 0,3. При этой степени демпфирования получаются диаграммы колебаний фундамента и усилий, передаваемых на основание, приведенные на рис. 107.

Наибольшее перемещение (амплитуда) фундамента при этом составляет, см

$$x_{\max} = 0{,}67\frac{J_1}{m\omega} = 0{,}67\frac{v}{\omega}, \tag{64}$$

где J_1 — в кг·с; ω — в 1/с; m — суммарная масса фундамента и машины в кг·с^2/см; v — скорость в см/с.

Наибольшая сила (кгс), передаваемая пружинами и демпферами на основание,

$$F_{\max} = 0{,}81J_1\omega. \tag{65}$$

При этой степени демпфирования колебания фундамента затухают в течение 1—1,5 периода колебаний, т. е. от 1 до $1{,}5\frac{2\pi}{\omega}$ с. По истечении указанного промежутка времени T_e может последовать новый удар встряхивания. Таким образом, период ударов встряхивания T_e должен быть связан с периодом колебаний фундамента $\frac{2\pi}{\omega}$ соотношением

$$T_e = (1 \div 1{,}5)\frac{2\pi}{\omega}. \tag{66}$$

Если степень демпфирования значительно меньше оптимальной $D_{\text{опт}} = 0{,}3$, то колебания фундамента к моменту нового очередного

удара встряхивания мало ослабевают. В таком случае этот новый удар встряхивания, следующий через промежуток времени T_e после предшествующего, должен прийтись не в той же фазе колебаний фундамента, а со сдвигом фаз на половину периода, т. е.

$$T_e = (i + 0{,}5)\frac{2\pi}{\omega},$$

где i — любое целое число.

Пример. Вес встряхивающей формовочной машины $G_1 = 1500$ кгс и вес падающих частей $G_e = m_e g = 220$ кгс, идеальная (приведенная) высота подъема $h = 2{,}5$ см и частота ударов встряхивания $T_e = 0{,}25$ с (240 ударов в минуту).

Находим импульс удара встряхивающего стола:

$$J_1 = m_e\sqrt{2gh} = \frac{220}{981}\sqrt{2 \cdot 981 \cdot 2{,}5} = 16 \text{ кгс} \cdot \text{с}.$$

Далее, приняв, что промежуток времени между ударами должен составлять $1{,}2\frac{2\pi}{\omega}$, определяем круговую частоту собственных колебаний виброизолированного фундамента:

$$\omega = \frac{1{,}2 \cdot 2\pi}{T_e} = \frac{1{,}2 \cdot 2\pi}{0{,}35} = 30 \text{ 1/с}.$$

Наибольшая сила, передаваемая на основание,

$$F_{max} = 0{,}81 J_1 \omega = 0{,}81 \cdot 16 \cdot 30 = 390 \text{ кгс}.$$

А если бы не было виброизоляции, то при продолжительности действия удара $\tau = 0{,}003$ с средняя сила, передаваемая на основание, составляла бы

$$P_м = \frac{J_1}{\tau} = \frac{16}{0{,}003} = 4800 \text{ кгс}.$$

Формула (64) для амплитуды фундамента x_{max} показывает, что при данных ω и J_1 амплитуда x_{max} обратно пропорциональна суммарной массе m. Таким образом, если принять, что x_{max} не должно превышать 0,025 см, то суммарная масса фундамента и машины будет составлять

$$m = 0{,}67\frac{J_1}{x_{max}\omega} = 0{,}67\frac{16}{0{,}025 \cdot 30} = 14{,}3 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{см},$$

или общий вес фундамента и машины должен быть равен $G = mg = 14{,}3 \cdot 981 \approx \approx 14$ тс, из них 1,5 тс вес машины и 12,5 тс вес фундамента.

К приведенной методике расчета следует заметить, что нагружающий импульс J_1 при учете упругого отражения встряхивающего стола от машины после удара должен быть увеличен умножением его на $(1 + k)$, где k — коэффициент восстановления скорости при ударе.

Уловители ударов

Схема установки встряхивающей формовочной машины с уловителем ударов приведена на рис. 108. Уловитель ударов представляет собой подпружиненную массу, воспринимающую удары машины, устанавливаемой непосредственно на перекрытии.

Уловитель работает по принципу передачи импульса при ударе шаров (рис. 109).

Если массы шаров одинаковы и шары абсолютно упруги, то шар *2*, получающий ударный импульс от шара *1*, передает его целиком шару *3*, а сам остается в покое.

В случае, если корпус машины симметричен относительно места передачи ударов уловителю, как на рис. 108, в передаче ударов участвует вся масса машины m_1. Если же корпус машины несимметричен, как на рис. 110, то в расчет вводится лишь часть ее массы, равная некоторой редуцированной, или приведенной массе m_{1r}, составляющей примерно $^2/_3\ m_1$.

При правильном выборе массы m_2 уловителя с учетом редуцированной массы машины m_1, передающей нагружающий импульс J_1, а также с учетом степени неполноты упругости удара, машина после удара остается в покое. Уловитель же под действием полученного им импульса совершает колебания на своих амортизаторах и заканчивает полный цикл к моменту следующего удара встряхивания.

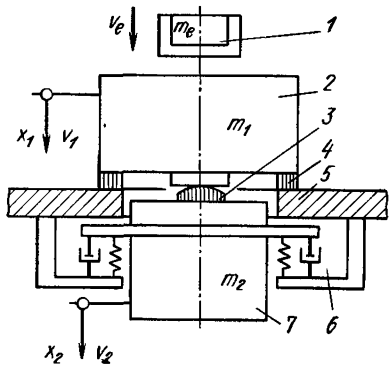


Рис. 108. Схема установки встряхивающей формовочной машины с уловителем ударов:

1 — падающие части машины (встряхивающий стол); *2* — машина; *3* — место передачи удара; *4* — опорные места установки машины на междуэтажном перекрытии; *5* — междуэтажное перекрытие; *6* — виброизоляция уловителя ударов (пружины и демпферы); *7* — уловитель ударов

Скорости масс m_{1r} (или m_1 при симметричной конструкции станины машины) и m_2 после удара составляют

$$v_1 = \frac{J_1}{m_{1r}+m_2}\left(1-\frac{m_2}{m_{1r}}k\right); \qquad (а)$$

$$v_2 = \frac{J_1}{m_{1r}+m_2}(1+k), \qquad (б)$$

где k — коэффициент восстановления скорости при передаче удара от массы m_{1r} массе m_2.

По конструктивному оформлению места соударения станины машины об уловитель легко может быть получена величина $k = 0{,}7 \div 0{,}9$. Таким образом, положив в формуле (а) скорость машины после удара $v_1 = 0$, имеем

$$m_2 = \frac{m_{1r}}{k},$$

или

$$m_2 = (1{,}1 \div 1{,}4)\, m_{1r}. \qquad (67)$$

При этом начальная скорость уловителя непосредственно после передачи ему удара будет, на основании формулы (б),

$$v_2 = \frac{J_1}{m_2}.$$

Из формулы (67) следует, что уловитель ударов значительно легче, чем виброизолированный фундамент. Так, в приведенном выше числовом примере масса фундамента более чем в 8 раз превышала массу машины, а масса уловителя больше массы машины всего на 10—40%. Благодаря малой массе уловители ударов получаются достаточно компактными, приспособленными к условиям установки встряхивающих машин на междуэтажных перекрытиях.

Имея по сравнению с виброизолированным фундаментом значительно меньшую массу, уловитель ударов имеет соответственно большую амплитуду и скорости колебаний. Это усиливает действие демпферов и позволяет применять в уловителях несимметричные демпфирующие устройства более эффективного типа, например со степенью демпфирования $D = 0{,}3$ при ходе уловителя вперед (т. е. вниз) и $D = 0{,}8$ при возвращении его вверх. На рис. 111 как раз для такого случая и приведены диаграммы колебаний уловителя ударов встряхивающей формовочной машины и усилий, передаваемых уловителем на основание (междуэтажное перекрытие) [100].

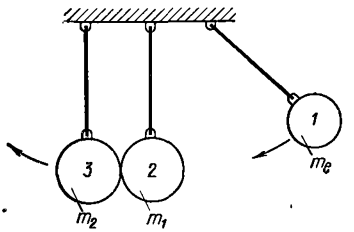


Рис. 109. Принцип передачи удара шарами

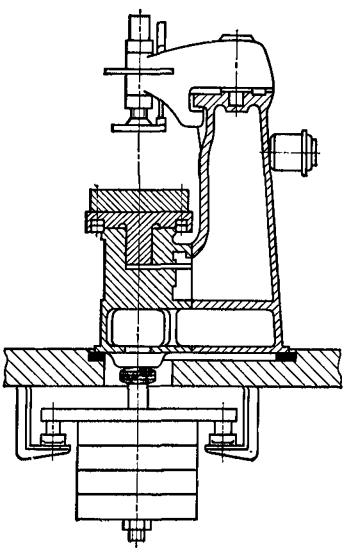


Рис. 110. Встряхивающая формовочная машина с несимметричной станиной, установленная на перекрытии с уловителем ударов

Расчетная формула амплитуды колебаний x_{max} уловителя для приведенной оптимальной степени демпфирования аналогична формуле (64) для виброизолированного фундамента, только вместо начальной скорости фундамента $v = J_1/m$ теперь нужно подставить начальную скорость уловителя $v_2 = J_1/m_2$:

$$x_{max} = 0{,}67 \frac{J_1}{m_2 \omega} = 0{,}67 \frac{v_2}{\omega}, \qquad (68)$$

где ω — круговая частота собственных колебаний уловителя.

Наибольшая сила F_{max}, передаваемая уловителем ударов на основание (на междуэтажное перекрытие), выражается для данного случая той же формулой (65), что и для виброизолированного фундамента.

Время затухания колебаний уловителя ударов при данной степени демпфирования меньше, чем у виброизолированного фундамента, и может быть принято

$$T_e \approx 0{,}8 \frac{2\pi}{\omega}.$$

Благодаря сравнительно малой массе уловители ударов более компактны по сравнению с виброизолированными фундаментами и более приспособлены к установке встряхивающих формовочных машин на междуэтажных перекрытиях. Однако для быстроходных машин при частоте ударов встряхивания большей, чем 6—7 ударов в секунду, уловители ударов оказываются менее рациональными, потому что уловитель должен непременно иметь период колебаний T_e, соответствующий ритму ударов встряхивания машины, что для виброизолированного фундамента не является обязательным. Применение уловителей ударов также затруднительно в случае, если продолжительность τ импульса нагружения J_1 превышает 15 мс, так как

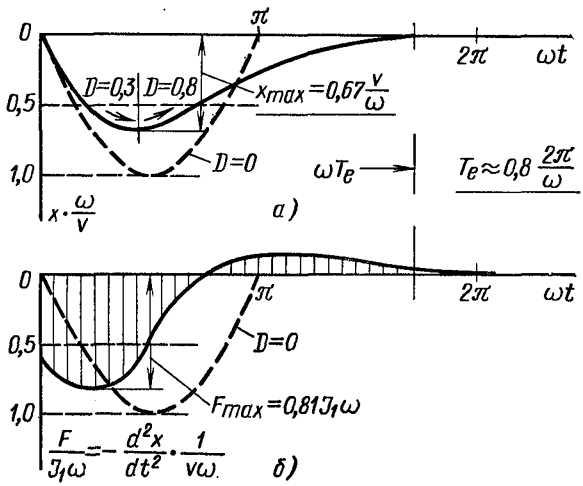


Рис. 111. Схемы диаграмм колебаний уловителя ударов (*а*) и усилий (*б*), передаваемых на основание (перекрытие) уловителем ударов с несимметричным демпфированием $D = 0{,}3$ при ходе вниз и $D = 0{,}8$ при ходе вверх [103]

при этом удар не успевает передаться от машины уловителю, и последний уходит преждевременно вниз. У встряхивающих же формовочных машин τ значительно меньше.

Необходимо заметить, что встряхивающие формовочные машины с полной амортизацией ударов не нуждаются в специальной виброизоляции, и их можно устанавливать непосредственно на междуэтажных перекрытиях без всяких дополнительных устройств. Однако такие механизмы являются конструктивно более сложными и менее распространены в практике. Поэтому при установке на междуэтажных перекрытиях машин обычного типа следует применять их виброизоляцию с помощью уловителей ударов. Необходимость в этом обычно возникает для небольших и средних по размерам встряхивающих формовочных машин. Тяжелые встряхивающие машины устанавливают на виброизолированные фундаменты.

§ 9. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЯ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ НА ВСТРЯХИВАЮЩИХ МАШИНАХ

Классификация и обзор методов авторегулирования

Как было сказано раньше, при прессовании фактором уплотняющего воздействия на формовочную смесь является давление прессования, или пропорциональное ему давление в прессовом цилиндре. Поэтому задача стабилизации плотности набивки литейных форм на прессовых машинах легко разрешается установкой соответствующего реле давления. При встряхивании критерием уплотняющего воздействия является комплексная величина a_0 удельной работы, сообщаемой литейной форме при встряхивании и представляющей собой произведение трех величин: высоты подъема стола h, коэффициента η и числа ударов на форму n. Поэтому осуществить автоматическое регулирование плотности набивки литейных форм на встряхивающих машинах сложнее, чем на прессовых машинах.

В практических условиях основным переменным фактором, изменяющим энергию удара встряхивающей формовочной машины и поэтому вызывающим отклонения в плотности набивки форм, является колебание давления сжатого воздуха в сети в течение рабочей смены. Амплитуда колебания давления весьма часто составляет 1—2 ат и более при номинальном избыточном давлении 6 ат и обычном среднем 5,5 ат.

Автоматические регуляторы степени уплотнения должны прежде всего реагировать на колебания давления воздуха в сети. Они должны отзываться и на такие факторы, изменяющие режим работы встряхивающего механизма, как смазка, износ, наладка машины, а также на изменения качества формовочной смеси. Однако эти факторы изменяются не так часто и резко, как давление в сети, колебания которого имеют превалирующее значение.

Методы автоматического регулирования степени уплотнения литейных форм на встряхивающих машинах можно разделить на косвенные и прямые. Косвенные методы основаны на контроле других факторов, так или иначе связанных с плотностью набивки. Прямые же методы основаны на контроле плотности набивки литейной формы в процессе ее уплотнения или же других непосредственно связанных с плотностью свойств.

Косвенные методы регулирования можно, в свою очередь, разделить на следующие три группы.

1. Регулирование по продолжительности встряхивания. Часть регуляторов этой группы представляет собой **приборы чистого времени,** учитывающие только продолжительность встряхивания и автоматически останавливающие встряхивающий механизм по истечении заданного промежутка времени. Нетрудно видеть, что в условиях изменения давления воздуха в сети и соответствующего изменения энергии удара машины такое регулирование не может стабилизировать плотность набивки литейных форм.

Другая часть регуляторов представляет собой **приборы времени,** или часы, скорость хода которых зависит от давления воздуха в сети. При увеличении давления в сети такие часы идут быстрее и раньше выключают встряхивание, нежели при низком давлении в сети. Приборы времени с переменной скоростью хода в принципе могут полностью разрешить задачу стабилизации плотности набивки форм при встряхивании в условиях переменного давления в сети, потому что и сам встряхивающий механизм формовочной машины работает то энергичнее и быстрее, то слабее и медленнее, в зависимости от того же давления в сети. Нужно только, чтобы изменение скорости авторегулятора находилось в соответствии с изменением интенсивности работы встряхивающей машины. Авторегуляторы такого типа обычно выполняют в виде гидравлических клапанов истечения. Они находят промышленное применение. Ниже мы рассмотрим их более подробно.

2. Регулирование по работе встряхивания. К числу этих систем регулирования относится регулирование на постоянство произведения hn без учета коэффициента использования потенциальной энергии встряхивающего стола при падении η. Такой регулятор представляет собой плунжерный насос, шток которого прикреплен к встряхивающему столу. Этот насос перекачивает заданный объем масла из одного сосуда в другой, после чего автоматически прекращает встряхивание.

Другое предложенное устройство, учитывающее всю сообщаемую литейной форме удельную работу a_0 при встряхивании, представляет собой дифференциальный масляный насос, два вертикальных цилиндра которого прикреплены к встряхивающему столу и имеют свободные поршни одинакового диаметра: один цилиндр — тяжелый поршень, а другой цилиндр — легкий поршень. Эти два цилиндра перекачивают масло из одного сосуда в другой, причем работают навстречу друг другу. Таким образом, подача их при падении встряхивающего стола одинакова и взаимно погашается. При ударе же стола тяжелый и легкий поршни имеют неодинаковую живую силу и непосредственно после удара осуществляется дополнительная подача масла, неодинаковая по объему. Разность этой подачи масла двух поршней, пропорциональная удельной работе a_0, и накапливается в одном из сосудов, а по накоплении заданного ее объема происходит автоматическая остановка встряхивания.

Можно упомянуть о третьем предложенном устройстве, относящемся к этой же группе. Принцип его действия основан на учете работы трения груза, прижатого постоянной силой торможения к вертикальной направляющей, укрепленной на встряхивающем столе. При каждом ударе встряхивания такой груз сползает по направляющей вниз на расстояние тем большее, чем больше энергия удара встряхивающего стола. При перемещении груза вниз на суммарную заданную высоту регулятор автоматически выключает встряхивание.

Строго говоря, в этом устройстве в работу передвижения груза по направляющей превращается не вся энергия удара, сообщенная грузу, а лишь ее часть, так как другая часть этой энергии уходит

на упругую деформацию преодоления заторможенности груза. И, например, при очень малых значениях энергии удара сильно заторможенный груз совсем не будет сползать по направляющей. Это соответствует характеру деформации формовочной смеси в опоке, в работу уплотнения которой также переходит не вся работа a_0, сообщаемая ей при встряхивании, а лишь ее часть. Другая же часть работы a_0 расходуется при ударе встряхивания на упругую деформацию смеси. Для получения соответствия или количественного механического подобия процессов уплотнения смеси в опоке и сползания груза авторегулятора необходим правильный подбор степени торможения груза на направляющей [5].

3. Регулирование по числу ударов встряхивания на одну опоку. Этот метод косвенного регулирования применим только в тех условиях, когда давление воздуха в сети мало изменяется в течение рабочей смены и когда, следовательно, энергия удара практически постоянна. Для такого регулирования пригоден любой тип механического или иного, например электромеханического, счетчика.

Прямые методы автоматического регулирования степени уплотнения литейных форм на встряхивающих формовочных машинах пока не нашли промышленного применения. Однако они представляют несомненный интерес, так как позволяют контролировать непосредственно плотность набивки литейной формы или связанные с ней свойства в процессе уплотнения на машине.

Из предложенных прямых методов рассмотрим регулирование по плотности набивки в уплотняемой на встряхивающей машине форме и регулирование по ее газопроницаемости.

1. Регулирование по плотности набивки. Метод автоматического регулирования процесса уплотнения литейной формы на встряхивающей формовочной машине путем непосредственного контроля плотности формы в процессе встряхивания был предложен А. М. Дубровским в двух вариантах. По одному из них в плоскости модельной плиты вращается врезанный в нее диск, снабженный измерителем плотности набивки (твердомером). Последний измеряет плотность через один удар встряхивания, каждый раз на новом месте формы, так как за время между двумя измерениями диск поворачивается на определенный угол. По достижении заданной плотности набивки формы авторегулятор останавливает машину.

По другому варианту (рис. 112) цилиндрическое ведомое кольцо прибора имеет выступающие плужки, внедряющиеся в набивку формы при его периодическом повороте. Поворот этого кольца (как и движение твердомера в первом варианте) осуществляется ведущим диском от посаженного на горизонтальной оси и имеющего возвратную пружину маятника, который под влиянием инерционных сил при ударе стола поворачивается на некоторый угол. С помощью прикрепленного к нему храповичка маятник при возвращении своем в горизонтальное положение поворачивает ведущий диск прибора, а он уже тянет за собой через особую пружину и поворачивает ведомое кольцо с плужками.

При достижении необходимой степени уплотнения формы сопротивление повороту ведомого кольца с плужками превышает натяжение упомянутой пружины, связывающей ведомое кольцо с ведущим диском. Получается угловое перемещение ведущего диска относительно ведомого кольца, отчего замыкаются контакты и с помощью какого-либо электрического или электромеханического реле производится остановка встряхивания. Изменяя натяжение этой связывающей

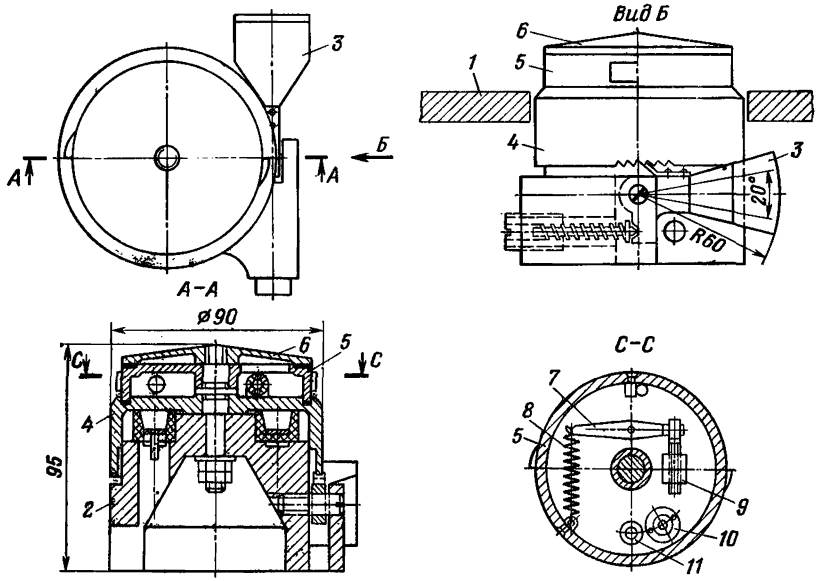


Рис. 112. Схема конструкции автоматического регулятора с непосредственным контролем плотности набивки формы в процессе встряхивания:

1 — модельная плита; *2* — неподвижный корпус прибора; *3* — маятник с пружиной; *4* — ведущий диск; *5* — ведомое кольцо с плужками; *6* — неподвижная крышка; *7* — рычаг, укрепленный на ведущем диске; *8* — пружина; *9* — гайка для регулирования натяжения пружины *8*; *10* и *11* — контакты

кольцо и диск пружины, можно получать желаемую степень уплотнения литейных форм, уплотняемых на данной встряхивающей машине.

2. Регулирование по газопроницаемости набивки. В процессе уплотнения литейной формы газопроницаемость набивки увеличивается, и при одной и той же применяемой на данной встряхивающей формовочной машине смеси плотность набивки можно непрерывно проверять путем непрерывного контроля газопроницаемости формы в процессе ее уплотнения. Основываясь на этом, И. Я. Герасимовым был предложен авторегулятор, принцип действия которого показан на схеме рис. 113.

На плоскости модельной плиты врезается перфорированный колпачок (или диск), под который подается воздух из резервуара под небольшим избыточным давлением. Через отверстия колпачка и далее

через набивку формы воздух уходит в атмосферу. По мере уплотнения формы в процессе встряхивания газопроницаемость ее уменьшается, а сопротивление проходу через нее воздуха увеличивается. При

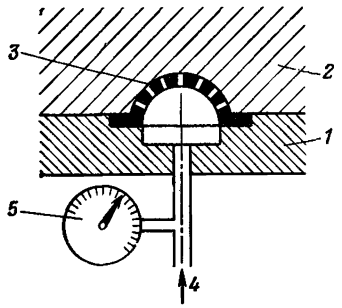


Рис. 113. Принцип авторегулирования степени уплотнения формы с помощью контроля ее газопроницаемости в процессе встряхивания:

1 — модельная плита; *2* — набивка уплотняемой формы; *3* — перфорированный колпачок; *4* — подвод воздуха; *5* — измеритель давления

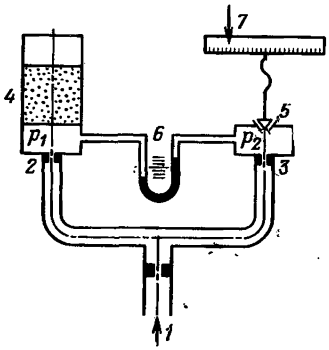


Рис. 114. Схема дифференциального сопоставления газопроницаемости контролируемого образца и эталона:

1 — подвод воздуха; *2*, *3* — сопла; *4* — контролируемый образец (или набивка литейной формы); *5* — игла клапана-эталона; *6* — дифференциальный манометр; *7* — диск иглы с делениями

заданной плотности набивки сопротивление достигает определенной величины, что заставит измеритель давления дать соответствующий сигнал или замкнуть цепь исполнительной аппаратуры, автоматически выключающей встряхивание.

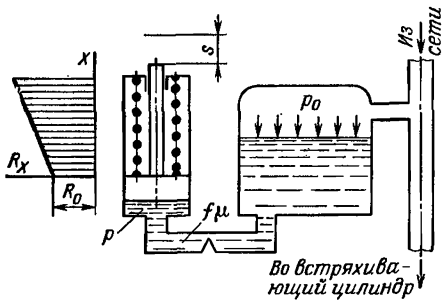


Рис. 115. Схема гидравлического клапана истечения

Для установления желаемой степени уплотнения формы здесь можно использовать схему дифференциального сопоставления газопроницаемости контролируемого образца и эталона (рис. 114), предложенную Л. Петржела [104]. Поток воздуха продувает одновременно контролируемую форму (или образец в гильзе, как показано на рисунке) и эталон в виде клапана, игла которого устанавливается на большее или меньшее открытие проходного сечения в соответствии с желаемой степенью уплотнения формы. При достижении контролируемой формой заданной плотности набивки гидравлические сопротивления формы и клапана становятся одинаковыми, и показание дифференциального манометра становится равным нулю (что заставляет сработать цепь исполнительной аппаратуры и выключить встряхивание).

Описанный прямой метод авторегулирования по газопроницаемости набивки представляется более перспективным по простоте конструктивного оформления и надежности необходимой аппаратуры.

В качестве примера регулирования по продолжительности встряхивания рассмотрим гидравлический клапан истечения, схема которого приведена на рис. 115. Под действием давления сжатого воздуха p_0 масло из резервуара перетекает через регулируемое иглой сечение f под поршень клапана, который вследствие этого постепенно поднимается. Когда поршень пройдет определенное (постоянное) расстояние s, шток его, воздействуя на механическое устройство, останавливает встряхивание.

Продолжительность перетекания масла (продолжительность встряхивания), или желаемая степень уплотнения формы, устанавливается с помощью ввинчивания или вывинчивания регулирующей иглы, изменяющей проходное сечение f для масла.

Давление масла p под поршнем возрастает по пути перемещения поршня x и величина его обусловливается сопротивлением $R_x = R_0 + kx$ рабочей пружины клапана, где k — коэффициент жесткости пружины, кгс/м.

Введем обозначения:

p_0 — избыточное давление воздуха в масляном резервуаре, кгс/м^2;

p — избыточное давление масла под поршнем клапана, кгс/м^2;

γ — удельный вес 1 м^3 масла, кгс;

f — сечение проходного отверстия, регулируемого иглой, м^2;

μ — коэффициент расхода масла для проходного отверстия;

F — площадь поршня, м^2;

x — перемещение (ход) поршня, м.

За время dt под поршень перетекает объем масла

$$dV = F\,dx = \mu f \sqrt{2g\frac{p_0 - p}{\gamma}}\,dt,$$

где g — ускорение силы тяжести; $g = 9{,}81$ м/с^2.

Давление под поршнем

$$p = \frac{R_x}{F} = \frac{R_0}{F} + \frac{kx}{F} = r_x = r_0 + \frac{k}{F}x,$$

где r_0 и r_x — удельные сопротивления пружины при ходе поршня, равном нулю и x.

Таким образом, после подстановки значения p имеем

$$\frac{dx}{\sqrt{p_0 - r_0 - \frac{k}{F}x}} = \frac{\mu f}{F}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\,dt.$$

Интегрируя это уравнение, получаем

$$\frac{\mu f}{F}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\,t = \int_0^x \frac{dx}{\sqrt{p_0 - r_0 - \frac{k}{F}x}} =$$

$$= \frac{2F}{k}\left(\sqrt{p_0 - r_0} - \sqrt{p_0 - r_x}\right),$$

откуда время истечения, с

$$t = \frac{2F^2}{k\mu f}\sqrt{\frac{\gamma}{2g}}\left(\sqrt{p_0 - r_0} - \sqrt{p_0 - r_x}\right). \qquad (69)$$

Напишем производную от времени истечения (69) по давлению в сети p_0:

$$\frac{dt}{dp_0} = \frac{2F^2}{k\mu f}\sqrt{\frac{\gamma}{2g}}\frac{1}{2}\left(\frac{1}{\sqrt{p_0 - r_0}} - \frac{1}{\sqrt{p_0 - r_x}}\right),$$

или

$$\frac{dt}{dp_0} = -\frac{t}{2\sqrt{p_0 - r_0}\sqrt{p_0 - r_x}}. \qquad (69а)$$

Из выражения (69а) можно заключить следующее.

1. $\frac{dt}{dp_0}$ отрицательно. Следовательно, время истечения, или продолжительность встряхивания t одной формы, уменьшается с повышением давления в сети p_0 (рис. 116).

2. Чем больше p_0, тем меньше абсолютное значение $\frac{dt}{dp_0}$, т. е. закономерность падения t с p_0 имеет характер, показанный на графике рис. 116.

3. Чем больше жесткость пружины клапана k (и соответственно величина r_x), тем больше при данном давлении в сети p_0 абсолютная величина $\frac{dt}{dp_0}$, выраженная в долях t. Следовательно, кривая t/p_0 клапана с более жесткой пружиной будет более крутой, а с более мягкой пружиной — более пологой.

Таким образом, подбором жесткости рабочей пружины клапана истечения можно изменять его характеристику, т. е. чувствительность его к изменению давления воздуха в сети p_0. Такой подбор жесткости пружины клапана, выполненный в соответствии с чувствительностью данной встряхивающей формовочной машины к изменению давления в сети, должен быть, очевидно, сделан из условия соблюдения постоянства произведения продолжительности встряхивания, или времени истечения t, определяемого работой клапана, на секундную энергию ударов, или мощность N, которую встряхивающая машина сообщает уплотняемой литейной форме. При соблюдении этого условия (Nt = const) будет постоянной и работа встряхивания, сообщенная одной форме, являющаяся критерием уплотняющего воздействия при встряхивании. Как показывают данные испытаний и расчетов, различные встряхивающие формовочные машины по-разному реагируют на изменение давления воздуха в сети, поэтому при авторегулировании их с помощью гидравлических клапанов истечения необходимы рабочие пружины различной жесткости [4].

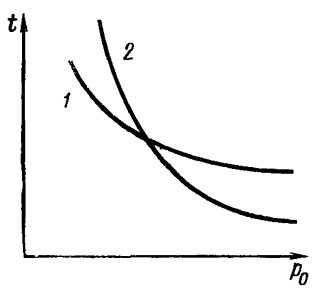


Рис. 116. Характеристики гидравлического клапана истечения при мягкой (*1*) и жесткой (*2*) рабочей пружине

§ 10. КОНСТРУКТИВНЫЕ ТИПЫ И УЗЛЫ ВСТРЯХИВАЮЩИХ ФОРМОВОЧНЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МАШИН

Основные конструктивные типы встряхивающих машин

Простейшим конструктивным типом встряхивающей формовочной машины является встряхивающий стол, который представляет собой пневматический встряхивающий механизм, служащий лишь для уплотнения литейных форм или стержней и не имеющий дополнительных механизмов для извлечения моделей из формы или стержня из ящика. Простые встряхивающие столы строятся различной грузоподъемностью и применяются для набивки форм и стержней в единичном и мелкосерийном производстве, причем вынимание модели из формы или стержней из ящика осуществляется вне машины с помощью подъемных средств или же специальных дополнительных поворотно-вытяжных механизмов.

Встряхивающие формовочные машины для безопочной формовки в съемных или разъемных опоках по двусторонним модельным плитам имеют, кроме встряхивающего, также механизм подпрессовки. Встряхивающий механизм при этом встраивается внутрь поршня механизма подпрессовки. Общая компоновка такой машины аналогична компоновке формовочной машины с расположением рабочего цилиндра внизу на станине. Встряхивающие машины с подпрессовкой для безопочной формовки имеют гладкий рабочий стол и делаются без штифтоподъемного механизма. Переворачивание опок, разборка формы перед извлечением модельной плиты и сборка формы производятся формовщиком вручную на столе такой машины.

На рис. 117 показаны последовательные операции формовки и сборки безопочной формы на встряхивающе-прессовой машине для безопочной формовки американской фирмы «Osborn». Эта машина имеет специальные приспособления для переворачивания формы после набивки нижней опоки, разборки формы перед извлечением модельной плиты и для сборки формы. Съемные алюминиевые опоки для формовки на этой машине должны иметь специальные полуцапфы для переворачивания. Механизм поворота формы состоит из горизонтального вала, на концах которого укреплены рычаги с крюками под цапфы опок. Подъем комплекта опок производится с помощью поворота вала от специального пневмоцилиндра, переворачивание формы в таком поднятом положении — вручную. На прессовой плите имеются пневматические приспособления с лапами для захвата верхней опоки, которая отводится на траверсе в сторону для извлечения модельной плиты из нижней опоки. При сборке формы верхняя опока поворачивается на траверсе обратно в прежнее положение над столом, после чего стол машины поднимается и происходит спаривание полуформ.

Встряхивающие формовочные машины для средних размеров опок — до (1000 ÷ 1500) × (800 ÷ 1000) мм обычно (но не всегда) имеют дополнительный механизм подпрессовки и выполняются трех

основных конструктивных типов: со штифтовым или рамочным подъемом, с поворотной плитой и поворотные машины.

Машины со штифтовым и рамочным подъемом чаще всего применяют для формовки верхних опок. Наиболее распространенная компоновка такой машины показана на рис. 118. Машина —встряхивающая с подпрессовкой и рамочной протяжкой модели при обратном ходе прессового поршня.

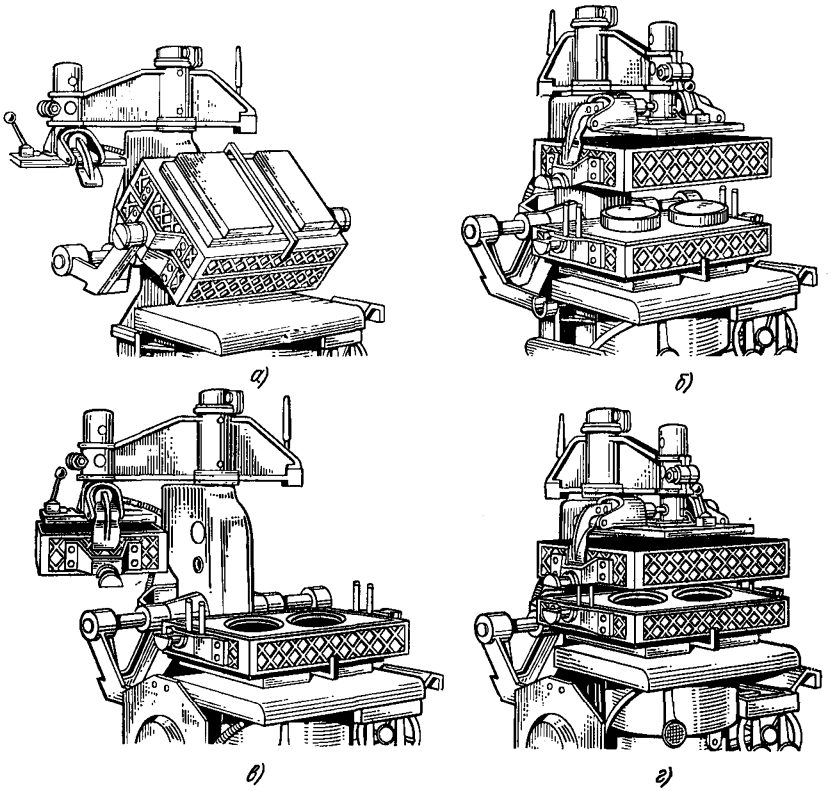


Рис. 117. Последовательные операции формовки и сборки безопочной формы:
а — поворачивание формы после набивки нижней опоки; *б* — разъем формы после набивки верхней опоки; *в* — отвод в сторону траверсы с верхней опокой; *г* — подъем стола машины с нижней опокой для сборки формы

Машины с поворотной плитой, как правило, применяют для формовки нижних опок. На рис. 119 показана одна из наиболее распространенных компоновок такой встряхивающей машины с подпрессовкой. Встряхивающий механизм имеет подъемный поршень, который используется также в качестве поршня подпрессовки. Для получения определенной величины деформации формовочной смеси при подпрессовке предусмотрен поворотный нож, срезающий избыток смеси и оставляющий для подпрессовки слой толщиной h.

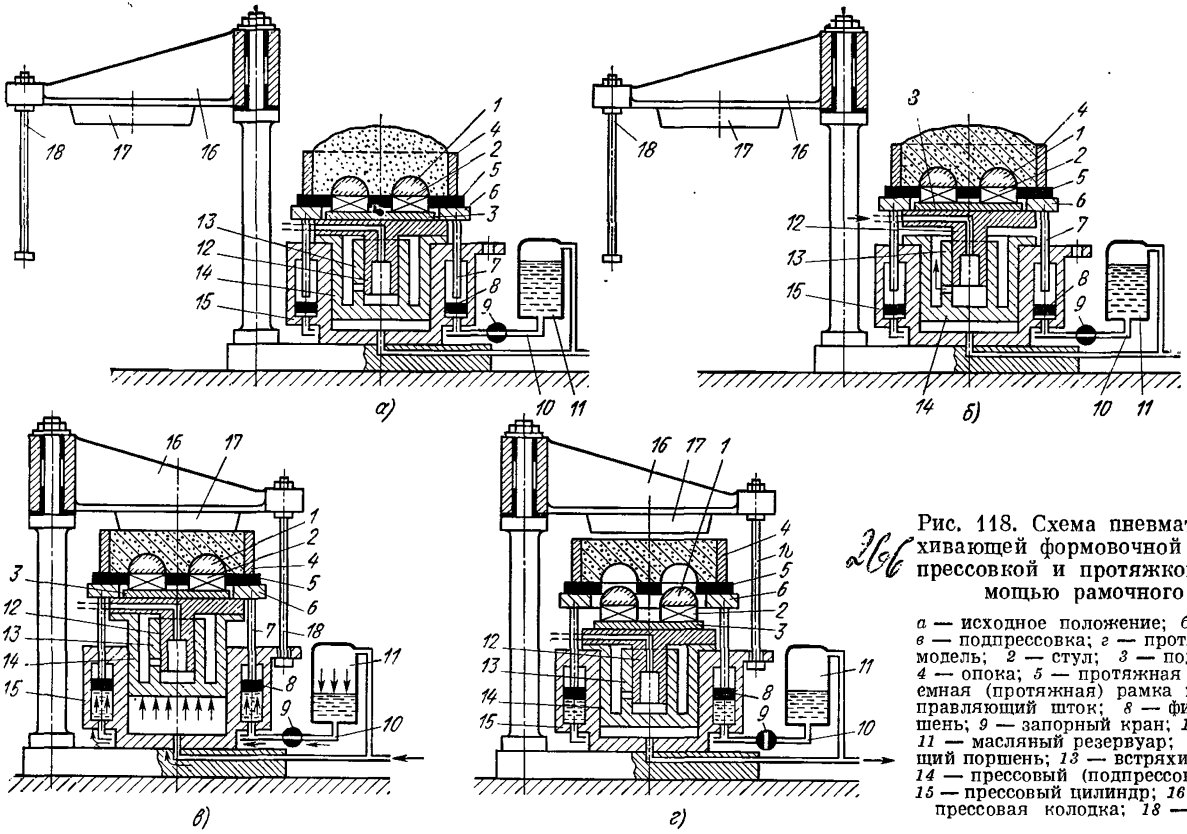


Рис. 118. Схема пневматической встряхивающей формовочной машины с подпрессовкой и протяжкой модели с помощью рамочного подъема:

а — исходное положение; *б* — встряхивание; *в* — подпрессовка; *г* — протяжка модели; *1* — модель; *2* — стул; *3* — подстульная плита; *4* — опока; *5* — протяжная плита; *6* — подъемная (протяжная) рамка машины; *7* — направляющий шток; *8* — фиксирующий поршень; *9* — запорный кран; *10* — маслопровод; *11* — масляный резервуар; *12* — встряхивающий поршень; *13* — встряхивающий цилиндр; *14* — прессовый (подпрессовочный) поршень; *15* — прессовый цилиндр; *16* — траверса; *17* — прессовая колодка; *18* — тяга траверсы

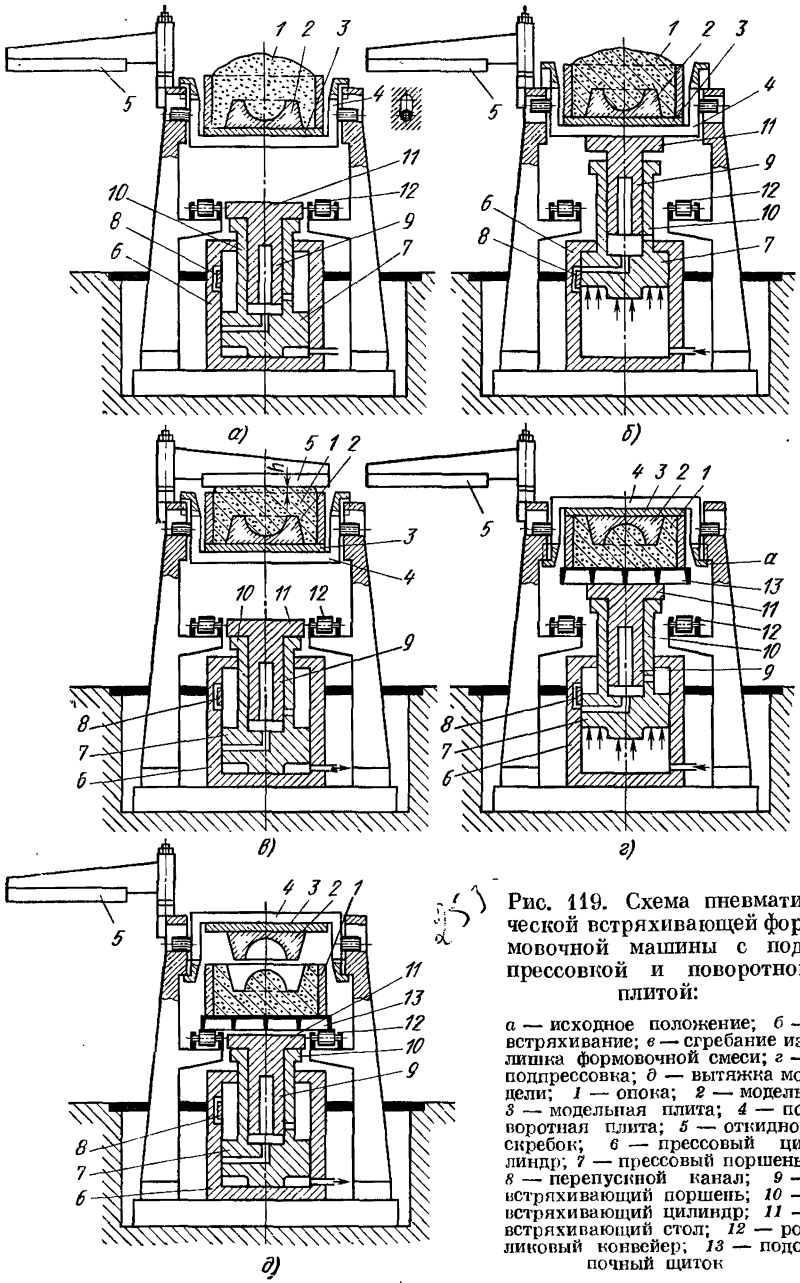


Рис. 119. Схема пневматической встряхивающей формовочной машины с подпрессовкой и поворотной плитой:

а — исходное положение; *б* — встряхивание; *в* — сгребание излишка формовочной смеси; *г* — подпрессовка; *д* — вытяжка модели; *1* — опока; *2* — модель; *3* — модельная плита; *4* — поворотная плита; *5* — откидной скребок; *6* — прессовый цилиндр; *7* — прессовый поршень; *8* — перепускной канал; *9* — встряхивающий поршень; *10* — встряхивающий цилиндр; *11* — встряхивающий стол; *12* — роликовый конвейер; *13* — подопочный щиток

Поворотные встряхивающие формовочные машины (обычно с подпрессовкой) для нижних опок все более широко применяются в последние годы. Компоновка основных агрегатов такой машины соответствует общей схеме поворотной машины, которая была приведена ранее.

Встряхивающие формовочные машины для крупных опок делают без подпрессовки и чаще всего снабжают перекидным столом и вытяжным устройством для извлечения модели из формы. Разновидности механизмов поворота перекидных столов, а также особенности вытяжных механизмов будут рассмотрены ниже.

На рис. 120 показана общая компоновка автоматической формовочной машины с уплотнением форм одновременным встряхиванием и прессованием американской фирмы «SPO». Такими машинами оборудованы три автоматические литейные линии среднего литья в чугунолитейном цехе Волжского автозавода. Машина однопозиционная, размеры опок 800 × 700 × 260 мм, без крестовин, цикловая производительность 270 съемов в час. Машина показана в шести последовательных положениях.

На рис. 121 представлена компоновка автоматической формовочной машины с уплотнением форм одновременным встряхиванием и прессованием фирмы «Künkel — Wagner» (ФРГ). Такими машинами оснащены новые автоматические литейные линии в литейных цехах Московского автозавода им. И. А. Лихачева и Горьковского автозавода. Машина трехпозиционная, с размещенной в середине позицией насыпки смеси в опоку и протяжки и двумя позициями уплотнения форм, расположенных справа и слева.

Опоки проходят через среднюю позицию машины. На ней производится прием очередной пустой опоки, засыпка ее смесью с помощью дозатора, и затем передача этой полуформы на одну из позиций уплотнения, правую или левую поочередно. Уплотненная полуформа возвращается на среднюю позицию, где производится протяжка модели, и готовая полуформа выдается на сборку, а на место этой полуформы принимается очередная пустая опока. Схема циклограммы работы машины приведена на рис. 122.

Таким образом, данная машина имеет две качественно различные позиции — среднюю, 1-ю позицию и дублированную 2-ю — левую и правую позиции уплотнения, и по признаку компоновки агрегатов является двухпозиционной. Однако территориально число позиций, или рабочих мест на ней, получается равным трем. Поэтому машины этого типа условно называют трехпозиционными. Следует также отметить, что операции на данной машине выполняются не по обычному для многопозиционной обработки циклу с разделением по месту и совмещением по времени. Здесь маршрут формуемой опоки таков, что она со второй позиции снова возвращается на первую для протяжки модели и выдачи в поток на сборку.

На машине находятся в работе два модельных комплекта, монтированные на салазках, занимающих одновременно две позиции машины — среднюю и одну из крайних и передвигающихся по очереди из одного положения в другое. Таким образом, одновременно

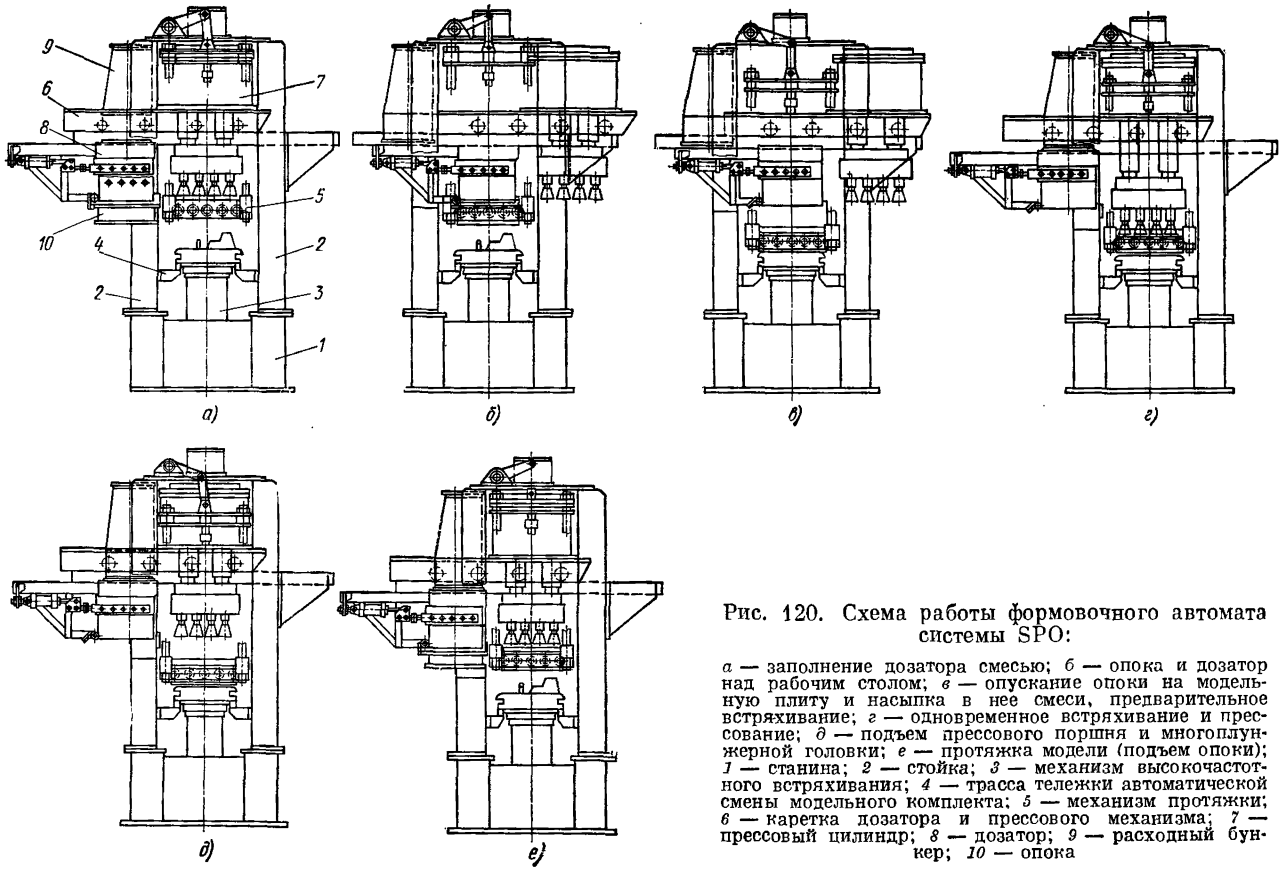


Рис. 120. Схема работы формовочного автомата системы SPO:

а — заполнение дозатора смесью; *б* — опока и дозатор над рабочим столом; *в* — опускание опоки на модельную плиту и насыпка в нее смеси, предварительное встряхивание; *г* — одновременное встряхивание и прессование; *д* — подъем прессового поршня и многоплунжерной головки; *е* — протяжка модели (подъем опоки); *1* — станина; *2* — стойка; *3* — механизм высокочастотного встряхивания; *4* — трасса тележки автоматической смены модельного комплекта; *5* — механизм протяжки; *6* — каретка дозатора и прессового механизма; *7* — прессовый цилиндр; *8* — дозатор; *9* — расходный бункер; *10* — опока

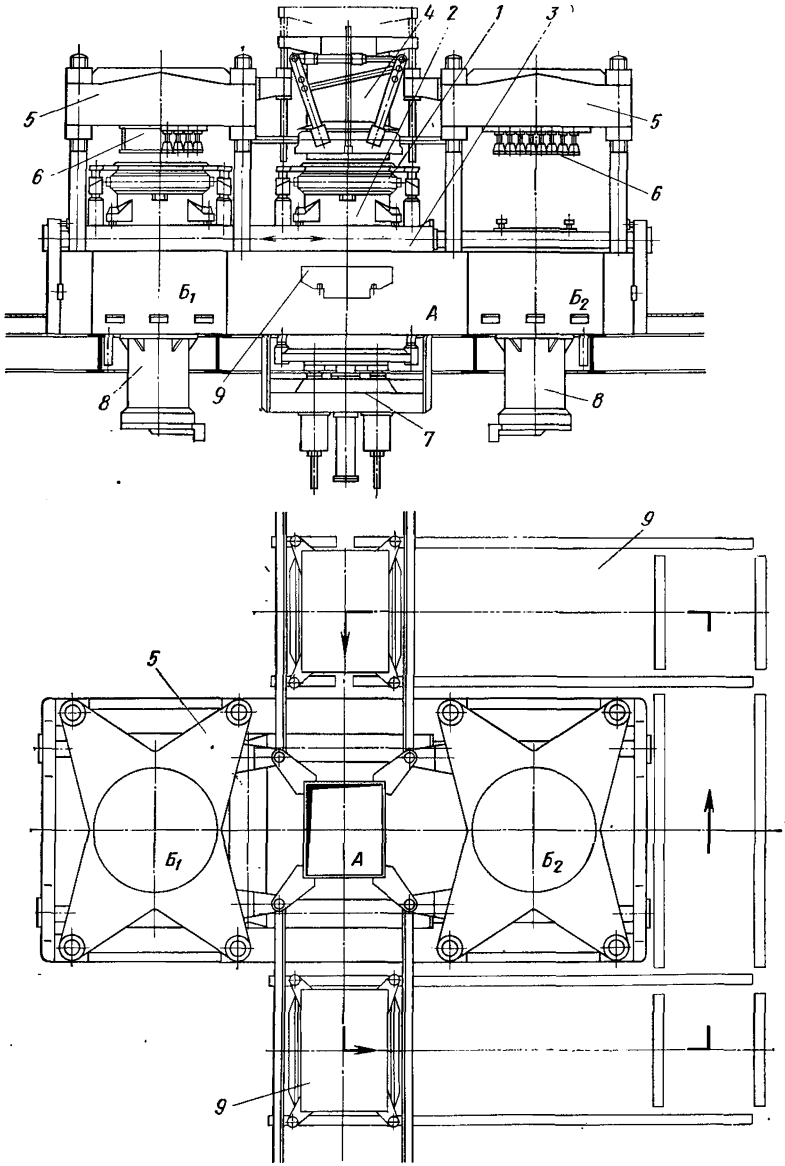


Рис. 121. Общая компоновка формовочного автомата системы Künkel — Wagner:

А — позиция засыпки смеси в опоку и протяжки модели; $Б_1$ и $Б_2$ — позиции уплотнения форм; *1* — опока; *2* — модельная плита; *3* — салазки; *4* — дозатор; *5* — траверсы; *6* — прессовые пассивные многоплунжерные головки; *7* — механизм подъема дозатора и протяжки модели; *8* — механизмы уплотнения; *9* — замкнутая трасса (орбита) циркуляции автоматической смены модельных комплектов

занята и работает только одна из позиций уплотнения, вторая же в это время не используется, что является недостатком такой компоновки машины. Наличие на машине одновременно двух комплектов модельной оснастки позволяет использовать эту машину не только для формовки какой-либо одной, верхней или нижней, полуформы,

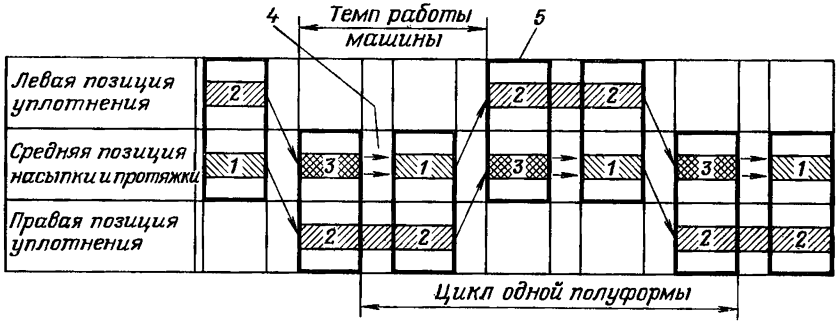


Рис. 122. Схема циклограммы двухпозиционной автоматической формовочной машины системы Künkel — Wagner:

1 — насыпка смеси в опоку; *2* — уплотнение; *3* — протяжка модели; *4* — выдача готовой полуформы с машины и прием очередной пустой опоки; *5* — салазки моделей

но одновременно обеих полуформ, с поочередной их выдачей с машины на сборку. Цикловая производительность машин описанного типа зависит от размера изготовляемых форм. При размерах опок 1100 × × 750 × 285 мм она составляет 240 съемов в час.

Встряхивающие механизмы

В отношении конструктивного оформления встряхивающие пневматические механизмы различаются по характеру и оформлению как самих соударяющих частей, так и их ударных поверхностей.

При рассмотрении классификации встряхивающих механизмов формовочных и стержневых машин отмечалось, что пневматические встряхивающие механизмы могут иметь разные типы устройств для поглощения ударов. Этим типам механизмов в отношении амортизации ударов соответствуют и определенные конструктивные схемы механизмов в части оформления их соударяющихся частей (см. рис. 83 — 91).

Принципиальная схема механизма для уплотнения форм встряхиванием с одновременным прессованием была показана на рис. 92. Приведем дополнительно два примера конструктивных схем таких механизмов.

На рис. 123 показана схема механизма машины SPO, компоновка которой приведена на рис. 120. Механизм имеет две полости, находящиеся под давлением сжатого воздуха — рабочее пространство встряхивания и полость противодавления, служащую упругой подушкой для амортизатора. В нерабочем состоянии машины амортизатор под собственным весом опускается на фланец встряхивающего

цилиндра, которым этот последний заканчивается внизу. При подаче воздуха в полость противодавления амортизатор мгновенно идет вверх и своим верхним торцом прижимается к столу машины. В этом положении и изображен механизм на схеме рис. 123. При включении теперь подачи воздуха в рабочее пространство встряхивания амортизатор снова опустится, а встряхивающий цилиндр со столом пойдет вверх, до открытия выхлопных отверстий. При выхлопе воздух из рабочей полости встряхивания уходит в атмосферу. Амортизатор под действием упругой подушки воздуха в полости противодавления поднимается навстречу падающему столу, и происходит их соударение.

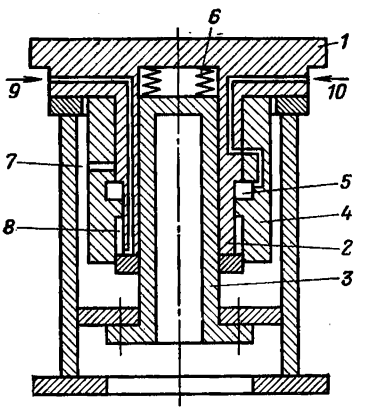


Рис. 123. Схема встряхивающего механизма формовочного автомата системы SPO [39]:

1 — встряхивающий стол; *2* — встряхивающий цилиндр; *3* — неподвижная колонна (встряхивающий поршень); *4* — боек-амортизатор; *5* — рабочее пространство встряхивания; *6* — пружины, смягчающие удары встряхивания; *7* — выхлопные отверстия; *8* — полость противодавления; *9* — подача воздуха в полость противодавления; *10* — подача воздуха в полость встряхивания

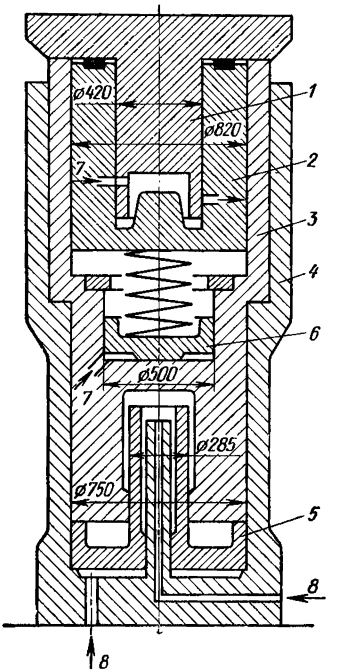


Рис. 124. Схема механизма одновременного встряхивания и прессования формовочного автомата системы Künkel — Wagner:

1 — встряхивающий поршень со столом; *2* — боек-амортизатор; *3* — прессовый поршень; *4* — прессовый цилиндр; *5* — поршень мультипликатора; *6* — поршень для подъема встряхивающего механизма; *7* — подвод сжатого воздуха; *8* — подвод масла под давлением

Прессовый механизм данной машины размещен наверху, над формовочным столом, и состоит из пневматического цилиндра большого диаметра (давление прессования на опоке 10 кгс/см^2) и пассивной многоплунжерной головки, которую он опускает на уплотняемую форму. Схема компоновки такого механизма была приведена ранее (см. рис. 65).

На рис. 124 показана схема механизма машины Künkel — Wagner. Компоновка аналогичной машины была рассмотрена на рис. 121.

При размерах формуемых опок 1400 × 1050 × 400 мм сила прессования составляет 225 тс, что соответствует давлению прессования на форме ~ 15 кгс/см². Подъемная сила встряхивания составляет 3,5 тс, вес амортизатора 1200 кгс, ход его 55 мм, число ударов в минуту 500, энергия удара амортизатора 100 кгс·м.

Прессовый цилиндр машины гидравлический и размещен внизу (а на неподвижной траверсе машины смонтирована пассивная многоплунжерная головка). Прессовый механизм выполнен с мультипликатором, дающим возможность осуществлять подъем стола и начальную часть хода прессования с малым усилием, а конечную часть прессования, при подаче масла под поршень диаметром 750 мм, с полным

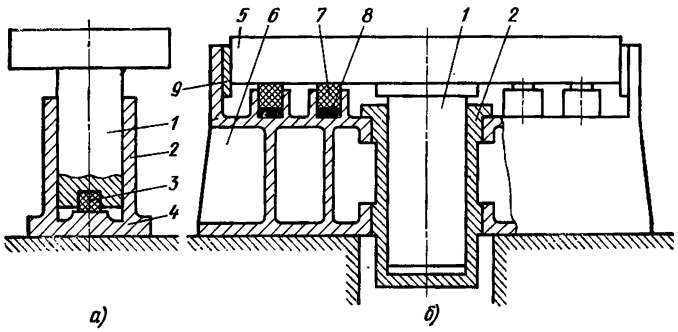


Рис. 125. Схемы встряхивающих механизмов с центральным боем (*а*) и с распределенными ударными поверхностями (*б*):

1 — встряхивающий поршень; *2* — встряхивающий цилиндр; *3* — боек (вкладыш) поршня; *4* — воспринимающее удары дно цилиндра; *5* — встряхивающий стол; *6* — опорная рама машины; *7* — стальная шайба; *8* — резиновая шайба; *9* — направляющая встряхивающего стола

максимальным усилием. Давление масла, подаваемого гидронасосом к машине, составляет 50 ат, а при действии мультипликатора оно повышается в полости диаметром 285 мм до $\frac{50 \cdot 750^2}{285^2} = 350$ ат.

По оформлению ударных поверхностей большинство пневматических встряхивающих механизмов принадлежит к группе механизмов с ударом по фланцу встряхивающего цилиндра. Таковы все механизмы, показанные на рис. 83—85 и 88—92. Кроме этой группы, по данному признаку можно указать еще три группы механизмов: с центральным боем, ударом по столу и ударными поверхностями в трубках.

Пневматические встряхивающие механизмы с центральным боем, или ударом (рис. 125, *а*), никаких преимуществ перед механизмами с ударом по фланцу цилиндра не имеют. Применяются иногда в крупных и среднекрупных формовочных машинах.

Механизмы с ударными поверхностями, рассредоточенными по всей поверхности встряхивающего стола (рис. 125, *б*), применяются при больших размерах стола, в несколько раз превышающих (обычно в длину) диаметр встряхивающего поршня. Ударные поверхности, распределенные по всей площади стола, дают возможность избежать

значительного пружинения длинного встряхивающего стола при ударе и эксцентричных нагрузок на ударную поверхность. Ударные поверхности оформляются в виде стальных шайб, уложенных в специальных гнездах опорной конструкции на амортизирующие резиновые шайбы.

Оформление ударных поверхностей в трубках, прикрепленных к встряхивающему цилиндру или к амортизатору ударов, было показано на рис. 86. Встряхивающий стол имеет при этом стальные стержни, входящие в упомянутые трубки. Воспринимающие удар шайбы, уложенные в трубках, могут быть набраны из различных материалов в зависимости от желаемой степени восстановления удара.

Поворотные, вытяжные и нивелирующие механизмы

Привод поворотных плит в современных встряхивающих формовочных машинах обыкновенно делается механизированным. В качестве типовых примеров на рис. 126, *а* приведена схема механизма

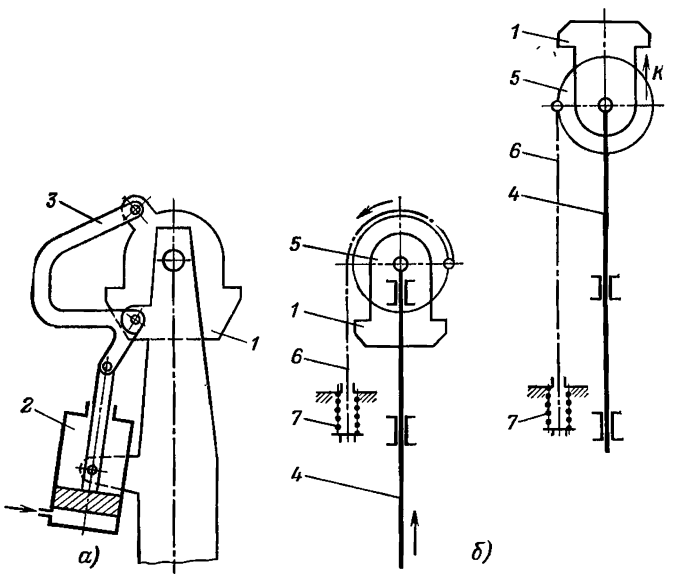


Рис. 126. Схемы рычажно-пневматического (*а*) и цепного (*б*) механизмов поворота плиты:

1 — поворотная плита; *2* — качающийся пневматический цилиндр; *3* — рычаг; *4* — шток подъемного механизма; *5* — цепной блок; *6* — цепь; *7* — пружинный амортизатор

поворота плиты (имеющей неподвижные по высоте опоры) с помощью качающегося пневмоцилиндра и системы рычагов, а на рис. 126, *б* в двух положениях (нижнем и верхнем) показан механизм цепного поворота для плиты, перемещающейся по вертикали во время поворота.

Перекидные столы являются характерными узлами для встряхивающих машин крупного размера. Типичным для целого семейства таких машин (для опок крупных размеров) является рычажный механизм поворота перекидного стола (рис. 127).

Поворотный механизм состоит из двух пар рычагов *3* и *4*, по паре на каждой стороне машины. Расстояния *s* между неподвижными точками вращения каждой пары рычагов и между их подвижными шарнирами на других их концах одинаковы. Поэтому при повороте ведущего рычага *3* от кривошипного механизма с помощью пневмогидравлического цилиндра поворота *8* перекидной стол по пути своего

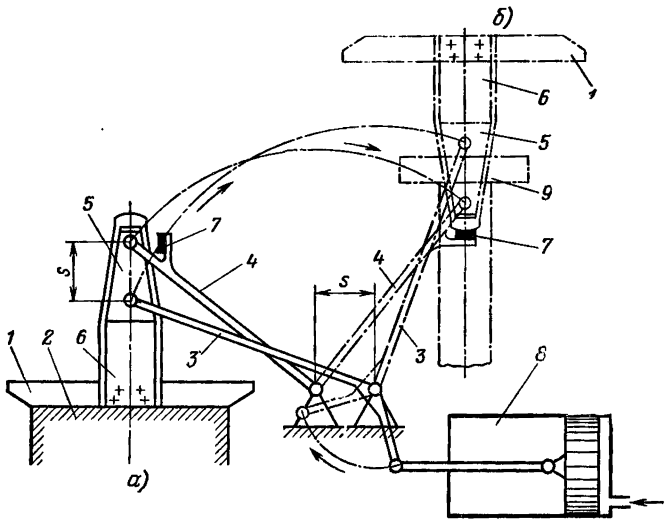


Рис. 127. Схема рычажного поворотного механизма перекидного стола:

а — положение перед поворотом; *б* — положение после поворота; *1* — перекидной стол; *2* — встряхивающий стол; *3* — ведущий рычаг поворотного механизма; *4* — направляющий рычаг; *5* — призма; *6* — боковина перекидного стола; *7* — упор; *8* — пневмогидравлический цилиндр поворотного механизма; *9* — приемный стол вытяжного механизма

переноса в показанное штриховыми линиями положение поворачивается на 180° вокруг горизонтальной оси. Находящаяся на перекидном столе набитая полуформа становится теперь в положение *б* для вытяжки модели, которая и осуществляется с помощью вытяжного механизма *9*. При встряхивании же (в положении *а*) перекидного стола (вместе с находящейся на нем модельной плитой и опокой) рычаги *3* и *4* остаются неподвижными, так как призма *5*, с которой сочленены их концы, допускает подъем перекидного стола при встряхивании, а сама остается неподвижной. Чтобы эта призма не вышла из своего гнезда в боковине перекидного стола в положении *б*, имеются упоры *7*, по одному на каждом направляющем рычаге *4*. Эти упоры и поддерживают перекидной стол на цилиндрических поверхностях его боковин, или щек, как показано штриховыми линиями на рис. 127.

Другой типичный механизм поворота перекидного стола (рис. 128) применяется в стержневой встряхивающей машине. Перекидной стол переворачивается пневмоцилиндром *5*. В представленном механизме

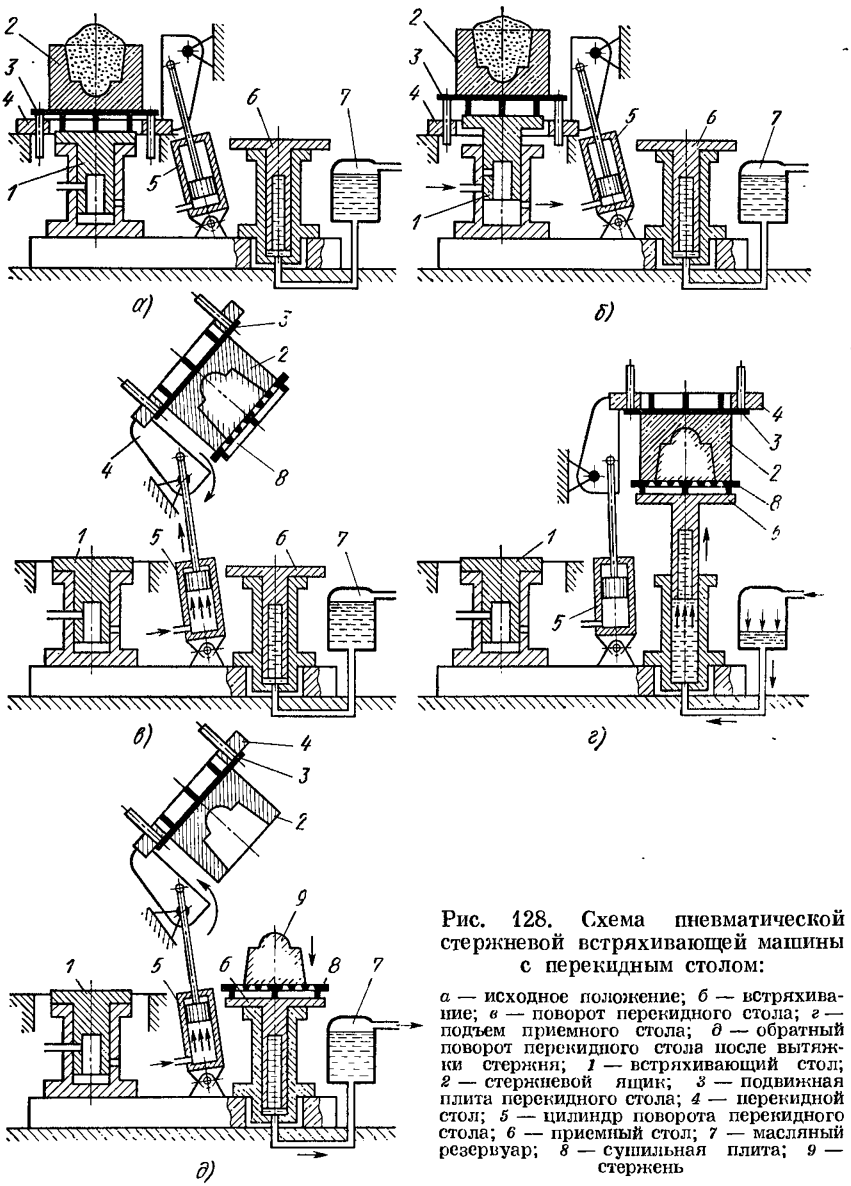


Рис. 128. Схема пневматической стержневой встряхивающей машины с перекидным столом:

а — исходное положение; *б* — встряхивание; *в* — поворот перекидного стола; *г* — подъем приемного стола; *д* — обратный поворот перекидного стола после вытяжки стержня; *1* — встряхивающий стол; *2* — стержневой ящик; *3* — подвижная плита перекидного стола; *4* — перекидной стол; *5* — цилиндр поворота перекидного стола; *6* — приемный стол; *7* — масляный резервуар; *8* — сушильная плита; *9* — стержень

цилиндр *5* является цилиндром простого действия, а не двойного, т. е. имеет впуск сжатого воздуха только в полость по одну сторону поршня. Этот цилиндр может производить только первую половину

поворота перекидного стола — от исходного положения *а* или *в* до положения мертвой точки механизма *б* или *г*. Вторая же половина поворота как при повороте на вытяжку (из положения *б* в положение *г*), так и назад после вытяжки (из положения *г* в положение *а*) происходит за счет момента силы тяжести перекидного стола относительно оси его поворота. Для этого необходимо, чтобы в положении *б*, при повороте перекидного стола с ящиком, стержнем и сушильной плитой, центр масс поворачиваемой системы находился правее оси поворота, а при обратном повороте, в положении *г*, центр масс перекидного стола с ящиком (но теперь уже без стержня и сушильной плиты) находился левее оси поворота. Аналогично должны быть

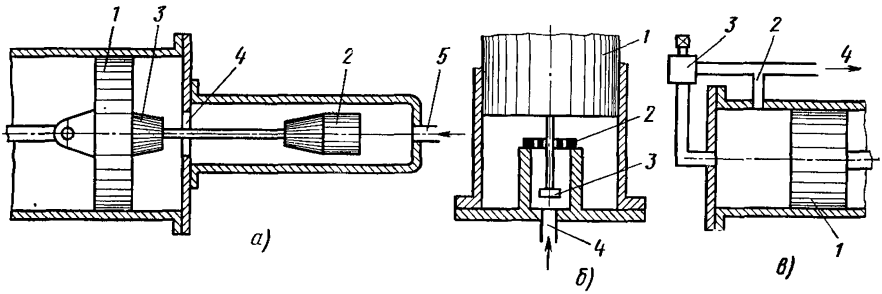


Рис. 129. Схемы гидротормозов и дросселирования пневмоцилиндра в конце хода поршня:

а — гидротормоз пневмогидравлического цилиндра механизма поворота перекидного стола (см. рис. 127); *1* — поршень; *2* — пробка, тормозящая движение поршня в конце поворота; *3* — выступ поршня, тормозящий его движение в конце поворота; *4* — отверстие в крышке цилиндра, лимитирующее пропуск (подачу) масла при дросселировании; *5* — подвод масла в цилиндр из пневмомасляного бака; *б* — гидротормоз приемно-вытяжного механизма (см. рис. 128); *1* — плунжер; *2* — шайба с отверстием, лимитирующим выпуск масла из цилиндра в конце хода вниз; *3* — стержень с головкой, поднимающий шайбу с отверстиями при ходе вверх; *4* — подвод масла в камеру крышки цилиндра из пневмомасляного бака; *в* — дросселирование пневмоцилиндра механизма поворота поворотной плиты (см. рис. 126, *б*) в конце хода: *1* — поршень; *2* — выхлопное отверстие, закрываемое поршнем в конце хода; *3* — клапан с иглой, регулирующей медленный выпуск воздуха из цилиндра в конце хода; *4* — выхлопная труба

подобраны массы технологической оснастки и для формовочных машин с перекидным столом и механизмом данного типа для его поворота.

Механизмы поворота плиты и перекидного стола снабжают пружинными буферами, смягчающими толчок при остановке в конце хода. Эти же буфера дают импульс на возвращение поворотной плиты или перекидного стола при обратном ходе механизма. Так, например, на рис. 126, *б* стрелкой *К* показано направление толчка, который сообщает поворотной плите пружинный буфер (не показанный на рисунке) в верхнем положении. Этот толчок выводит плиту из состояния неустойчивого равновесия и она начинает поворачиваться под действием силы тяжести в свое исходное положение при опускании штока подъемного механизма.

Вытяжные механизмы встряхивающих формовочных и стержневых машин должны иметь плавный ход и мягкую остановку во избежание подрывов и обвалов набивки форм и стержней при их вытяжке.

Чаще всего вытяжной, или приемный стол перемещается от пневмогидравлического цилиндра, т. е. гидравлического цилиндра, в который масло подается из бачка под действием сжатого воздуха, поступающего в пространство над зеркалом масла. На рис. 128 такой пневмогидравлический вытяжной цилиндр показан в системе стержневой встряхивающей машины.

В начале хода вытяжки, чтобы избежать резкого рывка, выпуск масла из гидроцилиндров вытяжных механизмов производится через отверстие (с дросселем) малого сечения в выпускном клапане, золотнике или кране управления. Для плавного останова в конце вытяжки гидроцилиндры вытяжных механизмов обычно снабжают гидротормозами, резко уменьшающими поступление масла в цилиндр перед остановкой. Примеры таких устройств приведены на рис. 129, *а* и *б*. В случае применения пневмоцилиндров для механизмов вытяжки (в редких случаях), подъема штифтов или поворота плиты (при ее подъеме, например, с помощью цепного поворотного устройства) предусматривается торможение поршня в конце хода (рис. 129, *в*).

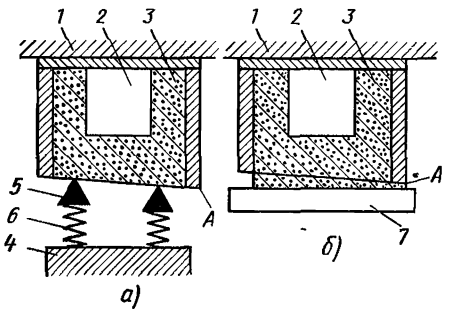


Рис. 130. Принцип вытяжки модели на машине с поворотной плитой при неправильной тыловой поверхности опоки:

а — без подпрессовки; *б* — с подпрессовкой; *1* — поворотная плита; *2* — модель; *3* — опока; *4* — приемный стол; *5* — бруски нивелирующего механизма; *6* — пружины брусков; *7* — подопочный (подпрессовочный) щиток

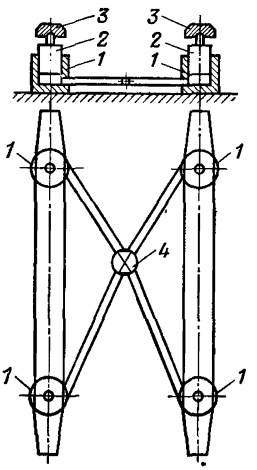


Рис. 131. Схема нивелирующего механизма с четырьмя гидравлическими цилиндрами:

1 — гидравлические цилиндры; *2* — поршни; *3* — приемные брусья; *4* — кран для отсечки сообщения гидроцилиндров между собой

Приемные столы встряхивающих формовочных и стержневых машин с поворотной плитой и с перекидным столом снабжают так называемыми нивелирующими механизмами. Назначение нивелирующего механизма — обеспечить вытяжку модели из формы при неправильной тыловой поверхности опоки или неровном подопочном щитке. Если такую опоку (рис. 130, *а*) опускать на жесткий приемный стол, то она повернется около своего выступающего ребра *А*; произойдет перекос формы относительно модели и обрыв формы или образование трещин. Поэтому приемный стол снабжают приспособлением в виде двух (или более) брусков, опирающихся на пружины или дру-

гие податливые опоры. При соприкосновении опоки с брусками они «приспосабливаются» к неправильной тыловой поверхности опок и прилегают к ней. Далее, с помощью особого устройства приемные бруски жестко фиксируются в этом положении, и опока при вытяжке модели уже остается неподвижной относительно приемного стола. Несмотря на неправильную тыловую поверхность опоки или неровный подопочный щиток, на который она принимается, перекоса формы относительно модели не будет.

Нивелирующие механизмы необходимы в машинах с поворотной плитой или с перекидным столом, не имеющих подпрессовки формы после встряхивания. В случае же подпрессовки подопочный щиток, которым на таких машинах доуплотняется форма после встряхивания, упрется в выступающее ребро *А* опоки (рис. 130, *б*) и дальше не пойдет. Нижняя плоскость щитка остается горизонтальной, и форма может быть принята на жесткий приемный стол без нивелирующего механизма.

Нивелирующие механизмы делают разнообразных конструкций: с податливыми опорами приемных брусьев на пружинах и подпружиненных рычагах с фиксацией их запорными рукоятками, пневмоцилиндрами, клиньями и пр. На рис. 131 показан нивелирующий механизм с четырьмя вертикальными гидроцилиндрами, на поршни которых опираются два приемных бруса. Масляные пространства всех четырех цилиндров сообщаются между собой, поэтому приемные брусья свободно подаются под принимаемой формой и устанавливаются, приспосабливаясь к ее тыловой поверхности. Затем цилиндры разъединяются между собой и, будучи изолированными, жестко фиксируют брусья в принятом ими положении.

Глава IV

ПЕСКОДУВНЫЕ МАШИНЫ

§ 1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПЕСКОДУВНОГО ПРОЦЕССА УПЛОТНЕНИЯ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ И СТЕРЖНЕЙ

Факторы уплотняющего воздействия при пескодувном процессе

Пескодувные машины появились значительно позже других формовочных и стержневых машин. Они получили широкое промышленное применение лишь в 40-х годах для изготовления стержней, а с 50-х годов начали частично применяться также для уплотнения литейных форм. Последняя конструктивная разновидность пескодувных машин — так называемые пескострельные машины стали широко применяться в промышленности с начала 60-х годов.

Принцип пескодувного процесса уплотнения литейных форм и стержней (рис. 132) заключается в том, что формовочная или стержневая смесь транспортируется с помощью сжатого воздуха через вдувные отверстия из пескодувного резервуара, или магазина машины в технологическую емкость (полость стержневого ящика или опоку) и, заполняя ее, одновременно в ней уплотняется. Поступающий же вместе со смесью из пескодувного резервуара сжатый воздух

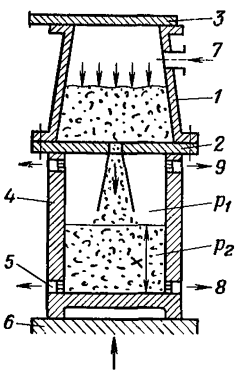


Рис. 132. Принцип пескодувного процесса уплотнения:

1 — пескодувный резервуар; *2* — дутьевая плита; *3* — шибер; *4* — стержневой ящик; *5* — венты; *6* — стол машины; *7* — впуск воздуха; *8* — нижняя вентиляция; *9* — верхняя вентиляция стержневого ящика

эвакуируется из технологической емкости в атмосферу через специальные очень тонкие вентиляционные отверстия, или венты.

Основными факторами уплотняющего воздействия на формовочную смесь в пескодувном процессе являются живая сила песчано-воздушной струи в период заполнения технологической емкости смесью и фильтрация воздушного потока через смесь от вдувных отверстий к вентам в технологической емкости, продолжающаяся и после ее заполнения.

Живая сила рабочей струи формовочной смеси является главным фактором уплотнения в пескодувном процессе. Она действует в те-

чение первого, основного периода процесса, когда происходит заполнение технологической емкости смесью, в продолжение до 0,1—0,2 с от момента включения дутья. Скорости струи смеси в этот период, по данным экспериментальных исследований [49, 52], достигают 18—25 м/с.

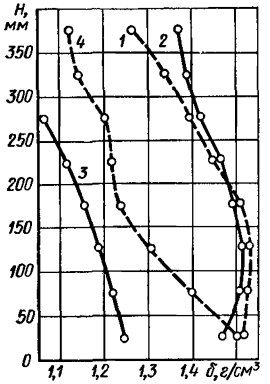


Рис. 133. Распределение уплотнения смеси по высоте ящика диаметром 100 мм и высотой 400 мм при воздействии различных факторов пескодувного процесса [49]:

1 — обычный пескодувный процесс при верхней вентиляции ящика; *2* — действие только кинетической энергии струи: ящик без вентиляции, между верхом ящика и дутьевой плитой зазор 50 мм; *3* — действие только фильтрации воздушного потока: предварительная засыпка смеси в ящик, плавное включение дутья, нижняя вентиляция ящика; *4* — обычный пескодувный процесс при нижней вентиляции

При дальнейшей выдержке технологической емкости под дутьем в ней продолжается уже только процесс фильтрации воздуха через поры смеси по направлению от вдувных отверстий к вентам. При этом в слое смеси возникает разность входного p_1 и выходного p_2 давлений воздуха, тем бо́льшая, чем больше высота слоя x. Эта разность давлений производит дополнительное динамическое прессующее действие на слой смеси. Процесс фильтрации протекает с малыми скоростями движения воздуха через смесь.

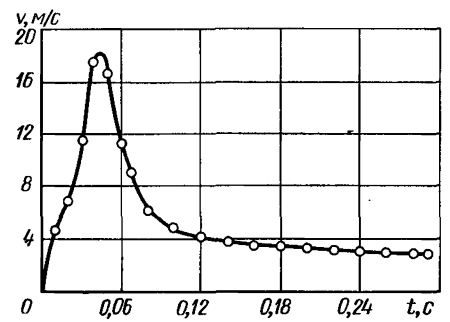


Рис. 134. Скорость песчано-воздушной струи в процессе заполнения ящика с нижней вентиляцией по данным непосредственных замеров [52]

Фактор фильтрации имеет второстепенное значение в пескодувном процессе. Это можно видеть из приведенных на рис. 133 экспериментальных данных [49] об уплотнении смеси в стержневом ящике при изолированном действии факторов пескодувного процесса. При верхней вентиляции стержневого ящика фактор кинетической энергии является безусловно превалирующим — он один дает практически такое же уплотнение, как при суммарном действии обоих факторов при обычном пескодувном процессе. При нижней вентиляции ящика, т. е. при расположении всех вент только в нижней его части, на дне, получилось меньшее уплотнение смеси, так как наиболее существенный фактор кинетической энергии струи действовал полностью лишь при заполнении нижней части стержня. Верхняя же его

часть уплотнялась главным образом за счет фильтрации воздушного потока, так как при увеличении слоя смеси в ящике противодавление воздуха в нем возрастало, и скорости рабочей струи во второй половине заполнения были невелики. Такой характер процесса при ниж-

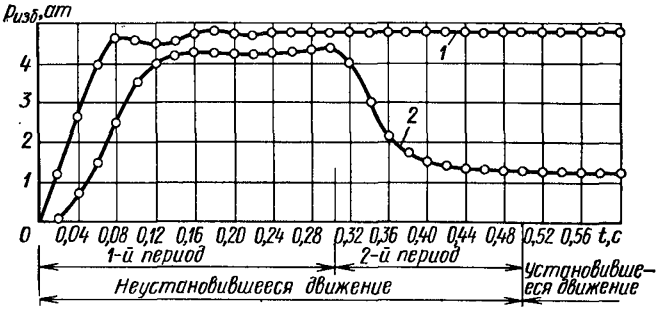


Рис. 135. Экспериментальные кривые пескодувного процесса в стержневом ящике с нижней вентиляцией [53]:

1 — давление в пескодувном резервуаре; *2* — давление в верхней части ящика. Избыточное давление в сети 5 ат

ней вентиляции ящика подтверждается приведенными на рис. 134 экспериментальными данными по непосредственному измерению скоростей песчаной струи [52], а также давлений в пескодувном резервуаре и полости ящика (рис. 135 и 136).

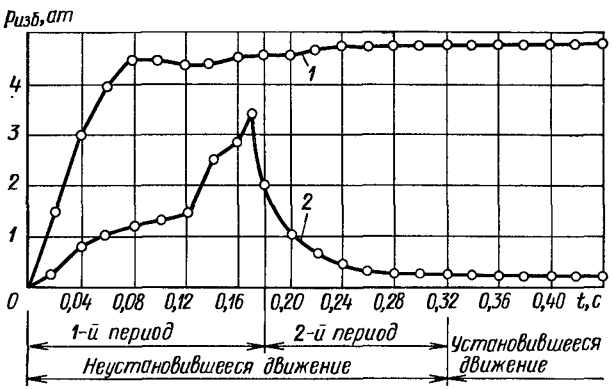


Рис. 136. Экспериментальные кривые пескодувного процесса в стержневом ящике с верхней вентиляцией [53]:

1 — давление в пескодувном резервуаре *2* — давление в верхней части ящика. Избыточное давление в сети 5 ат

Изложенные представления о механизме уплотнения формовочных и стержневых смесей при пескодувном процессе подтверждают рекомендации современной практики о применении верхней вентиляции стержневых ящиков и горизонтального расположения стержней в них.

Типы пескодувных механизмов

Первоначально пескодувные резервуары стержневых пескодувных машин конструировали по типу, схематически показанному на рис. 132. Расширение резервуара книзу уменьшало возможность зависания и слеживания стержневой смеси в нем. Количество вдувных отверстий в донной, дутьевой плите и их расположение определяли по набиваемому стержневому ящику (в зависимости от конфигурации стержня). Резервуар снабжали одним или двумя клапанами дутья с большим проходным сечением и подводом воздуха через трубу

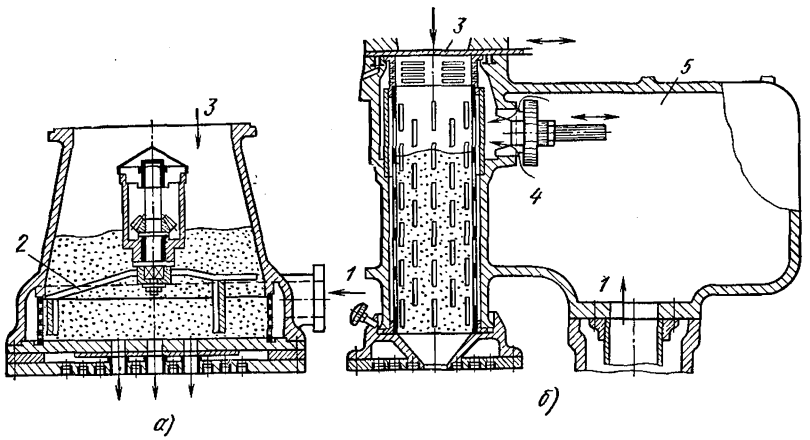


Рис. 137. Схемы современного пескодувного (*а*) и пескострельного (*б*) механизмов:

1 — подвод сжатого воздуха; *2* — механическая ворошилка; *3* — загрузка смеси; *4* — впуск сжатого воздуха; *5* — ресивер

большого диаметра (100 мм и более) для быстрого повышения давления в пескодувном резервуаре при пуске. Для быстрого выпуска оставшегося сжатого воздуха после прекращения дутья резервуар соединяли с атмосферой через особый клапан выхлопа.

Подача сжатого воздуха в таких машинах осуществлялась поверх загруженной в резервуар машины стержневой смеси. Применяемые же для изготовления стержней песчаные смеси на жидких связующих, имеющие хорошую подвижность и малую прочность на сжатие во влажном состоянии, легко проходили из резервуара машины в стержневой ящик через вдувные отверстия даже небольшого диаметра и не слеживались в резервуаре.

При переходе же позднее на менее подвижные смеси, особенно при изготовлении литейных форм, пришлось конструировать пескодувные резервуары нового типа, как показано на рис. 137, *а*. Чтобы избежать слеживания смеси на дне резервуара, впуск воздуха в резервуар делается по его периферии, из кольцевого пространства через сетку по всей боковой поверхности резервуара в его нижней части. Входя с боков и снизу, струйки сжатого воздуха действуют как метла; они сметают и разрыхляют смесь, находящуюся на дне

резервуара, тем самым препятствуя ее зависанию и слеживанию, и способствуют более легкому ее прохождению через вдувные отверстия, которые для формовочной смеси делаются большего диаметра.

Кроме того, резервуар снабжают механической ворошилкой, которая включается во время дутья и также разрыхляет смесь, препятствуя ее слеживанию и зависанию. Такие резервуары применяют в современных пескодувных машинах также и для стержневых хорошо подвижных смесей. Они обеспечивают более надежную работу машин и высокое качество уплотнения стержней.

Как видно из рис. 137, *а* дутьевую плиту резервуара современного типа делают двойной, состоящей из верхней и нижней плит с промежутком между ними. Вдувные отверстия проходят через обе эти плиты и выполняются в сменных втулках, запрессовываемых в отверстия нижней плиты. Эта же нижняя часть дутьевой плиты, или нижнее ее полотно, используется для установки на ней вент, или вентиляционных пробок, которые распределены по всей плите равномерно в промежутках между вдувными втулками. Вдувные втулки и венты в отверстиях плиты могут быть взаимозаменяемыми.

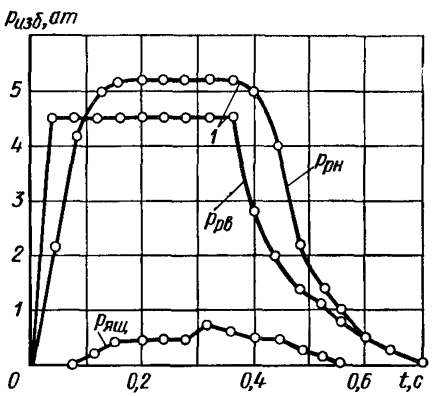


Рис. 138. Экспериментальные кривые пескострельного процесса [35]:

$p_{рн}$ — давление в нижней части резервуара (в коническом насадке); $p_{рв}$ — давление в верхней части резервуара; $p_{ящ}$ — давление в стержневом ящике с комбинированной (верхней и нижней) вентиляцией; *1* — выключение дутья. Избыточное давление в сети 5,5 ат

Таким образом, эта конструкция предусматривает применение верхней вентиляции уплотняемой, или формуемой технологической емкости (стержневого ящика или опоки), и установка вент в стенках ящика при этом является не обязательной или же сводится к минимуму.

На рис. 137, *б* показан второй, наиболее широко применяемый в настоящее время тип современного пескодувного устройства — головка пескострельной машины. От пескодувной машины пескострельная машина отличается более быстрым впуском сжатого воздуха в резервуар (называемый в этом случае пескострельным), имеющим форму конического патрона с сужением внизу и одним выходным, или вдувным отверстием. Очень быстрый, подобно выстрелу, впуск сжатого воздуха в патрон пескострельной машины, в течение около 0,05 с (рис. 138), обеспечивается быстрым открыванием клапана дутья, имеющего большое проходное сечение; большим объемом близко расположенного ресивера, которым служит полость станины, где непосредственно размещен клапан дутья, и большим диаметром трубы, подводящей воздух к ресиверу из сети. Сам патрон пескострельной машины имеет множество узких щелей, через которые

воздух может входить в патрон и выходить из него при прекращении дутья в выхлопной клапан; песок же через эти узкие щели проходить не может. Часто щели в патроне располагаются в два пояса — в верхней части патрона и в его средней и нижней частях боковой поверхности. Таким образом, впуск воздуха осуществляется и сверху, и сбоку. При этом через щели верхнего пояса поступает воздух, который в пескодувном патроне давит на находящуюся там смесь, а через щели нижнего пояса входит воздух, который взрыхляет смесь в патроне и препятствует ее зависанию.

Сразу после впуска порции, или заряда сжатого воздуха в пескострельный патрон клапан дутья закрывается и делает отсечку воздуха. Заряд же сжатого воздуха в патроне своим давлением выталкивает порцию смеси из патрона через вдувное отверстие в технологическую емкость. При этом, проходя через коническое сужение патрона перед вдувным отверстием, смесь сгущается, уплотняется перед выходом и устремляется в технологическую емкость компактной массой, толкаемая сзади зарядом сжатого воздуха подобно пуле, вылетающей из пневматического ружья. Компактность массы смеси, выстреливаемой таким механизмом в стержневой ящик, уменьшает абразивное действие смеси, и стенки ящиков изнашиваются меньше, чем при формовке на обычных пескодувных машинах, где рабочая песчано-воздушная струя оказывает большее изнашивающее действие. Расход сжатого воздуха благодаря быстрой отсечке на пескострельных машинах также уменьшается.

Пескострельные машины в настоящее время нашли широкое промышленное применение для изготовления стержней. Их можно применять также для изготовления литейных форм.

Технологические параметры процесса

На основе практики промышленного применения пескодувного процесса для изготовления стержней установились некоторые оптимальные значения параметров, характеризующих технологию процесса. Приведем в качестве примера данные крупного автомобильного завода, имеющего в длительной эксплуатации большое число пескодувных машин. Масса изготовляемых стержней — до 3 кг.

По данным этого завода [58, 65], для изготовления стержней на пескодувных машинах применяются смеси прочностью на сжатие образцов во влажном состоянии до 0,1 кгс/см^2. Влажность смесей находится в пределах 2,5—3,4%; более высокая влажность приводит к прилипанию смесей к алюминиевым стержневым ящикам. Как правило, используются вдувные отверстия диаметром 10 и 12 мм. Для работы на смесях повышенной прочности, свыше 0,1 кгс/см^2, применяют увеличенные диаметры вдувных отверстий (15—25 мм). Расстановка вдувных отверстий делается из расчета, что одно вдувное отверстие имеет район действия до 60—80 см^2 площади стержня. Таким образом, расстояние между соседними вдувными отверстиями при равномерном их расположении по площади стержня не должно превышать 80—90 мм. Удельная подача смеси в течение всего про-

цесса надува стержня, приходящаяся на 1 см² площади вдувного отверстия, обычно находится в пределах 130—550 г. Рекомендуемое отношение суммы живого сечения вент к сумме сечения вдувных отверстий составляет 0,3—0,7, в зависимости от конфигурации стержней. Для стержней большой площади (горизонтальных) при сравнительно небольшой высоте это отношение должно составлять $\sim 0{,}6$.

Что касается изготовления пескодувным способом литейных форм, то предварительно, по данным опубликованных исследований [35], можно считать, что применение формовочных малотекучих смесей требует вдувных отверстий диаметром не менее 25—30 мм. Площадь опоки, обслуживаемая одним вдувным отверстием, составляет 100 см², т. е. шаг вдувных отверстий должен быть не более 100 мм. Отношение суммарного живого сечения вент к суммарному сечению вдувных отверстий должно быть в пределах 0,8—1,0. При пескострельном процессе и работе с формовочными смесями одновдувное отверстие диаметром 40 мм может обслужить площадь опоки до 200 см², а отношение сечения вент к сечению вдувных отверстий может быть $\sim 0{,}5$ [35]. Следует иметь в виду, что указанное значение площади опоки на одно вдувное отверстие, т. е. на один пескострельный патрон, может быть увеличено при увеличении размера выходного отверстия патрона. По всей вероятности, радиус действия разлета смеси из вдувного отверстия как при пескострельном, так и пескодувном процессе может быть выражен более точно в калибрах вдувного отверстия.

По более поздним опытным данным [19], основные размеры патрона, или гильзы рабочего резервуара пескострельной машины и параметры процесса при изготовлении стержней рекомендуются следующими.

Диаметр гильзы D в мм берется равным $(90 \div 100)\sqrt[3]{G}$, где G — масса набиваемого стержня в кг. Прорези, или щели, в гильзе располагаются в виде двух поясов — верхнего и нижнего. Если оставить одни верхние щели, то смесь значительно уплотняется в гильзе. При одних нижних щелях сжатый воздух прорывается через коническую насадку (вдувное отверстие) в стержневой ящик. Правильное расположение и соотношение площадей верхних и нижних щелей дает наилучшее заполнение и уплотнение смеси в формуемом стержне, причем наибольшая степень уплотнения будет около вдувного отверстия и у вент.

Высота нижней части гильзы должна быть $H_{\text{ниж}} = (1{,}5 \div 1{,}8)\,D$, а верхней части $H_{\text{верх}} = (0{,}4 \div 0{,}5)\,D$. Диаметр проходного отверстия клапана дутья $d_{\text{кл}} = 0{,}2 \div 0{,}5\,D$. Суммарное сечение прорезей в верхней части гильзы рекомендуется $F_{\text{верх}} = (0{,}3 \div 0{,}4)\,F_{\text{кл}}$, где $F_{\text{кл}}$ — проходное сечение клапана дутья, а ширина прорезей (щелей) $\Delta_{\text{верх}} = 0{,}8 \div 1{,}0$ мм. Суммарное сечение прорезей в нижней части гильзы $F_{\text{ниж}} = (2 \div 4)\,F_{\text{верх}}$, ширина прорезей $\Delta_{\text{ниж}} = 0{,}3 \div 0{,}5$ мм. Диаметр выходного (вдувного) отверстия гильзы $d_{\text{вых}} = (0{,}3 \div 0{,}4)\,D$. Суммарное сечение вент в дутьевой плите и (если требуется) в стержневом ящике $F_{\text{вент}} = (0{,}5 \div 1{,}0)\,F_{\text{вых}}$, где $F_{\text{вых}}$ — сечение

выходного отверстия гильзы (вдувного отверстия). Объем ресивера

$$V_{\text{рес}} = V_{\text{гильзы}} \left(\frac{\ln \frac{1}{\varphi}}{1{,}032 + 0{,}3D} \right)^{3{,}7},$$

где φ — коэффициент, который берется в пределах от 0,01 (для малых машин) до 0,05 (для больших машин).

Прижимное усилие стола машины

$$P = (0{,}5 \div 0{,}6)\, p_0 F_{\text{ящ}},$$

где p_0 — избыточное давление воздуха в сети, а $F_{\text{ящ}}$ — площадь стержня по плоскости прилегания ящика к надувной плите.

§ 2. АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПЕСКОДУВНОЙ МАШИНЫ

Характеристика задачи и вывод расчетных формул

Воздушный поток, проходящий в пескодувной машине, можно расчленить на три последовательные ступени (рис. 139).

1) ступень $a \to b$: течение сжатого воздуха из сети a в пескодувный резервуар машины b;

2) ступень $b \to c$: течение рабочей песчано-воздушной струи (или нескольких струй) через вдувные отверстия из пескодувного резервуара b в стержневой ящик или опоку с одновременным наполнением формовочной смесью ящика (опоки) и уплотнением смеси;

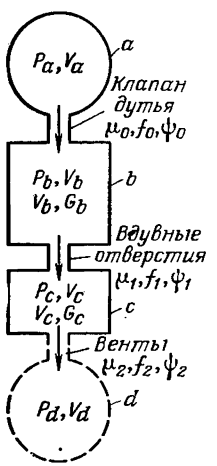


Рис. 139. Схема воздушного потока в пескодувной машине:

a — сеть; b — пескодувный резервуар; c — технологическая емкость (стержневой ящик или опока); d — атмосфера

3) ступень $c \to d$: течение воздуха из стержневого ящика или опоки c в атмосферу d через венты.

Объемы b и c при этом принимаем конечными, а объемы a и d — неограниченно большими.

Вентиляцию технологической емкости принимаем верхнюю, что дает возможность в первом приближении исключить из рассмотрения фильтрацию воздушного потока через смесь в ящике или опоке.

Приращение веса воздуха в любой из промежуточных емкостей (пескодувном резервуаре машины или стержневом ящике) равно разности прихода и расхода воздуха за данный промежуток времени:

$$dG_b = \left(\mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{v_a}} - \mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{v_b}} \right) dt, \qquad (70)$$

$$dG_c = \left(\mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{v_b}} - \mu_2 f_2 \psi_2 \sqrt{\frac{p_c}{v_c}} \right) dt, \qquad (71)$$

где dG_b и dG_c — приращение веса воздуха в емкостях b и c за время dt с, кгс; p и v (с соответствующими индексами) — абсолютные давления, кгс/м² и удельные объемы воздуха, м³/кг; f — проходные сечения, м²; μ — коэффициенты расхода; ψ — величина, которая для условий субкритической области истечения воздуха переменна и зависит от отношения давлений $p_{\text{ниж}}/p_{\text{верх}}$, а для условий надкритической области истечения постоянна, как об этом было подробно сказано ранее — см. уравнение (50).

Для решения задачи о расчете процесса в емкостях b и c необходимо привлечь дополнительное условие, которым должно быть изменение параметров воздуха в этих емкостях.

Так, приращение веса воздуха dG_b за время dt в резервуаре b по уравнению (70) изменяет в нем удельный объем воздуха следующим образом:

$$v_b + dv_b = \frac{V_b}{G_b + dG_b},$$

где V_b — объем воздушной части пескодувного резервуара, м³; G_b — вес воздуха, находившегося в нем ранее (до поступления прироста dG_b), кгс.

Отсюда имеем

$$V_b = G_b v_b + v_b\, dG_b + G_b\, dv_b + dv_b\, dG_b.$$

Членом $dv_b dG_b$ пренебрегаем. Кроме того, $V_b = G_b v_b$. Получаем

$$v_b\, dG_b + G_b\, dv_b = 0,$$

или

$$dv_b = -v_b \frac{dG_b}{G_b}. \qquad \text{(а)}$$

Принимаем изменение состояния воздуха в резервуаре адиабатическим:

$$p_b v_b^k = \text{const}.$$

Дифференцируем:

$$v_b^k\, dp_b + k p_b v_b^{k-1}\, dv_b = 0. \qquad \text{(б)}$$

В выражение (б) подставляем dv_b согласно уравнению (а) и получаем

$$v_b^k\, dp_b = k p_b v_b^{k-1} v_b \frac{dG_b}{G_b}$$

или

$$dp_b = k p_b \frac{dG_b}{G_b}. \qquad \text{(в)}$$

Подставив в формулу (в) значение dG_b по уравнению (70), получим

$$dp_b = \frac{k p_b}{G_b}\left(\mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{v_a}} - \mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{v_b}}\right) dt.$$

Подставляем в это уравнение значения

$$v_b = v_a \left(\frac{p_a}{p_b}\right)^{\frac{1}{k}}$$

и

$$G_b = \frac{V_b}{v_b} = \frac{V_b}{v_a}\left(\frac{p_b}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}}.$$

Получаем окончательно

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{kp_a^{\frac{1}{k}}v_a}{V_b}\, p_b^{\frac{k-1}{k}}\left(\mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{v_a}} - \frac{\mu_1 f_1 \psi_1}{\sqrt{p_a^{\frac{1}{k}}v_a}}\sqrt{p_b^{\frac{k+1}{k}}}\right). \qquad (72)$$

Рассуждая аналогичным образом и исходя из уравнения (71), получим для промежуточной емкости c

$$dp_c = \frac{kp_c}{G_c}\left(\mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{v_b}} - \mu_2 f_2 \psi_2 \sqrt{\frac{p_c}{v_c}}\right) dt$$

и, окончательно,

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{kp_b^{\frac{1}{k}}v_b}{V_c}\, p_c^{\frac{k-1}{k}}\left(\mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{v_b}} - \frac{\mu_2 f_2 \psi_2}{\sqrt{p_b^{\frac{1}{k}}v_b}}\sqrt{p_c^{\frac{k+1}{k}}}\right). \qquad (73)$$

Полученные уравнения (72) и (73) решаются в конечных разностях, по элементам времени малой протяженности.

Расчет ведем последовательно по участкам, начиная с нулевого момента времени. Находим для этой начальной точки значение dp_b/dt по уравнению (72). Задавшись малым промежутком времени (0,001—0,005 с) между нулевой точкой и следующей, точкой *1*, распространяем полученное dp_b/dt на весь промежуток времени Δt и находим приращение давления в резервуаре машины Δp_b и давление p_b в конце этого промежутка, т. е. в точке *1*.

Далее, поступая аналогично, находим для начальной, нулевой точки значение dp_c/dt по уравнению (73). Для этой исходной точки оно оказывается равным нулю, так как в начальный момент процесса ψ_1 и ψ_2 равны нулю, поскольку давления $p_{\text{ниж}}$ и $p_{\text{верх}}$ для обеих ступеней $b \to c$ и $c \to d$ в этот момент времени одинаковы и равны атмосферному давлению. Таким образом, распространяя значение dp_c/dt в нулевой точке на весь промежуток времени между точками *0* и *1*, получаем на этом участке $\Delta p_c = 0$ и для точки *1* абсолютное давление $p_c = 1$ ат.

Переходя затем к последующим участкам, найдем, что для них dp_c/dt уже равно не нулю, а некоторым положительным величинам, что будет давать определенные приращения давления в технологической емкости.

При указанных расчетах необходимо учитывать, что в ступени $b \to c$ из резервуара машины b в стержневой ящик или опоку c перетекает не только воздух, но и песчано-воздушная струя, имеющая по времени переменную концентрацию песка (формовочной смеси) и поэтому отнимающая от полного сечения f_1 вдувных отверстий неодинаковую долю их проходной площади.

Живое сечение вдувных отверстий $f_{ж1}$, не занятое формовочной смесью и свободное для прохода воздуха, может быть оценено по отношению ко всему сечению вдувных отверстий f_1 из анализа кинетики скоростей истечения в ступени $b \to c$ и практических данных о суммарной подаче смеси за время надува [6]. Согласно этому анализу можно в первом приближении принимать для обычного пескодувного процесса, что в начале надува $f_{ж1}$ составляет (1,0 ÷ 0,7) f_1, а в конце процесса уменьшается до (0,4 ÷ 0,38) f_1. Эти значения $f_{ж1}$ и должны быть подставлены в расчетные уравнения вместо сечения f_1.

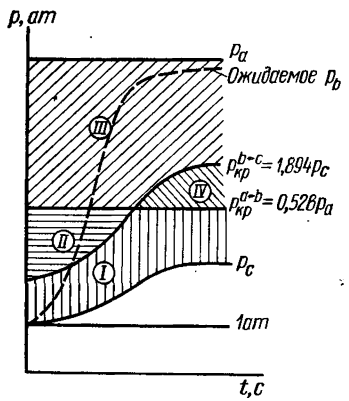


Рис. 140. Схема областей истечения в ступенях $a \to b$ и $b \to c$ в зависимости от ожидаемого расчетного давления p_b:
I — ψ_0 = const, ψ_1 = var; II — ψ_0 = const, ψ_1 = const; III — ψ_0 = var, ψ_1 = const; IV — ψ_0 = var, ψ_1 = var

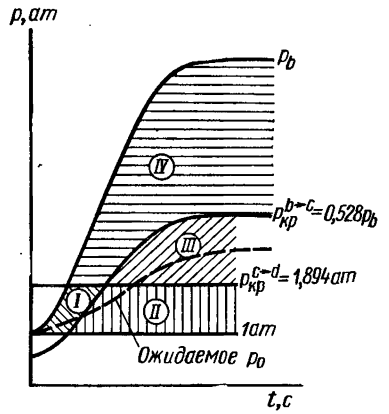


Рис. 141. Схема областей истечения в ступенях $b \to c$ и $c \to d$ в зависимости от ожидаемого расчетного давления p_c: I — ψ_1 = var; ψ_2 = var; II — ψ_1 = const, ψ_2 = var; III — ψ_1 = var, ψ_2 = const; IV — ψ_1 = var, ψ_2 = const

Для условий пескострельного процесса вследствие сгущения смеси при проходе через конический сужающийся насадок концентрация смеси будет больше, и значения $f_{ж1}$ должны быть взяты существенно меньше.

Объем технологической емкости V_c в уравнении (73) для упрощения расчета можно считать условно постоянным в течение всего процесса или же принимать его постепенно уменьшающимся по ходу процесса.

Области истечения с различными значениями ψ_0, ψ_1 и ψ_2 для ступеней $a \to b$, $b \to c$ и $c \to d$ будут иметь границы, показанные на рис. 140 для процесса наполнения воздухом пескодувного резервуара и на рис. 141 для процесса надува стержневого ящика (или опоки). Критерием того, в какой области происходят процессы истечения, является попадание полученного при расчете давления p_b в ту или иную область схемы рис. 140, или попадание давления p_c в соответствующую область схемы рис. 141.

Процесс в пескодувном резервуаре

Процесс наполнения и питания сжатым воздухом из сети пескодувного резервуара описывается кривой роста давления p_b по времени (рис. 142), рассчитываемой по уравнению (72).

После открытия клапана дутья давление в пескодувном резервуаре быстро растет и стремится к некоторому предельному значению $p_b^{\text{пред}}$, которое соответствует достижению равновесия между поступ-

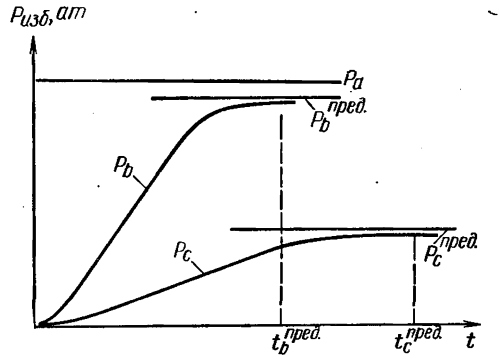


Рис. 142. Схема процессов в пескодувном резервуаре и в технологической емкости

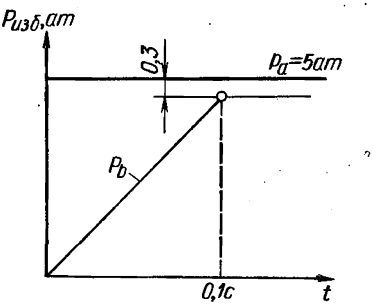


Рис. 143. Приближенный график процесса в пескодувном резервуаре

лением воздуха из сети (ступень $a \rightarrow b$) и расходом через вдувные отверстия (ступень $b \rightarrow c$). Это предельное давление найдем, положив в уравнении (72) $dp_b/dt = 0$:

$$p_b^{\text{пред}} = p_a \left(\frac{\psi_0}{\psi_1} \frac{\mu_0 f_0}{\mu_1 f_1} \right)^{\frac{2k}{k+1}}. \qquad (74)$$

Из этого выражения видно, что уровень предельного давления $p_b^{\text{пред}}$ зависит от отношения f_0/f_1 или $f_0/f_{ж1}$. Поэтому отношение сечений клапана дутья f_0 и вдувных отверстий f_1 следует рассматривать как важный конструктивно-технологический параметр, определяющий процесс.

Непосредственно из уравнений (72) нетрудно установить, что скорость возрастания давления p_b в пескодувном резервуаре, а значит и время $t_b^{\text{пред}}$, в течение которого достигается предельное давление в резервуаре (рис. 142), в основном определяются отношением f_0/V_b. Чем больше это отношение, тем больше dp_b/dt, тем меньше $t_b^{\text{пред}}$. Таким образом, отношение f_0/V_b является другим важнейшим конструктивным параметром пескодувной машины, определяющим ход процесса.

Расчеты кривых роста давления p_b некоторых пескодувных машин показывают, что в первом приближении можно принять рост p_b

по закону прямой линии с достижением предельного давления в течение промежутка времени 0,1—0,15 с. При этом если взять избыточное давление в сети $p_a = 5$ ат, часто встречающееся в практике, то можно считать, что предельное давление $p_b^{\text{пред}}$ получается на 0,3 ат ниже, чем p_a (рис. 143).

Процесс в технологической емкости

Процесс возрастания во времени давления воздуха p_c в технологической емкости описывается кривой (см. рис. 142), рассчитываемой по уравнению (73) (для верхней вентиляции ящика, без учета сопротивления фильтрации через слой смеси).

Давление p_c также приближается к некоторому предельному уровню $p_c^{\text{пред}}$, значение которого найдем, положив $dp_c/dt = 0$, в уравнении (73):

$$p_c^{\text{пред}} = p_b \left(\frac{\psi_1}{\psi_2} \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}\right)^{\frac{2k}{k+1}}. \qquad (75)$$

Максимальное противодавление $p_c^{\text{пред}}$, развивающееся в технологической емкости в конце процесса заполнения его смесью, должно быть по возможности низким, так как с увеличением этого противодавления падает скорость рабочей струи смеси и ее живая сила, т. е. основной фактор уплотнения. Из выражения (75) следует, что величина $p_c^{\text{пред}}$ определяется отношением f_1/f_2 или $f_{\text{ж1}}/f_2$. Это отношение, или же обратное ему отношение f_2/f_1, характеризует степень вентиляции технологической емкости и является одним из основных технологических факторов, определяющих процесс.

Что касается предельного времени $t_c^{\text{пред}}$, в течение которого заканчивается процесс наполнения смесью технологической емкости (заканчивается весь пескодувный процесс), то из уравнения (73) можно видеть, что скорость процесса dp_c/dt, а значит и время $t_c^{\text{пред}}$ в основном зависят от отношения f_1/V_c или $f_{\text{ж1}}/f_c$. Чем больше отношение f_1/V_c, тем быстрее протекает процесс, тем меньше $t_c^{\text{пред}}$. Это отношение f_1/V_c характеризует меру интенсивности надува технологической емкости и также является одним из важнейших технологических параметров пескодувного процесса.

Таким образом, основными конструктивными и технологическими параметрами, определяющими кинетику пескодувного процесса, следует считать рассмотренные выше четыре величины: f_0/V_b, f_0/f_1, f_1/V_c и f_2/f_1.

Расчет расхода сжатого воздуха

Расход сжатого воздуха удобнее всего определить по ступени $a \rightarrow b$ пескодувного процесса. Мгновенный расход воздуха по массе в кг/с составит

$$dQ = \mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}\, dt.$$

На рис. 144 в верхней части диаграммы представлено возрастание абсолютного давления p_b от 1 ат до $(p_a - 0{,}3)$ ат по прямой линии до отметки времени 0,100 с, как это можно принять для средних условий при приближенном расчете. После $t_3 = 0{,}100$ с и до конца дутья, именно до $t_4 = 0{,}150$ с, абсолютное давление p_b остается постоянным и равным $(p_a - 0{,}3)$ ат $= 6 - 0{,}3 = 5{,}7$ ат.

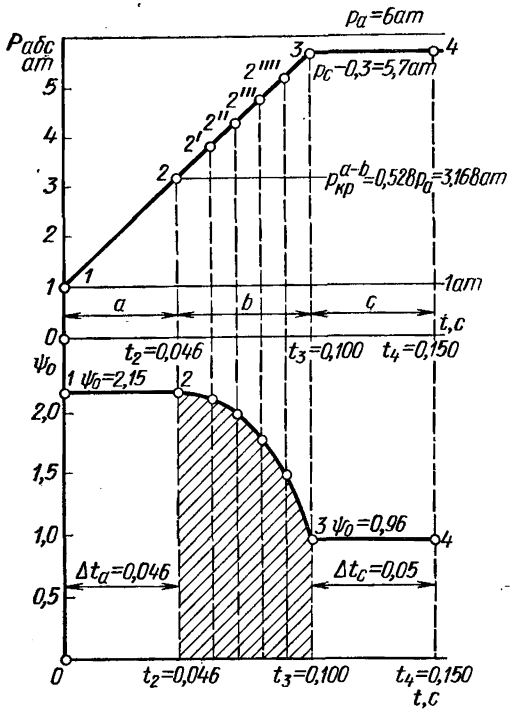


Рис. 144. Схема к расчету расхода сжатого воздуха в пескодувном процессе

При таком принятом для упрощения расчета изменении давления p_b в течение процесса величина ψ_0 будет изменяться следующим образом.

На участке *a*, пока абсолютное давление p_b будет меньше критического давления $p_{кр}^{a \to b} = 0{,}528\, p_a = 3{,}168$ ат, т. е. в интервале от точки *1* до точки *2*, на протяжении времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = 0{,}046$ с, величина $\psi_0 = \psi_{max} = 2{,}15$ (см. кривую изменения ψ_0 по времени в нижней части рис. 144).

На участке *b* при возрастании p_b от $p_{кр}^{a \to b}$ до $(p_a - 0{,}3)$ ат, т. е. в интервале от точки *2* до точки *3*, на протяжении времени от $t_2 = 0{,}046$ до $t_3 = 0{,}100$ с, величина $\psi_0 = var$, зависящая от отношения p_b/p_a, будет постепенно уменьшаться.

Наконец, на участке *c*, при постоянном p_b, равном $(p_a - 0{,}3)$ ат $= 5{,}7$ ат, в интервале от точки *3* до точки *4*, на протяжении времени от $t_3 = 0{,}100$ до $t_4 = 0{,}150$ с, величина ψ_0 не изменяется и имеет значение, соответствующее неизменяющемуся здесь отношению p_b/p_a.

Суммарный расход воздуха за весь процесс можно представить по участкам в виде суммы трех слагаемых следующим образом:

$$Q = \int_0^{t_4} \mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{v_a}}\, dt = \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \left[\psi_{max} \Delta t_a + \int_{t_2}^{t_3} \psi_0\, dt + (\psi_0)_c \Delta t_c \right], \quad (76)$$

где $(\psi_0)_c$ — значение ψ_0 на участке *c*.

Вычисляем ψ_0 для промежуточных точек на участке b, а также величину $(\psi_0)_c$ для точки *3*:

Точки	*2'*	*2''*	*2'''*	*2''''*	*3*
t	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100
p_b	3,825	4,294	4,763	5,232	5,700
p_b/p_a	0,637	0,716	0,794	0,872	0,950
ψ_0	2,09	1,98	1,78	1,49	0,96

Строим по точкам кривую ψ_0 на участке b. Площадь под ней (заштрихована на графике) и будет равна интегралу $\int_{t_2}^{t_3} \psi_0\, dt$, входящему в формулу расхода воздуха. В нашем случае эта площадь составляет 0,098 м$^{1/2}$ (размерность ψ_0 м$^{1/2}$/с).

Если принять при некотором типовом режиме дутья рост давления воздуха в пескодувном резервуаре согласно рис. 144, но несколько увеличить время дутья, взяв его с запасом, равным 0,200 с (вместо 0,150 с, как на рис. 144), то, очевидно, для любой пескодувной машины, работающей по этому режиму дутья, величина выражения в квадратной скобке формулы (76) составит

$$[2{,}15 \cdot 0{,}046 + 0{,}098 + 0{,}96 \cdot 0{,}100] = 0{,}099 + 0{,}098 + 0{,}096 = 0{,}293 \text{ м}^{1/2}.$$

Следовательно, объемный расход свободного воздуха на одну операцию надува для любой пескодувной машины и при абсолютном давлении воздуха в сети 6 ат будет

$$V = 0{,}84 \cdot 0{,}293 \cdot 0{,}8 \sqrt{\frac{6 \cdot 10^4}{0{,}14}}\, f_0 = 128 f_0 \text{ м}^3,$$

где f_0 — проходное сечение клапана дутья при полном открытии его, м^2; 0,84 — удельный объем воздуха $v_{\text{тех}}$ при технических условиях, м^3/кг; 0,8 = μ_0 — коэффициент расхода клапана дутья.

Выразив f_0 в см^2 и округляя, получим окончательно

$$V = 0{,}013 f_0 \text{ м}^3\text{св.в.} \qquad (77)$$

Так, для пескодувной машины мод. 287 проходное сечение клапана дутья f_0 = 1580 мм^2 = 15,8 см^2 и расход свободного воздуха на одну выдувку по формуле (77) будет $V = 0{,}013 \cdot 15{,}8 = 0{,}2$ м^3.

При другом абсолютном давлении воздуха в сети $p \neq 6$ ат расход V, очевидно, изменяется пропорционально выражению $\sqrt{\frac{p_a}{p_b}}$, как это следует из уравнения (76). Выразив v_a через параметры воздуха при технических условиях: абсолютное давление $p_a = 1$ ат и $v_a = v_{\text{тех}} = 0{,}84$ м^3/кг, получим

$$v_a = \frac{0{,}84}{p_a^{1/k}}$$

и

$$\sqrt{\frac{p_a}{v_a}} = \frac{1}{\sqrt{0{,}84}}\, p_a^{\frac{k+1}{2k}} = \frac{1}{\sqrt{0{,}84}}\, p_a^{0{,}85}.$$

Таким образом, при изменении давления воздуха в сети в некоторых пределах, не меняющих существенно количественного характера изменения величин ψ_0 по ходу процесса, расход воздуха на пескодувный процесс будет изменяться пропорционально значению $p_a^{0,85}$. Так, если V_5 — расход, рассчитанный по формуле (77), т. е. для избыточного давления в сети 5 ат, то для других давлений p_a расход V_p составит при избыточном давлении $p_a = 6; 5; 4$ ат $V_p/V_5 = 1{,}140; 1{,}000; 0{,}855$.

§ 3. СОЧЕТАНИЕ ПЕСКОДУВНОГО ПРОЦЕССА С ПРЕССОВАНИЕМ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ

Ранее отмечалось, что основным недостатком прессования как метода уплотнения литейных форм является переуплотнение смеси в пространстве над моделью и недостаточное уплотнение в пространстве вокруг высокой модели и между моделями. Если $H_м$ высота модели, а H — высота опоки, то нетрудно доказать, что указанная неравномерность степени уплотнения составляет

$$\delta_{max} - \delta_{min} = (\delta_{max} - \delta_0)\frac{H_м}{H}, \qquad (78)$$

где δ_{max} — средняя степень уплотнения (после прессования) столба формовочной смеси в опоке над моделью; δ_{min} — то же, в пространстве вокруг модели; δ_0 — начальная плотность смеси в опоке перед прессованием.

Отсюда следует, что неравномерность уплотнения $\delta_{max} - \delta_{min}$ уменьшается при увеличении начальной плотности δ_0. Так, если взять относительно высокую опоку и принять для нее $H_м/H = 0{,}7$, а величину δ_{max} в пространстве над моделью равной 1,7 г/см³, то в зависимости от начальной плотности δ_0 получаются следующие значения неравномерности уплотнения $\delta_{max} - \delta_{min}$ и относительной деформации h/H:

δ_0, г/см³	1	1,2	1,4	1,5
$\delta_{max} - \delta_{min}$, г/см³	0,49	0,35	0,21	0,14
δ_{min}, г/см³	1,21	1,35	1,49	1,56
h/H	0,21	0,13	0,06	0,04

На основании этого в качестве одного из способов уплотнения литейных форм (для всего диапазона мелкого и среднего литья) можно рекомендовать сочетание предварительного уплотнения пескодувным или пескострельным способом с последующим прессованием или подпрессовкой. Подпрессовка желательна нижняя в размере до 10% относительной деформации.

В таком процессе сочетаются наиболее быстродействующие способы уплотнения — пескодувный и прессовый. Предварительное уплотнение формы пескодувным способом одновременно сопровождается заполнением формы смесью и, таким образом, отпадает необходимость в отдельном выполнении этой операции. Пескодувный, пневматический способ наполнения смесью форм может также хорошо

сочетаться с пневматическим транспортом смеси к формовочным машинам. При этом отпадает необходимость установки громоздких бункеров над машинами, бункера превращаются в небольшие герметизированные проходные воронки-дозаторы, подающие смесь в пескодувные резервуары машин. Пескодувный процесс при этих условиях можно вести с более низким давлением воздуха, что значительно сократит расход воздуха. Целесообразно также применять для предварительного надува форм пескострельный процесс.

С развитием прессования под высоким давлением (и последующего комбинированного способа встряхивания с одновременным прессованием) изготовление разовых форм высокой твердости для получения в них более точных отливок являлось и является сейчас основным направлением в технологии поточно-массового литейного производства. Поэтому в настоящее время пескодувно-прессовый процесс осуществляется уже в соответствии с этим новым уровнем интенсификации уплотнения, а именно с применением высоких давлений прессования и высокопрочных формовочных смесей. Это отличает современное решение от упомянутых прежних вариантов пескодувно-прессового процесса, в которых подпрессовка после надува формы смесью не была интенсифицирована. Новая модификация пескодувно-прессового процесса находит широкое применение в практике для изготовления стопочных безопочных форм.

Современные пескодувно-прессовые машины для горизонтально-стопочных безопочных форм

Разработка машин этого типа началась в 60-х годах в Англии, где фирма «Wallwork» создала формовочный автомат, принцип работы которого показан на рис. 145. Безопочные формы, или блоки, формуемые на этой машине, собираются в виде двух непрерывных горизонтальных стопок, постепенно проталкиваемых по склизам на заливку. Каждый блок в стопке используется с обеих сторон для отпечатков моделей, подобно стопочной формовке. Позиция уплотнения форм находится в середине машины, имеется пескодувный механизм и два гидроцилиндра для последующего после надува прессования блоков, или форм. Блоки формуются в рамке, имеющей две полости и делающей горизонтальные возвратно-поступательные движения между позицией уплотнения и находящимися справа и слева от нее позициями выталкивания форм. Горизонтальные стопки форм проталкиваются по склизам на заливку и далее на пульсирующих конвейерах на выбивку.

Наибольшее распространение в современной практике получила машина «Disamatic» (разработанная датской фирмой «Dansk Industri Syndikat»), которая выдает не две, а одну стопку (линию) безопочных блоков. На рис. 146 показаны последовательные фазы процесса получения форм на этой машине.

В положении *а* производится заполнение камеры машины, в которой формуется блок, смесью из пескодувной (пескострельной) головки машины. В положении *б* основной плунжер гидроцилиндра

производит прессование формуемого блока. Масло под давлением впускается в цилиндр, как показано стрелкой. Давление прессования составляет в машинах разных размеров от 20 до 30 кгс на 1 см^2 прессуемой формы. В положении *в* передняя (левая) стенка камеры отодвигается в сторону стопки форм (блоков) (влево на схеме), для чего масло под давлением впускается в кольцевое пространство заднего плунжера подвижной рамы машины. Масло же из основного (среднего) рабочего пространства гидроцилиндра (между основным и задним плунжерами) вытесняется кверху, в цилиндр аккумулятора. Левая стенка камеры при этом, отходя от машины, в то же

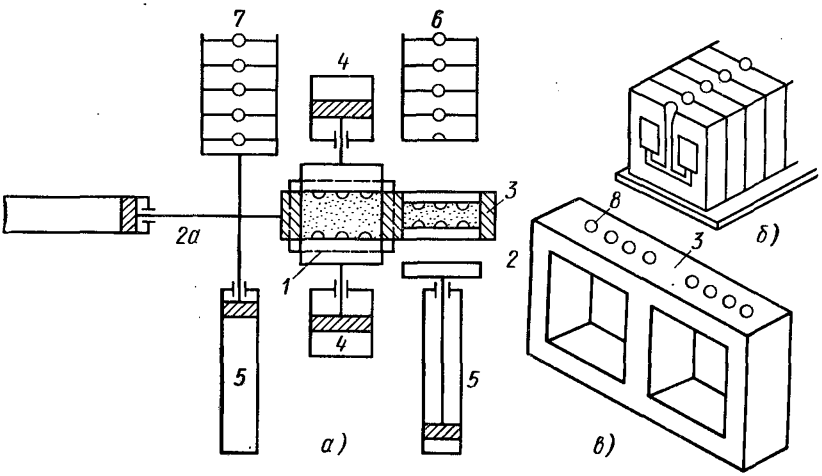


Рис. 145. Принцип работы пескодувно-прессовой машины Wallwork для горизонтально-стопочной безопочной формовки:

а — схема компоновки; *б* — стопка готовых форм (блоков); *в* — двухместная рамка для формовки; *1* — позиция надува с последующим прессованием; *2* и *2а* — дублированная позиция выталкивания блоков из рамки; *3* — рамка для формовки блоков; *4* — прессовые цилиндры; *5* — цилиндры для выталкивания заформованных блоков из рамки; *6* и *7* — стопка готовых форм (блоков); *8* — вдувные отверстия рамки

время поворачивается на шарнире в горизонтальное положение, кверху. Одновременно пескодувный резервуар дополняется формовочной смесью. В положении *г* очередная уплотненная форма, или безопочный блок, передвигается от машины и присоединяется к стопке блоков, причем этим движением передвигается и вся стопка на толщину одного блока. В положении *д* задняя (правая) стенка камеры возвращается назад в машину, и, наконец, в положении *е* возвращается в исходное положение также передняя (левая) стенка камеры.

Машины этого типа выпускают для безопочных стопочных форм с размерами 500 и 600 мм по ширине и от 400 до 775 мм по высоте при толщине блоков от 125 до 400 мм с металлоемкостью формы до 750 кг и имеют цикловую часовую производительность от 240 до 300 блоков (форм) в час. Формы могут иметь стержни, которые устанавливаются на вертикальных разъемах блоков с помощью осо-

бого стержнеукладчика, принцип работы которого показан на рис. 147. На эскизах *а* и *б* схематически представлен вид на машину со стороны стопки блоков. Стержнеукладчик имеет вертикальную плиту, в гнезда которой оператор вставляет стержни, удерживающиеся на ней присосом (вакуумом) в их знаках (эскиз *а*). Затем эта плита со стержнями поворачивается и вводится в зону стопки блоков (эскиз *б*),

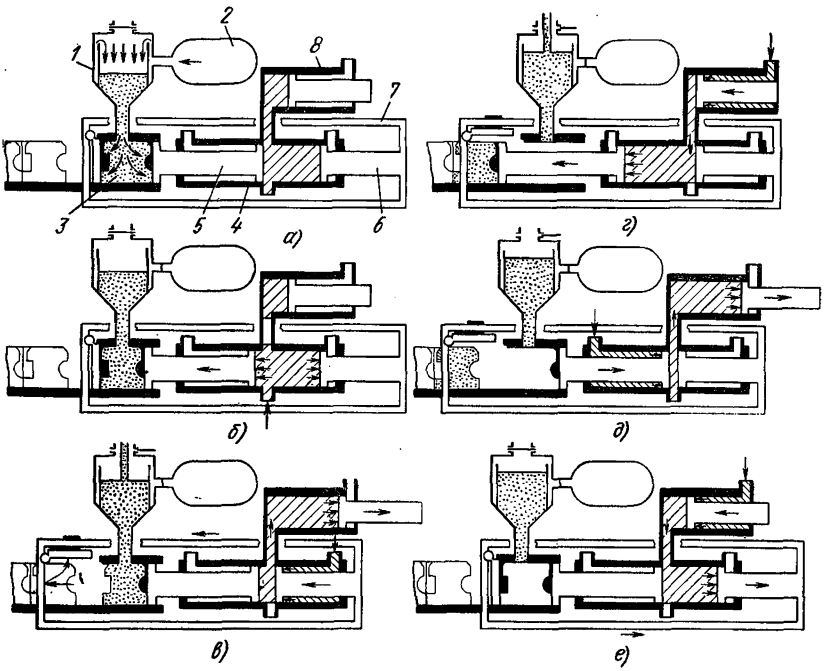


Рис. 146. Последовательные фазы цикла пескодувно-прессовой машины «Disamatic» для горизонтально-стопочной безопочной формовки:

а — надув формы (блока); *б* — прессование блока; *в* — отвод передней стенки камеры с ее поворотом кверху; *г* — выталкивание заформованного блока из камеры; *д* — возвращение задней стенки камеры; *е* — возвращение передней стенки камеры; *1* — пескодувный резервуар; *2* — ресивер; *3* — камера машины; *4* — гидроцилиндр прессования; *5* — основной плунжер (прессования); *6* — задний плунжер (рамы); *7* — подвижная рама; *8* — аккумулятор

передвигается в горизонтальном направлении и вкладывает имеющиеся на ней стержни в очередную (крайнюю) форму, или блок (эскиз *в*). В этот момент вакуум, удерживающий стержни в гнездах плиты стержнеукладчика, снимается, и стержни остаются в блоке в своих знаках, в которых они удерживаются за счет соответствующих допусков их размеров (с некоторым натягом). Стержнеукладчик отходит обратно от стопки блоков (эскиз *г*), и далее плита его поворачивается в исходное положение (эскиз *д*).

Заливка стопки формы (блоков) производится по мере их продвижения на неподвижном склизе (а в модели машины наибольшего размера — на склизе с принудительным периодическим движением). Дальнейшее затвердевание и охлаждение отливок происходит на

транспортере (рис. 148), который обычно делается без привода. Стопка блоков сама передвигается по нему, проталкиваемая каждый раз очередным блоком, выдаваемым машиной.

Пескодувно-прессовые формовочные автоматы и автоматические линии типа «Дизаматик» в настоящее время получили широкое рас-

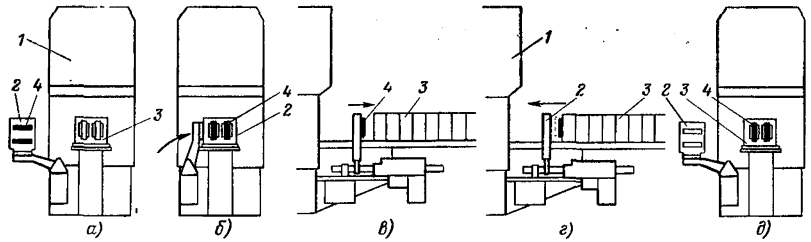


Рис. 147. Принцип работы стержнеукладчика:

1 — машина; *2* — плита стержнеукладчика; *3* — стопка блоков; *4* — стержни

пространение в поточно-массовом производстве мелких отливок, в том числе взамен прежнего метода безопочной формовки в съемных опоках.

Кроме рассмотренной машины типа «Дизаматик», в последнее время разработаны и находят промышленное применение автоматические машины для изготовления безопочных форм с горизонтальным разъемом. Так, в ФРГ разработан пескодувно-прессовый автомат

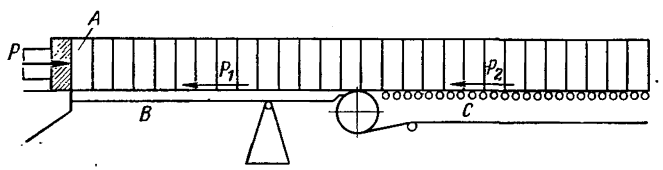


Рис. 148. Стопка безопочных блоков, выдаваемая машиной:

A — первый (очередной) блок стопки; *B* — зона заливки; *C* — зона затвердевания и охлаждения отливок

системы Бюлер (Bühler) с цикловой производительностью 150 блоков (форм) в час размером до 720 × 720 мм и высотой формы (верх плюс низ) до 600 мм. Верхний и нижний блоки формуются на машине одновременно в специальных опоках с помощью надува верхнего блока сверху и нижнего снизу, а затем одновременным прессованием с давлением 9 кгс/см² [85].

§ 4. КОНСТРУКТИВНЫЕ ТИПЫ ПЕСКОДУВНЫХ И ПЕСКОСТРЕЛЬНЫХ МАШИН

Машины для изготовления стержней в настоящее время делают чаще всего с пескострельным механизмом надува.

Пескодувные стержневые машины выполняют как однопозиционными (рис. 149), так и многопозиционными, а последние либо кару-

сельными, с периодическим вращением стола, либо двухпозиционными, с челночным движением двухместной тележки между позициями надува и вытяжки стержня, как показано на схеме рис. 150.

На схеме *а* компоновки (рис. 150) машина имеет две качественно различные позиции — надува и разборки ящика, с дублированной позицией разборки. Поэтому по существу она является двухпозиционной, хотя территориально на ней имеется три позиции. Компоновка *б* дает по сути процесса машину с одной позицией, но территориально разбитой на два рабочих места, и процесс на ней выполняется по однопозиционному циклу.

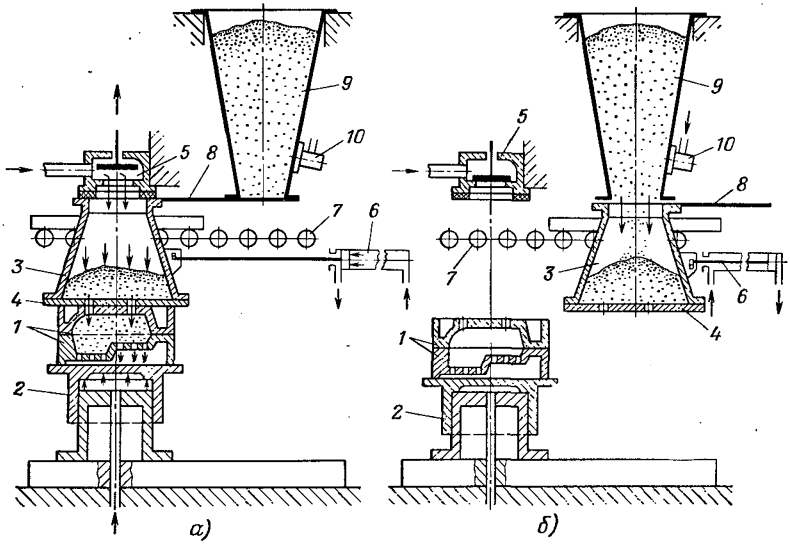


Рис. 149. Схема компоновки однопозиционной пескодувной стержневой машины:

а — надув стержня; *б* — наполнение пескодувного резервуара смесью из бункера; *1* — стержневой ящик; *2* — пневматический стол; *3* — пескодувный резервуар; *4* — дутьевая плита; *5* — клапан дутья; *6* — пневматический толкатель; *7* — рольганг; *8* — козырек; *9* — бункер; *10* — вибратор бункера

На рис. 149 показано расположение агрегата однопозиционной стержневой машины с пескодувным резервуаром простейшего типа, который из положения надува переводится толкателем по рольгангу под бункер для наполнения смесью. Такие резервуары с впуском воздуха в пространство над смесью сверху удовлетворительно работают с хорошо текучими стержневыми смесями. Позднейшие пескодувные стержневые машины имеют более сложные резервуары с периферийным впуском воздуха и с механической ворошилкой. Кроме того, они, как и все пескострельные машины, имеют неподвижный резервуар, который не отводится в сторону для зарядки смесью, а получает ее из бункера типа вибрируемого лотка, расположенного непосредственно над резервуаром. На рис. 151 показана компоновка агрегатов такого типа пескострельной стержневой машины.

Современная технология изготовления стержней с повышенной точностью геометрических размеров, широко применяемая в поточно-массовом производстве, заключается в получении их на пескострельных машинах по горячим ящикам, в которых они и отверждаются на самой стержневой машине (Hot-box процесс). Для этого применяют специальные стержневые смеси со связующими на основе фурановых и карбамидно-фурановых смол с катализаторами, которыми служат минеральные или органические кислоты. Наибольшее распространение в отечественной автомобильной промышленности получили марки карбамидно-фурановых связующих: Кф-90 для отливок из серого и ковкого чугуна и стали и Кф-40 для алюминиевого литья.

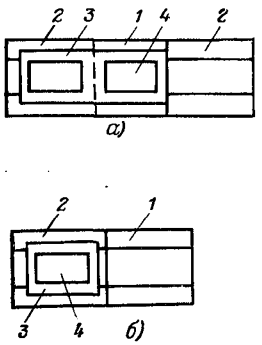


Рис. 150. Схемы компоновки двухпозиционных пескодувных стержневых машин с челночным движением тележки:

а, *б* — варианты компоновки; *1* — позиции дутья; *2* — позиции вытяжки стержней; *3* — тележка; *4* — стержневые ящики

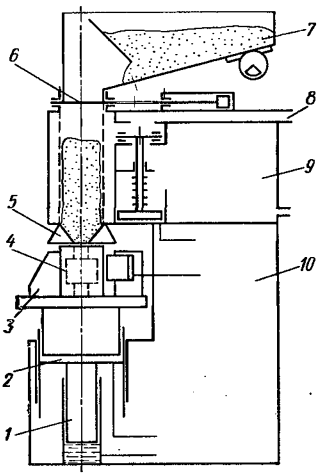


Рис. 151. Схема компоновки (однопозиционной) пескострельной стержневой машины:

1 — гидропневматический цилиндр установки стола по высоте; *2* — пневмоцилиндр прижима стола; *3* — зажим ящика; *4* — стержневой ящик; *5* — пескострельная головка; *6* — шибер; *7* — бункер (виброжелоб); *8* — выхлопная труба; *9* — ресивер; *10* — станина

Катализатор ЛС-Ф-А применяют для смолы Кф-90, а катализатор ЛС-Ф-Б для смолы Кф-40. Стержневые песчаные смеси имеют в своем составе 2,5—2,75% связующего (смолы) и 0,5—0,7% катализатора в смесях со смолой Кф-90 и 0,35 — 0,5% в смесях со смолой Кф-40 [51].

Живучесть стержневых смесей на основе смол Кф-90 и Кф-40 составляет 6—7 ч. Оптимальная температура отверждения 220° С, время отверждения (в нагретом ящике) 20—40 с.

Машины, применяемые для получения стержней по горячим ящикам, имеют пескострельный механизм надува и выполняются как однопозиционными, двухпозиционными с челночной тележкой, так и карусельными многопозиционными. Нагрев осуществляется либо элементами электросопротивления, либо газовыми горелками. На карусельных машинах часть позиций объединяется в прохладную печь, через которую проходят ящики с отверждаемыми стержнями.

Еще более точные стержни получают отверждением их в стержневых ящиках при комнатной температуре из так называемых холоднотвердеющих смесей (Cold-box процесс). Этот наиболее новый способ в последние годы находит широкое применение в промышленности и является весьма перспективным.

Стержни по этому способу изготовляют из песчаных смесей, имеющих в качестве связующих фурановые, карбамидные, карбамидно-фурановые, фенольно-фурановые и другие смолы в количестве 2—3% по массе и в качестве катализатора чаще всего ортофосфорную кислоту в количестве 0,7—1,5%. Холоднотвердеющие смеси

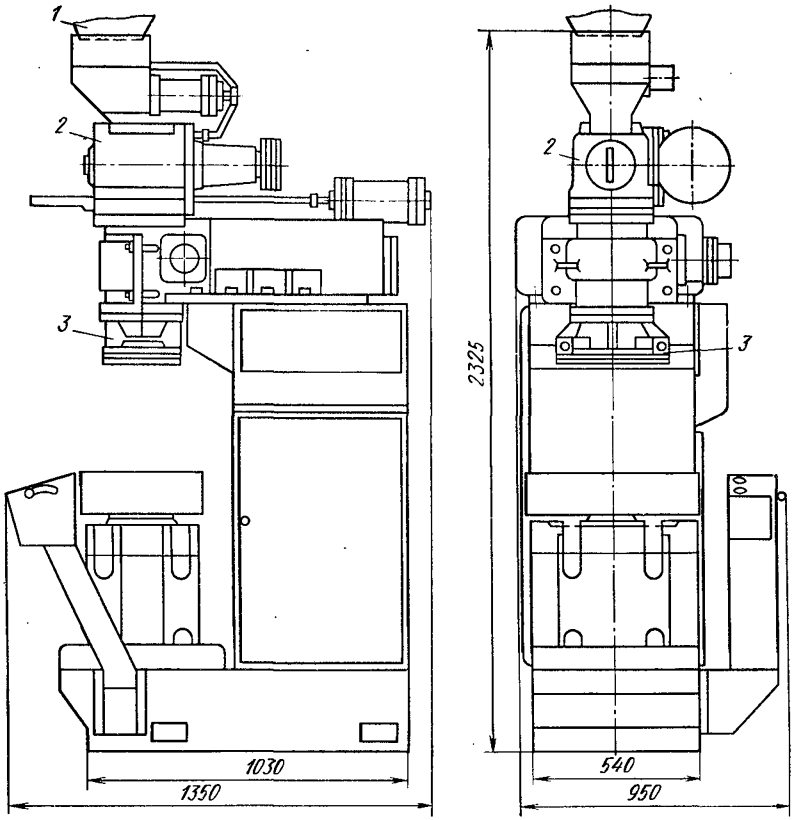


Рис. 152. Схема компоновки однопозиционной пескострельной машины для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей:

1 — цеховой бункер; *2* — лопаточный смеситель периодического действия; *3* — пескострельная головка.

Машина полуавтоматическая мод. 4723; масса стержня до 6 кг; размеры ящика до 350 × × 250 × 320 мм; объем пескострельного резервуара 10 л; производительность 100—120 съемов в час

имеют очень малую живучесть — несколько минут (в зависимости от вида и количества катализатора). Выдержка стержня в стержневом ящике для отверждения — от 2 до 5 мин.

Машины, применяющиеся для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей, можно разделить на два конструктивных и принципиальных типа: пескострельные машины с встроенным в них смесителем и машины со смесителем, расположенным на поворотном хоботе, часто снабженном пескометной головкой, и каруселью для отверждения и вытяжки стержней.

Ввиду малой живучести холоднотвердеющая смесь на пескострельных машинах первого типа перемешивается в коротком лопаточном смесителе периодического действия, расположенном непосредственно над пескострельной головкой, куда она и разгружается из смесителя для немедленного вдувания в стержневой ящик. Такие машины выполняются как однопозиционными (рис. 152), так и двух-

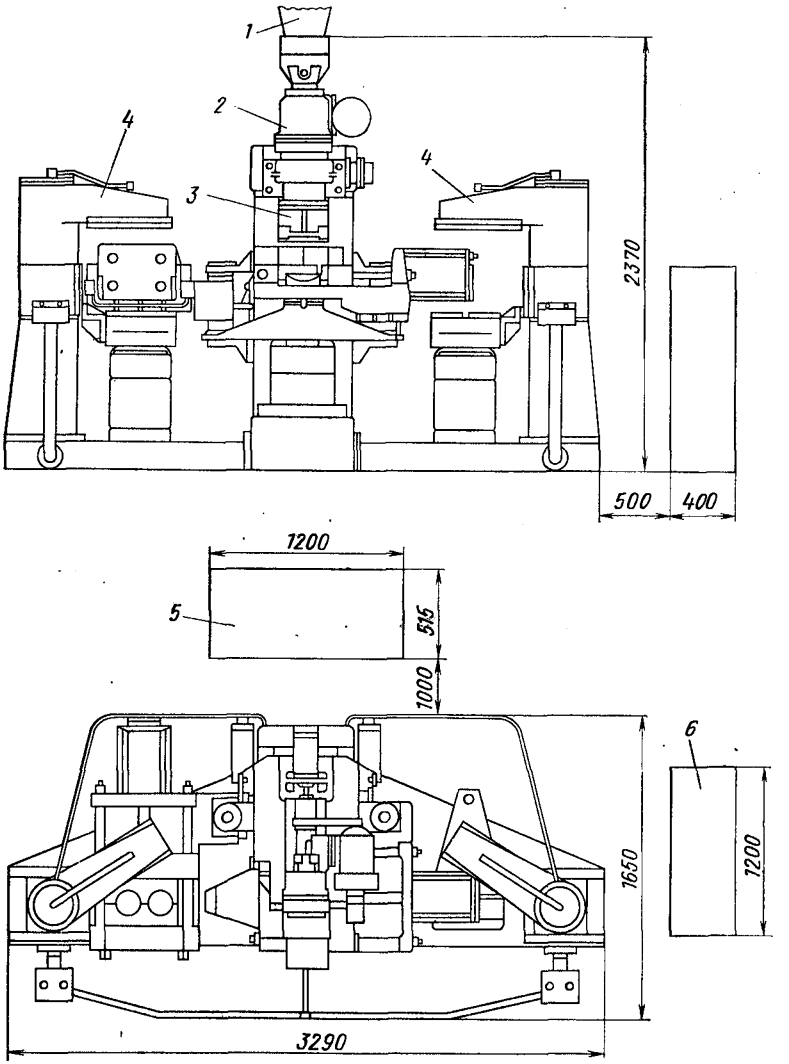


Рис. 153. Схема компоновки двухпозиционной пескострельной машины для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей:

1 — цеховой бункер; *2* — смеситель; *3* — пескострельная головка; *4* — продувочные устройства; *5* — бак для связующего и катализатора; *6* — пульт управления.

Машина полуавтоматическая мод. 4730; масса стержня до 6 кг; размеры ящика 400 × × 300 × 125/125 мм высоты; объем пескострельного резервуара 10 л; производительность 60—80 съемов в час

позиционными челночного типа (рис. 153) и многопозиционными карусельными (рис. 154).

На машинах второго типа смесь перемешивается также в лопаточном смесителе, который монтируется на поворотной консоли. Из него смесь непрерывно поступает в пескометную головку, из которой выбрасывается в стержневой ящик. Однако машины этого типа по методу уплотнения смеси в ящике уже не являются пескодув-

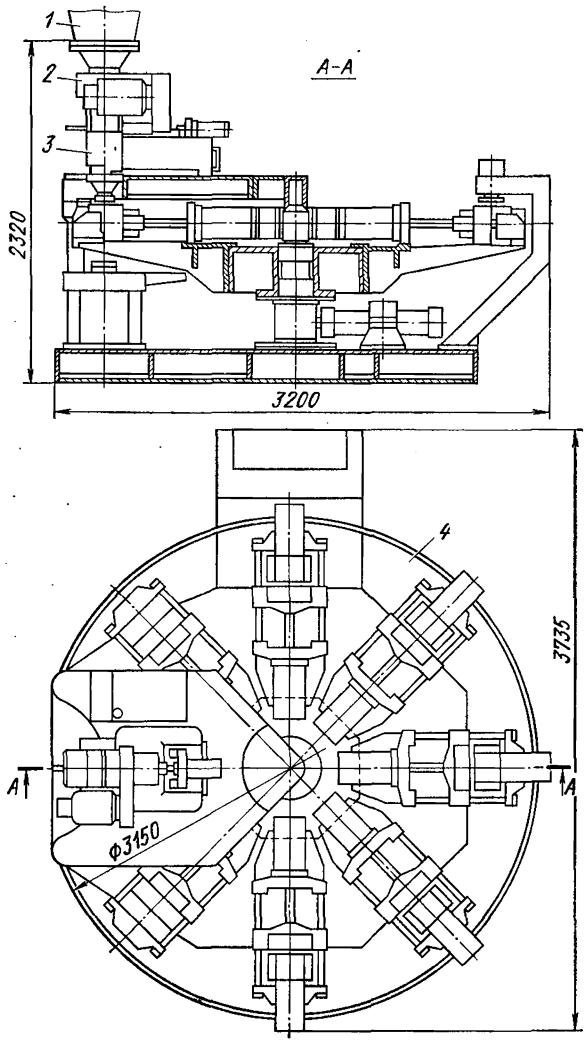


Рис. 154. Схема компоновки восьмипозиционной пескострельной машины для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей:

1 — цеховой бункер; *2* — смеситель; *3* — пескострельная головка; *4* — карусель с механизмами зажима ящиков

Машина автоматическая мод. 4716А; масса стержня до 6 кг; размеры ящика 400 × 300 × × 125/125 мм высоты; объем пескострельного резервуара 10 л; производительность 150—180 съемов в час

ными, а принадлежат к классу пескометов, и мы их рассмотрим в следующей главе.

Упомянутый процесс получения стержней из холоднотвердеющих смесей с применением жидких связующих типа фурановых смол и жидких катализаторов является вариантом Cold-box процесса, нашедшим практическое применение в отечественной промышленности. Этот вариант был предложен фирмой «GISAG» (ГДР) и поэтому называется иногда Гизаг-процессом.

Другой вариант Cold-box процесса был разработан английской фирмой «Ashland» и заключается в том, что смесь, которой заполняется стержневой ящик на пескодувной машине, содержит лишь песок и связующее (фурановую смолу), без катализатора, и поэтому обладает большой живучестью. После же того как стержень в ящике заформован, он продувается специальным газообразным катализатором и при этом отверждается в ящике. Применяемый в этом процессе газообразный катализатор сильно токсичен, и продувка стержня в ящике по этому методу осуществляется с герметизацией ящика,

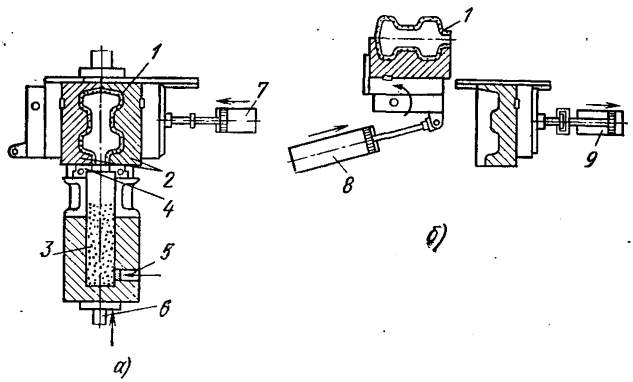


Рис. 155. Принцип получения пескодувным методом корковых (пустотелых) стержней из смесей на пульвербакелите [106]:

а — позиция надува (многопозиционной машины); *б* — позиция разборки ящика и извлечения стержня; *1* — корковый стержень; *2* — стержневой ящик; *3* — пескодувный резервуар; *4* — водоохлаждаемая дутьевая плита; *5* — впуск сжатого воздуха; *6* — прижим пескодувного резервуара к ящику; *7* — цилиндр зажима ящика; *8* — цилиндр поворота половинки ящика; *9* — цилиндр отвода второй половинки ящика на позиции разборки

выводам из него газообразных продуктов и обезвреживанием их в специальном скруббере с поглощающей жидкостью. В ряде зарубежных стран Эшленд-процесс находит применение в практике, однако в отечественном литейном производстве он не применяется.

В заключение обзора конструктивных типов пескодувных стержневых машин отметим еще машины для получения корковых (пустотелых) стержней из смесей с пульвербакелитом, принцип работы которых показан на рис. 155. Стержни изготовляются в горячих ящиках. Вдувают смесь в ящик снизу. После вдувания смеси в полость ящика давление в пескодувном резервуаре снимается, и часть смеси, не успевшая затвердеть на стенках ящика, высыпается из полости ящика опять в пескодувный резервуар.

Глава V
ПЕСКОМЕТЫ

§ 1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ТИПЫ ПЕСКОМЕТОВ

Пескомет представляет собой метательную машину, которая бросает формовочную смесь в опоку, одновременно наполняя ее и производя уплотнение смеси.

Прообразом пескометов можно считать формовочную машину, в которой смесь поднималась на высоту около 4,5 м наклонным ковшовым элеватором и с этой высоты сбрасывалась в опоку, находящуюся внизу. При падении в опоку смесь в ней уплотнялась. Чтобы получить равномерное по всей площади опоки наполнение, опоку устанавливали на особые приводные качели, на которых она качалась, как маятник, под потоком падающих в нее порций формовочной смеси. Машина эта, однако, в промышленности не привилась.

В 20-х годах в США был сконструирован центробежный пескомет, который оказался эффективной машиной и нашел широкое промышленное применение. В настоящее время центробежные пескометы являются единственным и общераспространенным видом пескометов и применяются для уплотнения как литейных форм, так и стержней. Попытка создать в 30-х годах в Германии пневматические пескометы, подающие формовочную смесь в опоку сжатым воздухом по гибкому рукаву, не увенчалась успехом. Эти пескометы не распространились, так как потребляли в несколько раз больше энергии по сравнению с центробежными пескометами и имели ряд эксплуатационных недостатков: засорение, износ рукава и выбрасывающего смесь сопла и др.

Основным рабочим органом современного центробежного пескомета является метательная головка, представляющая собой быстровращающийся ротор с одной, двумя или тремя лопатками. Эти лопатки и выбрасывают из кожуха головки порции, «пакеты» формовочной или стержневой смеси с большой скоростью вертикально вниз, в набиваемую опоку или стержневой ящик. Таким образом, пескомет механизирует старинный прием формовщиков ручной формовки, заключающийся в том, что для лучшего уплотнения смеси в углах или глубоких впадинах модели или ящика берут пригоршню смеси и с размаха бросают ее в это трудноуплотняемое место. Для обслуживания всей площади опоки или ящика метательная головка центробежного пескомета монтируется на двух рычагах, или «руках», так что ее можно водить над набиваемой опокой. Формовочная же смесь подводится к метательной головке непрерывно с помощью системы ленточных конвейеров.

Метательная головка центробежного пескомета (рис. 156). Быстро вращающийся на горизонтальном валу ротор приводится непосредственно от электродвигателя. На роторе крепится одна (как показано на данной схеме) сменная лопатка или ковш. Формовочная или стержневая смесь непрерывно поступает с ленточного конвейера в кожух головки в осевом направлении через окно в задней стенке кожуха. Поток смеси отсекается быстровращающейся лопаткой, формируется под действием центробежных сил в пакет и продвигается лопаткой по окружности (на схеме против часовой стрелки).

При этом продвижении пакет смеси ограничивается с периферии стальной направляющей дугой, которую закрепляют в головке якорным болтом и устанавливают строго по дуге окружности с минимальным зазором по отношению к кромке лопатки. При передвижении лопаткой вдоль направляющей дуги пакет смеси под действием центробежных сил приобретает некоторое уплотнение.

После того как пакет смеси и лопатка ротора пройдут горизонтальный радиус головки, где кончается направляющая дуга, начинается соскальзывание пакета с лопатки, так как теперь с периферии пакет уже не имеет ограничивающей поверхности дуги. В некотором положении лопатки, показанном на рисунке штриховой линией, центр тяжести пакета достигает окружности выходной кромки лопатки, и пакет смеси сходит с лопатки. В этот момент пакет приобретает под действием центробежных сил некоторую выходную скорость w относительно лопатки. Абсолютная скорость схода v пакета с ротора получается как геометрическая сумма этого вектора w и вектора u переносной, окружной скорости пакета на выходной окружности ротора.

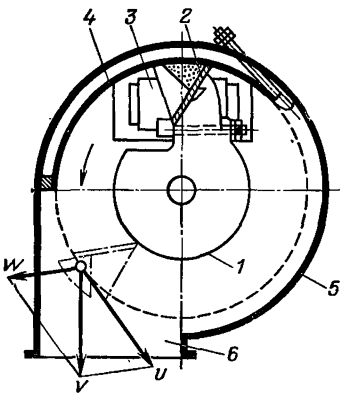


Рис. 156. Схема метательной головки центробежного пескомета:

1 — ротор; *2* — сменная лопатка, или ковш; *3* — ленточный конвейер, подающий в головку формовочную смесь; *4* — направляющая дуга; *5* — кожух головки; *6* — выходной патрубок кожуха

Современные центробежные пескометы выпускают производительностью до 60 м^3/ч (по уплотненному объему смеси). Они имеют диаметр окружности ротора (окружности вращения выходной кромки лопатки) 400—800 мм. Частота вращения ротора $n = 1000 \div 1500$ об/мин; число лопаток на роторе от 1 до 3. Выходная абсолютная скорость v пакетов смеси должна быть достаточной для получения надлежащего уплотнения литейных форм — не менее 30 м/с и до 45—60 м/с.

Для уменьшения потерь мощности на трение пакетов смеси о направляющую дугу, прижимаемых к ней центробежной силой, были сделаны попытки уменьшить длину этой направляющей дуги путем применения подачи смеси в головку не в осевом направлении, а в плоскости вращения ротора, как показано на рис. 157. Ротор головки при этом повернут на 90° относительно его прежнего положения на конце малого рукава пескомета.

Типы пескометов и их применение. Пескомет является единственным видом формовочной машины, не связанной непосредственно с опокой и модельной плитой или стержневым ящиком. Поэтому его можно эффективно использовать для набивки как единичных разнообразных литейных форм и стержней в единичном и мелкосерийном производстве, так и однотипных форм и стержней в условиях массового и крупносерийного производства. Практическое применение

пескометов ограничивается размерами набиваемых форм и стержней. При слишком малых их размерах получаются значительные потери формовочной смеси, просыпающейся мимо при набивке вблизи края опоки или ящика. При бо́льших же их размерах потери смеси относительно небольшие.

В условиях массового производства единообразие набиваемых форм или стержней позволяет легко осуществить подвод их в рабочую зону, под головку пескомета, на каком-либо конвейере или карусели. Сам же пескомет при этом целесообразно выполнять стационарным, что упрощает его конструкцию.

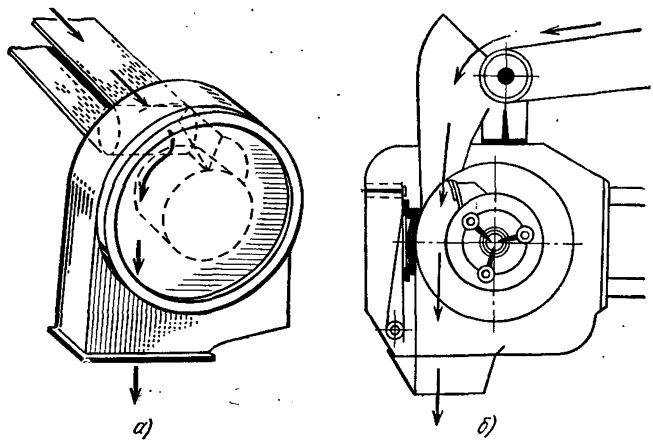


Рис. 157. Варианты подачи смеси в головку пескомета в осевом направлении (*а*) и в плоскости вращения ротора (*б*)

На рис. 158 показана компоновка простейшего стационарного пескомета. Метательная головка монтируется на конце малого рычага, или рукава пескомета, который на вертикальном шарнире укреплен на конце большого рукава, а последний также на шарнире укреплен на неподвижной тумбе, или станине. Таким образом, большой рукав может поворачиваться в горизонтальной плоскости относительно тумбы, а малый рукав дополнительно — относительно большого рукава. Такое сочленение дает возможность головке обслуживать всю площадь набиваемой опоки или стержневого ящика.

Питание формовочной смесью осуществляется двумя ленточными конвейерами, один из которых монтирован на большом, а другой на малом рукаве. Первый из них получает смесь со стационарно расположенного цехового ленточного конвейера, а второй передает смесь непосредственно в метательную головку.

Стационарный пескомет в условиях массового производства работает обычно с каруселью, которая, периодически поворачиваясь, по очереди подводит под метательную головку подлежащие набивке опоки, стоящие на модельных плитах на (обычно четырех) простых протяжных станках, имеющихся на карусели. Перемещение метатель-

ной головки над опоками для их набивки при этом осуществляется вручную, а чаще механизированно с помощью гидроцилиндров, как показано на схеме компоновки пескомета (рис. 159). Управление гидроцилиндрами поворота рукавов осуществляет оператор, сидящий на специальном кресле, расположенном на конце малого рукава, против пульта, смонтированного на метательной головке. Вождение метательной головки над опокой может быть также полностью автоматизировано путем программирования поворота рукавов.

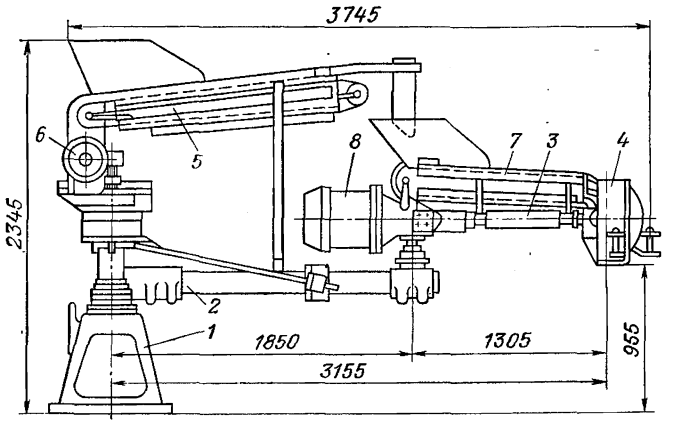


Рис. 158. Компоновка простейшего стационарного пескомета:

1 — тумба (станина); *2* — большой рукав; *3* — малый рукав; *4* — метательная головка; *5* — ленточный конвейер большого рукава; *6* — электродвигатель конвейера большого рукава ($N = 2{,}5$ кВт); *7* — ленточный конвейер малого рукава; *8* — электродвигатель метательной головки и конвейера малого рукава ($N = 10$ кВт; $n = 1460$ об/мин)

Кроме того, у показанного на схеме рис. 159 пескомета метательная головка может перемещаться по высоте для набивки опок, расположенных на разных уровнях. Для этого большой рукав его выполнен в виде шарнирного параллелограмма, который может подниматься и опускаться с помощью гидроцилиндра, сокращающего или удлиняющего параллелограмм по диагонали. При этом консоль большого рукава, сочлененная шарнирами с параллелограммом, сама остается все время в горизонтальном положении, так что сидящий на ее конце малый рукав также все время будет иметь горизонтальное положение и легко поворачиваться на своем вертикальном шарнире.

Качающийся, или подвесной, пескомет представляет собой метательную головку с электродвигателем, подвешенную над непрерывно вращающейся каруселью, которая подводит под головку набиваемые опоки, находящиеся на протяжных станках. Сама головка непрерывно качается над проходящими внизу опоками с помощью особого привода. Питание головки формовочной смесью осуществляется из стационарного бункера. Такой тип пескомета, как и обычный стационарный, характерен для условий массового и крупносерийного производства.

В условиях единичного и мелкосерийного производства набиваемые опоки имеют разнообразные размеры, и поэтому подачу их к пескомету на конвейере осуществлять затруднительно. Для работы в этих условиях пескометы обычно выполняют передвижными. Они ездят вдоль пролета формовочного отделения, набивая подготовленные для этого опоки, расположенные вдоль пути их следования и установленные на находящиеся на полу пролета щитки с моделями или же модельные плиты. Чаще всего применяют такие передвижные пескометы двух типов: консольный и передвижной с бункером.

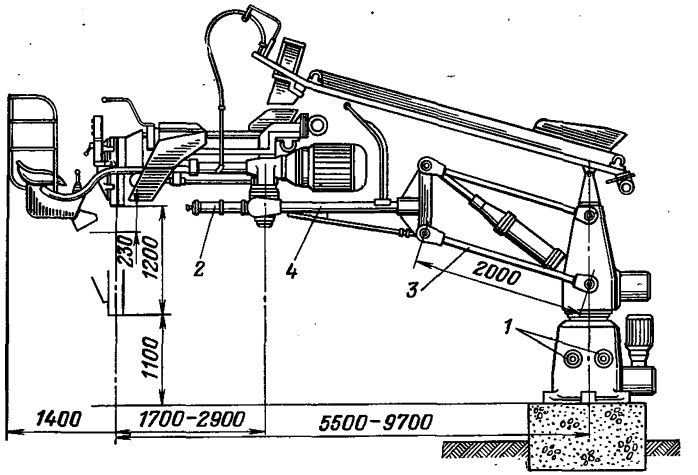


Рис. 159. Компоновка стационарного пескомета с регулированием высоты расположения метательной головки и гидроприводом поворота рукавов:

1 — гидроцилиндры поворота большого рукава; *2* — гидроцилиндр поворота малого рукава; *3* — шарнирный параллелограмм большого рукава; *4* — консоль большого рукава

Консольный пескомет передвигается вдоль линии колонн пролета на тележке по одному рельсу на полу и по верхнему опорному пути подобно велосипедному крану (рис. 160). Формовочная смесь подается цеховым ленточным конвейером. Смесь сбрасывается с транспортирующей ленты скребком пескомета, который может подниматься и опускаться на ленту и поворачиваться около вертикальной оси, устанавливаясь на большую или меньшую подачу смеси (см. также кинематическую схему машины, рис. 161). Консольный пескомет обслуживает один оператор, сидящий на сиденьи, прикрепленном к метательной головке. Привод тележки, метательной головки и ленточных конвейеров большого и малого рукавов осуществляется с помощью электродвигателей. Вращение большого и малого рукавов в горизонтальной плоскости, подъем и опускание большого рукава, а также движения сбрасывающего скребка производятся с помощью гидравлических цилиндров. Гидропривод находится на тележке пескомета. Все управление сосредоточено на пульте, расположенном у сиденья оператора.

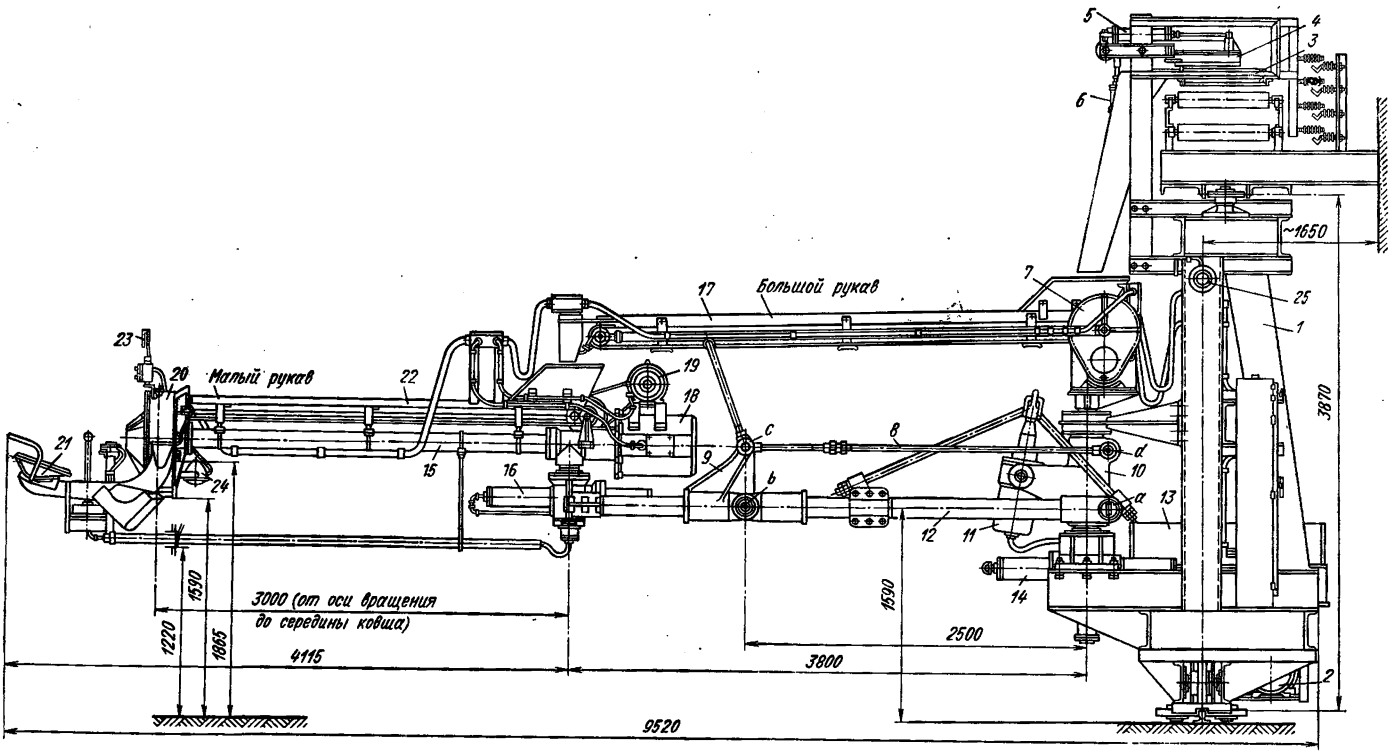


Рис. 160. Передвижной консольный пескомет:

1 — тележка; *2* — механизм передвижения тележки; *3* — цеховой ленточный конвейер; *4* — сбрасывающий скребок; *5* — цилиндр поворота скребка; *6* — цилиндр подъема и опускания скребка; *7* — привод ленточного конвейера; *8* — тяги большого рукава; *9* — консоль большого рукава; *10* — поворотная тумба; *11* — цилиндр подъема и опускания большого рукава; *12* — трубы большого рукава; *13* — гидропривод; *14* — цилиндры механизма поворота большого рукава; *15* — труба малого рукава; *16* — цилиндр механизма поворота малого рукава; *17* — ленточный конвейер большого рукава; *18* — электродвигатель метательной головки; *19* — электродвигатель ленточного конвейера малого рукава; *20* — метательная головка; *21* — сиденье машиниста; *22* — ленточный конвейер малого рукава; *23* — зеркало; *24* — фара; *25* — звуковые сигналы

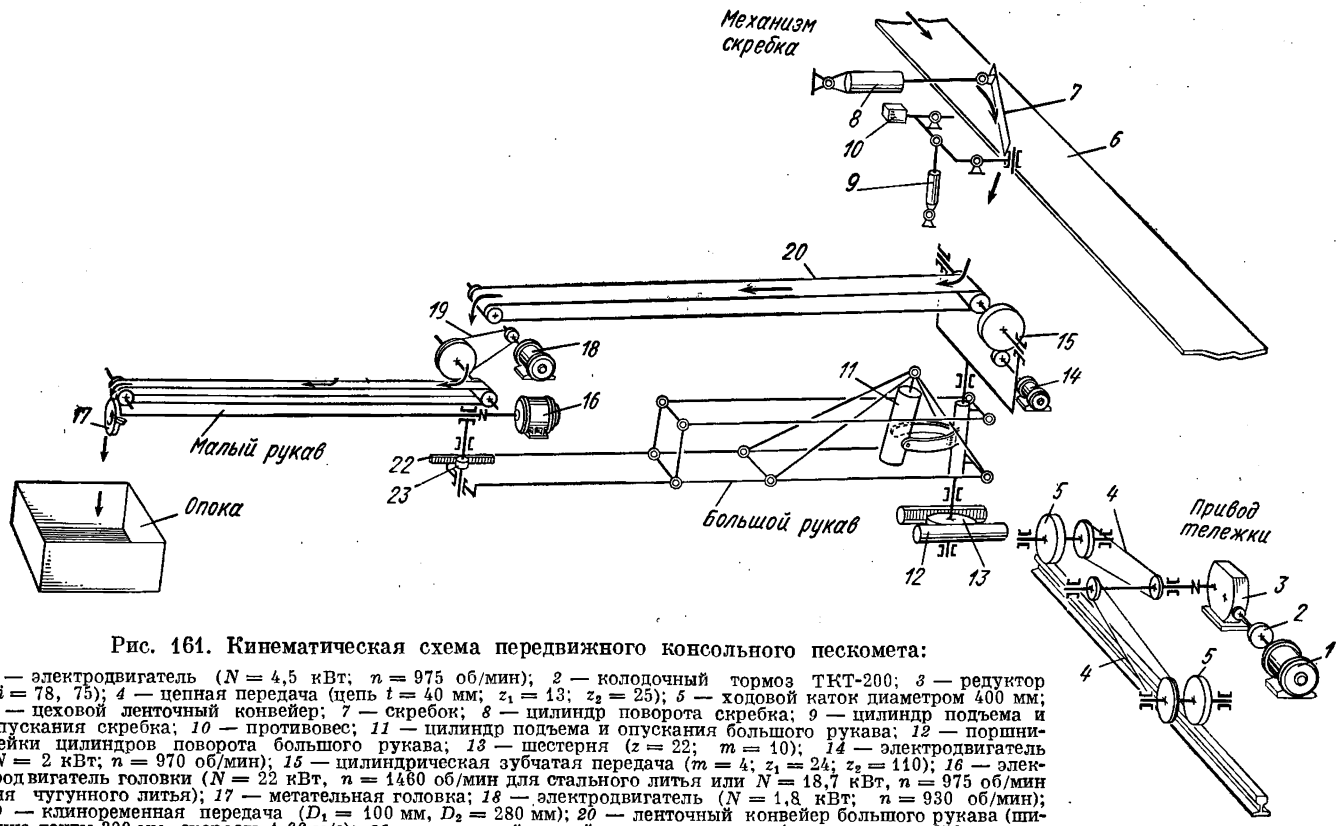


Рис. 161. Кинематическая схема передвижного консольного пескомета:

1 — электродвигатель ($N = 4{,}5$ кВт; $n = 975$ об/мин); *2* — колодочный тормоз ТКТ-200; *3* — редуктор ($i = 78,\ 75$); *4* — цепная передача (цепь $t = 40$ мм; $z_1 = 13$; $z_2 = 25$); *5* — ходовой каток диаметром 400 мм; *6* — цеховой ленточный конвейер; *7* — скребок; *8* — цилиндр поворота скребка; *9* — цилиндр подъема и опускания скребка; *10* — противовес; *11* — цилиндр подъема и опускания большого рукава; *12* — поршни-рейки цилиндров поворота большого рукава; *13* — шестерня ($z = 22$; $m = 10$); *14* — электродвигатель ($N = 2$ кВт; $n = 970$ об/мин); *15* — цилиндрическая зубчатая передача ($m = 4$; $z_1 = 24$; $z_2 = 110$); *16* — электродвигатель головки ($N = 22$ кВт, $n = 1460$ об/мин для стального литья или $N = 18{,}7$ кВт, $n = 975$ об/мин для чугунного литья); *17* — метательная головка; *18* — электродвигатель ($N = 1{,}8$ кВт; $n = 930$ об/мин); *19* — клиноременная передача ($D_1 = 100$ мм, $D_2 = 280$ мм); *20* — ленточный конвейер большого рукава (ширина ленты 300 мм, скорость 1,66 м/с); *21* — ленточный конвейер малого рукава (ширина ленты 250 мм, скорость 2 м/с); *22* — поршень-рейка цилиндра поворота малого рукава ($m = 7$); *23* — шестерня ($m = 7$; $z = 21$)

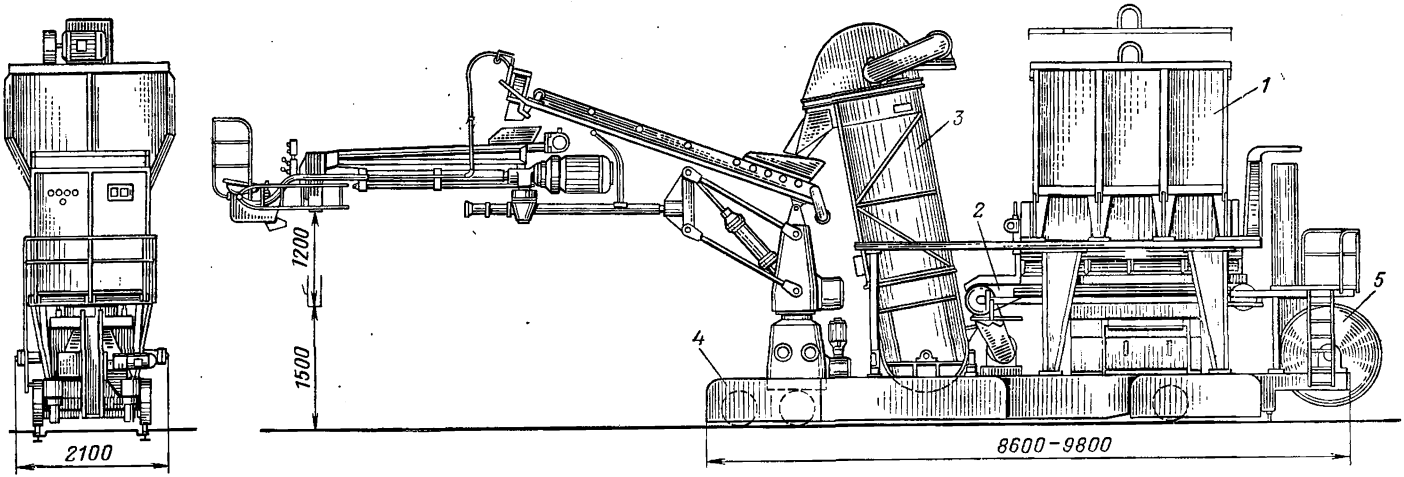


Рис. 162. Компоновка передвижного пескомета с бункером:

1 — сменный бункер емкостью 10—15 м³; *2* — питатель; *3* — ковшовый элеватор; *4* — тележка; *5* — барабан для кабеля. Суммарный вылет обоих рукавов 6500 и 7800 мм

Пескометы, работающие в условиях единичного и мелкосерийного производства, обычно всегда выполняют с регулированием высоты расположения метательной головки, поскольку формуемые опоки могут сильно отличаться по высоте. Для этого в консольном пескомете (см. рис. 160) большой рукав поднимается и опускается с помощью гидроцилиндра, подвешенного на цапфах к кронштейну поворотной тумбы. Основная часть большого рукава выполнена в виде шарнирного параллелограмма *abcd*, шарниры которого *a* и *d* укреплены на поворотной тумбе и остаются неподвижными. Благодаря этому звено параллелограмма *bc* при подъеме и опускании большого рукава остается вертикальным, что обусловливает всегда горизонтальное положение малого рукава.

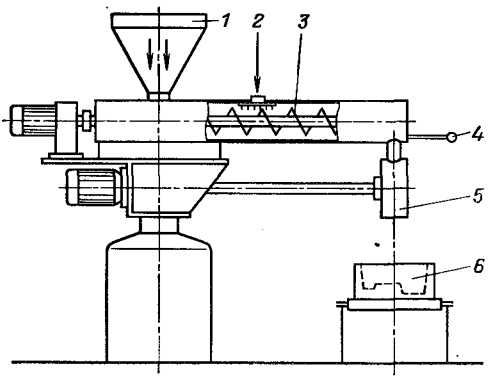


Рис. 163. Компоновка миксер-слингера для набивки стержней из холоднотвердеющих смесей:

1 — бункер с песком; *2* — подача жидких составляющих; *3* — шнековый смеситель непрерывного действия; *4* — рукоятка; *5* — пескометная головка; *6* — стержневой ящик

Передвижной пескомет с бункером (рис. 162) перемещается на тележке по рельсовому пути вдоль формовочного пролета по его середине и производит набивку опок, расставленных по обе стороны пути его движения. Пескомет имеет съемный бункер с формовочной смесью, который устанавливается краном, обслуживающим пролет. На тележке такого передвижного пескомета под бункером имеется пластинчатый питатель, подающий смесь из бункера через качающееся сито в ковшовый элеватор. Им смесь передается далее на ленту большого рукава, а с него на ленту малого рукава и, наконец, в метательную головку.

Для эффективного использования пескометов в условиях мелкосерийного и единичного производства необходима правильная и своевременная подготовка для них фронта работы: установка моделей и опок на щитки, организация извлечения моделей из набитых опок, уборка готовых полуформ и т. п.

Кроме того, важным условием успешной эксплуатации пескометов является необходимость тщательной магнитной сепарации формовочной смеси, так как металлические включения, попадая в метательной головке между направляющей дугой и кромкой быстровращающейся на роторе лопатки, вызывают быстрый износ лопаток, заклинивание и поломки.

Специфическим является применение пескометной головки в современных машинах для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей. Машина получает компоновку так называемого миксер-

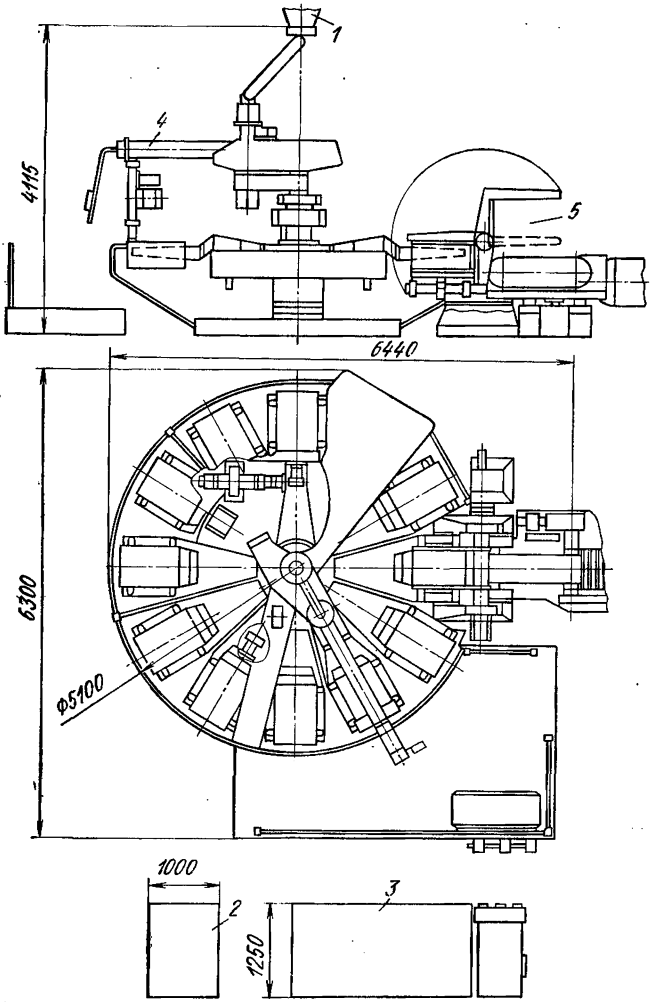


Рис. 164. Компоновка 12-позиционной машины для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей:

1 — цеховой бункер; *2* — гидростанция; *3* — емкость для смолы; *4* — миксер-слингер; *5* — позиция разборки ящиков и выдачи готовых стержней.
Машина полуавтоматическая непрерывного действия мод. 4734; масса стержня до 40 кг; размеры ящика 740 × 530 × 220 мм; производительность 70 съемов в час

слингера (mixer-slinger). Она состоит из консоли или рукава, на котором имеется винтовой смеситель непрерывного действия, выдающий приготовленную в нем смесь в пескометную головку, которая и бросает смесь в стержневой ящик (рис. 163). Кроме этого, стерж-

невая машина имеет карусель с расположенными на ней стержневыми ящиками, по очереди подводимыми под метательную головку, а также позицию разборки ящиков и вытяжки готовых (после их отверждения на карусели) стержней (рис. 164).

Применяются также миксер-слингеры не с одним, а с двумя рукавами, поворачивающимися как у пескомета (рис. 165). На первом (большом) рукаве имеется два винтовых смесителя, в одном из

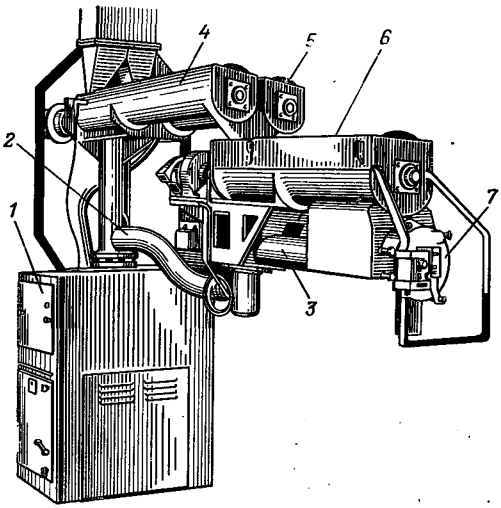


Рис. 165. Миксер-слингер с предварительным раздельным смешиванием песка со смолой и с катализатором:

1 — станина; *2* и *3* — большой и малый рукава; *4* и *5* — верхние шнековые смесители для предварительного смешивания; *6* — нижний (главный) винтовой смеситель для окончательного смешивания; *7* — пескометная метательная головка

которых смешивается песок со смолой (связующим), а в другом — песок с катализатором. На малом же (втором) рукаве имеется третий винтовой смеситель, который перемешивает обе предварительно приготовленные в первых двух смесителях смеси и непрерывно выдает уже эту рабочую смесь с малой живучестью с помощью пескометной головки в стержневой ящик.

§ 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПЕСКОМЕТА

Вход формовочной смеси на ротор. Формовочная смесь подается в головку центробежного пескомета ленточным конвейером. При этом непрерывный поток смеси на ленте конвейера превращается в дискретный поток отдельных порций или пакетов смеси на роторе.

Подача смеси лентой обычно производится в аксиальном направлении, т. е. в направлении, параллельном оси ротора головки. В этом случае из простых геометрических соотношений вытекает, что скорость транспортирующей ленты $v_{тр}$ м/с должна быть увязана с числом ковшей i на роторе, шириной ковша b мм и частотой вращения ротора n об/мин следующим образом (рис. 166):

$$\frac{60}{n} v_{тр} \cdot 10^3 = bi,$$

откуда скорость ленты должна быть

$$v_{тр} = \frac{bni}{60 \cdot 10^3}. \qquad (79)$$

При этих условиях поток смеси, сбрасываемый лентой, будет без потерь отсекаться последовательно подводимыми на роторе лопатками или ковшами, и ковши будут заполняться смесью полностью на всю их ширину.

Боковая стенка ковша со стороны подающей ленты, отрезающая поток смеси, должна быть отклонена от направления вращения ротора на некоторый угол φ, соответствующий отклонению вектора

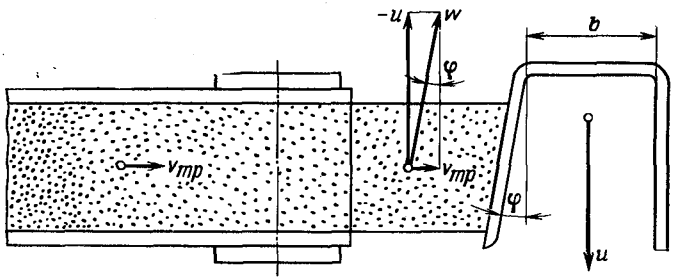


Рис. 166. Схема подачи формовочной смеси на ротор центробежного пескомета

относительной скорости движения потока смеси w. Из построенного на рис. 166 параллелограмма скоростей легко видеть, что этот искомый угол составляет

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{v_{тр}}{u}, \qquad (80)$$

где u — окружная скорость ротора на радиусе встречи ковша с потоком смеси, м/с.

Формирование пакета смеси и его уплотнение на роторе. В первоначальных приближенных расчетах [5, 4] для упрощения принимали, что сечение пакета формовочной смеси на лопатке вращающегося ротора пескомета представляет собой треугольник с отношением высоты к основанию 1 : 1. Более подробный анализ [16] показывает, что пакет формовочной смеси, находящейся на роторе пескомета в поле центробежных сил, получает более сложное очертание свободной поверхности.

Пусть на рис. 167 AC — искомая свободная поверхность пакета смеси, ограниченного с других сторон радиальной лопаткой AB и частью направляющей дуги BC. При этом формовочная смесь условно принимается как идеально сыпучее тело, обладающее внутренним трением (коэффициент f) и не имеющее связности. Если P — центробежная сила частицы смеси, находящейся на свободной поверхности, а P_1 и P_2 — ее нормальная и тангенциальная составляющие, то условие равновесия частицы выразится в виде $P_2 = P_1 f$. Подставив

сюда

$$\frac{P_1}{P_2} = \operatorname{tg}(\varphi - \alpha); \quad \operatorname{tg}\varphi = \frac{y}{x} \text{ и } \operatorname{tg}\alpha = \frac{dy}{dx},$$

получим дифференциальное уравнение свободной поверхности

$$\operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg}\frac{y}{x} - \operatorname{arctg}\frac{dy}{dx}\right) = \frac{1}{f}. \tag{81}$$

После решения этого уравнения в полярных координатах ρ и φ имеем

$$\rho = Re^{-f(\varphi-\varphi_0)}, \tag{82}$$

т. е. уравнение логарифмической спирали.

Здесь R — радиус ротора (радиус направляющей дуги); φ_0 — угловая координата крайней передней точки C пакета. Связав сечение пакета с производительностью пескомета (м³/ч), можно найти значение φ_0 и затем по уравнению (82) построить по точкам линию AC свободной поверхности пакета.

Пакет формовочной смеси значительно уплотняется на вращающемся роторе пескомета вследствие центробежных сил. При этом (рис. 168) элемент *1—2—3—4* смеси уплотняется как под действием собственной центробежной силы, так и под действием центробежной силы элемента *4—3—5—6*, являющегося его продолжением до уровня свободной поверхности пакета. Степень уплотнения смеси при этом увеличивается по сечению пакета в направлении от центра к периферии.

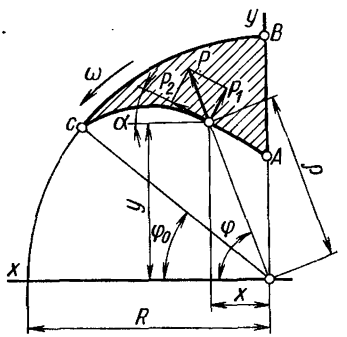


Рис. 167. Схема к выводу уравнения свободной поверхности пакета

Связав давления, или сжимающие напряжения, возникающие в смеси от центробежных сил, с величиной объемной массы δ по эмпирическому уравнению прессования (26), можно рассчитать величину и распределение уплотнения смеси по сечению пакета [6]. На рис. 169 приведены результаты такого расчета для пескомета мод. 296М (производительность $V = 25$ м³/ч; частота вращения ротора $n = 1450$ об/мин; радиус ротора $R = 310$ мм; ширина ковша $b = 88$ мм; число ковшей на роторе $i = 1$) и построены кривые одинаковых степеней уплотнения, или, что то же самое, кривые одинаковых давлений (изобары). Линия свободной поверхности пакета построена по уравнению (82). Как видно из рис. 169, она мало отличается от прямой.

Величины соответствующих проведенным кривым давлений и степеней уплотнения приведены в табл. 3. Коэффициент уплотняемости смеси C в этих расчетах был принят равным 0,5.

В приведенных расчетах уплотнения смеси на роторе не учитывалась кратковременность действия сжимающих напряжений, что вызывает необходимость корректировки.

Таблица 3

Давления и степени уплотнения, соответствующие изобарам на рис. 169

№ изобары	p, кгс/см²	δ, г/см³	№ изобары	p, кгс/см²	δ, г/см³
1	6,55	1,80	*5*	0,41	1,40
2	3,84	1,70	*6*	0,13	1,30
3	2,10	1,60	*7*	0	1,0
4	1,00	1,50			

Так, если принять согласно приведенному ранее уравнению (30), что величина $\delta - 1$ при динамическом воздействии сжимающих напряжений в данных условиях будет уменьшена в $k^{0,25} = 0{,}2^{0,25} = 0{,}67$ раза, то получим вместо среднего уплотнения пакета, по данным рис. 169, $\delta_{ср} = 1{,}5 \div 1{,}6$ г/см³ новое, скорректированное значение среднего уплотнения 1,35—1,4 г/см³.

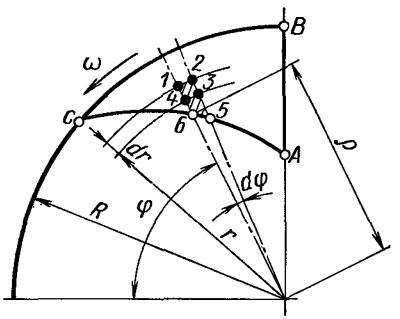


Рис. 168. Схема к расчету уплотнения пакета смеси на роторе

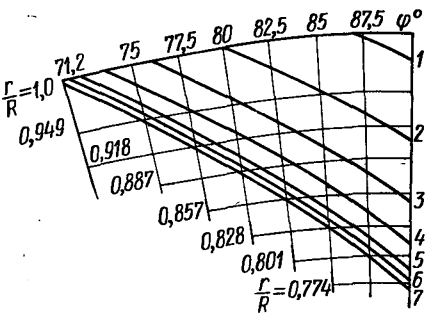


Рис. 169. Изобары давлений от центробежных сил для пакета смеси на роторе пескомета мод. 296М

Трение пакета смеси о направляющую дугу и расчет потребляемой ротором мощности. Центробежные силы пакета смеси оказывают на направляющую дугу давление p, эпюра которого приведена на рис. 170. Силы этого давления возбуждают трение пакета о направляющую дугу. Выделив на поверхности дуги элемент *1—2* с угловым протяжением $d\varphi$ и площадью $bRd\varphi$, получим момент сил трения на этом элементе

$$dM = R^2 b f_1 p \, d\varphi,$$

где f_1 — коэффициент трения смеси о дугу, который для пакета (в пределах $p = 2 \div 4$ кгс/см²) принимаем постоянной величиной, не зависящей от плотности смеси.

Суммарный момент трения составит

$$M = R^2 b f_1 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p \, d\varphi. \qquad (83)$$

Для инженерного расчета интеграл $\int_0^{\frac{\pi}{2}} pd\varphi = m$ берется по номограмме (рис. 171) в зависимости от угла протяженности пакета $90° - \varphi_0$ и окружной скорости на радиусе R ротора u [18]. Коэффициент трения пакета о направляющую дугу можно принимать $f_1 = 0{,}3$, размеры R и b берут в см. После вычисления по формуле (83) момента трения пакета о дугу нетрудно найти мгновенную мощность,

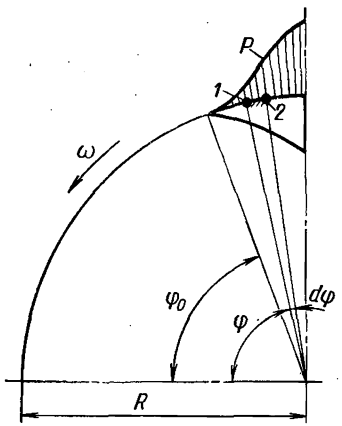


Рис. 170. Эпюра давлений пакета смеси на направляющую дугу

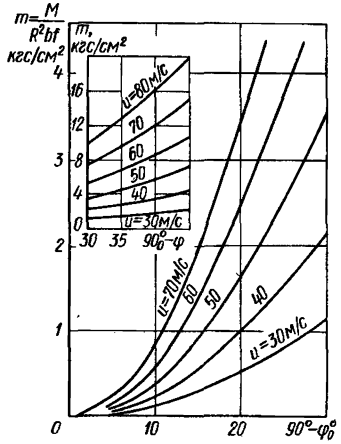


Рис. 171. Номограмма для нахождения величины m [18]

затрачиваемую на это трение. Очевидно, при i ковшах на роторе она составит, кВт

$$N_{\text{тр. мги}} = \frac{Mi}{100}\,\frac{\pi n}{30}\,\frac{1}{102} = \frac{Mni}{97\,500}, \tag{84}$$

а средний расход мощности (кВт) на трение пакетов смеси

$$N_{\text{тр}} = \varepsilon N_{\text{тр. мгн}} = \frac{\varepsilon Mni}{97\,500}, \tag{84а}$$

где коэффициент ε учитывает, что трение пакета имеет место не на всей окружности вращения ротора, а лишь на той ее части, где имеется направляющая дуга. Очевидно, $\varepsilon = \frac{\psi}{360}$, где ψ — центральный угол направляющей дуги. Для обычной конструкции метательной головки $\psi = 90°$ и $\varepsilon = 0{,}25$.

Кроме преодоления трения пакетов смеси о направляющую дугу, приводная мощность ротора метательной головки пескомета расходуется на преодоление других вредных сопротивлений, а именно потерь на трение в подшипниках $N_{\text{подш}}$ и вентиляционных потерь $N_{\text{вент}}$, а также на полезную работу выбрасывания пакетов

смеси $N_{пол}$. Полная мощность привода головки, таким образом, составляет

$$N = N_{пол} + N_{тр} + N_{подш} + N_{вент}. \quad (85)$$

Мощность, расходуемая на трение в подшипниках, определяется по обычной формуле, кВт

$$N_{подш} = \frac{Gf_2rn}{97\,500}, \quad (86)$$

где G — вес ротора, кгс; f_2 — коэффициент трения в подшипниках; r — радиус подшипника, см; n — частота вращения вала ротора, об/мин.

Мощность вентиляционных потерь можно определить исходя из предположения, что массе (кгс·с²/м) воздуха в кожухе метательной головки

$$M = \frac{\pi (R^2 - r_1^2)\, b\gamma}{g \cdot 10^6}$$

сообщается при каждом обороте скорость, равная полусумме окружных скоростей на радиусе направляющей дуги R и радиусе диска r_1, к которому крепится метательный ковш, т. е. сообщается скорость, м/с

$$u_{ср} = \frac{\pi n}{30} \frac{R + r_1}{2} \frac{1}{10^2}.$$

Таким образом,

$$N_{вент} = \frac{Mu_{ср}^2}{2} \frac{n}{60} \frac{1}{10^2} = \frac{\pi (R^2 - r_1^2)\, b\gamma}{g \cdot 10^6} \frac{1}{2} \left(\frac{\pi n}{30} \frac{R + r_1}{2}\right)^2 \frac{1}{10^4} \frac{n}{60} \frac{1}{10^2},$$

или, окончательно,

$$N_{вент} = \frac{\gamma b\,(R - r_1)}{2g \cdot 10^2 \cdot 10^4} \left(\frac{\pi n}{60} \frac{R + r_1}{100}\right)^3 \text{ кВт}, \quad (87)$$

где γ — удельный вес воздуха; $\gamma = 1{,}2$ кгс/м³; $g = 9{,}81$ м/с²; R, r_1 и b — размеры, см.

Полезная мощность $N_{пол}$ (кВт) определяется как кинетическая энергия, сообщаемая пакетам смеси ротором:

$$N_{пол} = \frac{L\delta \cdot 1000}{3600g} \frac{v^2}{2} \frac{1}{10^2},$$

или

$$N_{пол} = \frac{L\delta v^2}{2g \cdot 3{,}6 \cdot 10^2}, \quad (88)$$

где L — производительность пескомета по уплотненному объему, м³/ч; δ — степень уплотнения набивки формовочной смеси в опоке, г/см³; $\delta \approx 1{,}6$ г/см³; v — абсолютная скорость схода пакетов смеси с ротора пескомета, м/с; $g = 9{,}81$ м/с².

При изменении подачи смеси или производительности данного пескомета полная мощность привода головки согласно опытным данным [18] изменяется по закону прямой линии. Так, для головки

с ротором диаметром $2R = 620$ мм при $n = 1460$ об/мин изменение мощности в диапазоне производительности $L_0 = 5 \div 25$ т/ч происходило по следующей эмпирической закономерности: $N = 7{,}5 + 0{,}57L_0$ кВт.

Как показывают расчеты, в пескометах с головками обычной конструкции, имеющих подачу смеси на ротор в осевом направлении, средний расход мощности на трение пакетов смеси о направляющую дугу составляет 0,4—0,5 суммарной мощности привода ротора. Поэтому существенное значение имеет уменьшение работы трения смеси о дугу путем изменения места осевого ввода с сокращением центрального угла направляющей дуги, либо путем применения подачи в других направлениях.

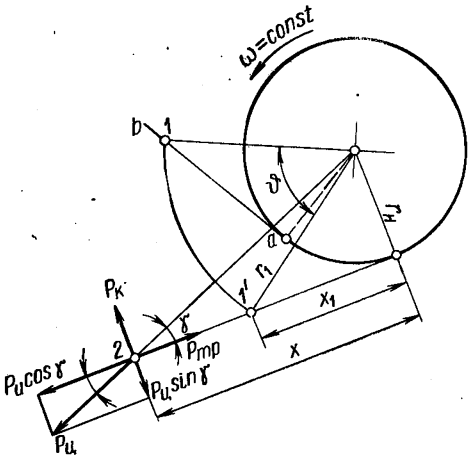


Рис. 172. Схема движения твердой частицы по лопатке ротора

Общая теория ротора с прямой нерадиальной лопаткой. Начиная с момента, когда вращающаяся лопатка ротора пескомета пройдет направляющую дугу кожуха головки, пакет формовочной смеси под действием центробежных сил будет скользить вдоль лопатки по направлению от центра к периферии и через некоторое время, дойдя до выходной кромки лопатки, будет ею выброшен с ротора.

Рассмотрим движение твердой частицы по лопатке вращающегося ротора (рис. 172). В исходном положении, в точке *1*, в некоторый нулевой момент времени частица с массой m имеет начальную скорость w_1 по лопатке ab и координату x_1. Требуется найти текущую скорость частицы по лопатке w и текущую координату x частицы в некоторой точке *2*, куда частица в течение t с переместится по вращающейся лопатке под действием центробежной силы.

Принимая во внимание геометрические соотношения

$$r = \sqrt{x^2 + r_н^2};$$

$$\sin\gamma = \frac{r_н}{r} = \frac{r_н}{\sqrt{x^2 + r_н^2}};$$

$$\cos\gamma = \frac{x}{r} = \frac{x}{\sqrt{x^2 + r_н^2}},$$

можно написать выражения для действующих на частицу сил в текущей точке *2*:

1) центробежной силы

$$P_ц = m\omega^2 r = m\omega^2 \sqrt{x^2 + r_н^2};$$

2) составляющей этой силы по лопатке

$$P_{\text{ц}} \cos \gamma = m\omega^2 x;$$

3) составляющей центробежной силы, перпендикулярной к лопатке,

$$P_{\text{ц}} \sin \gamma = m\omega^2 r_{\text{н}};$$

4) силы Кориолиса

$$P_{\text{к}} = 2m\omega \frac{dx}{dt};$$

5) силы трения частицы о лопатку

$$P_{\text{тр}} = f(P_{\text{к}} - P_{\text{ц}} \sin \gamma) = mf\left(2\omega \frac{dx}{dt} - \omega^2 r_{\text{н}}\right),$$

где f — коэффициент трения частицы о лопатку.

Силой тяжести частицы пренебрегаем вследствие малой ее величины по сравнению с остальными действующими силами.

Уравнение движения частицы по лопатке будет

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = P_{\text{ц}} \cos \gamma - P_{\text{тр}}$$

или

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2f\omega \frac{dx}{dt} - \omega^2 x = f\omega^2 r_{\text{н}}. \tag{89}$$

Решение этого линейного дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами и постоянной второй частью имеет вид

$$x = \frac{\omega (x_1 + fr_{\text{н}})(\sqrt{f^2+1} + f) + w_1}{2w\sqrt{f^2+1}} e^{\omega t (\sqrt{f^2+1} - f)} +$$

$$+ \frac{\omega (x_1 + fr_{\text{н}})(\sqrt{f^2+1} - f) - w_1}{2\omega\sqrt{f^2+1}} e^{-\omega t (\sqrt{f^2+1} + f)} - fr_{\text{н}}. \tag{90}$$

Формула (90) представляет собой уравнение пути движения частицы по лопатке во времени. Продифференцировав это уравнение, найдем следующее уравнение скорости движения частицы по лопатке во времени:

$$w = \frac{\omega (x_1 + fr_{\text{н}}) + w_1 (\sqrt{f^2+1} - f)}{2\sqrt{f^2+1}} e^{\omega t (\sqrt{f^2+1} - f)} -$$

$$- \frac{\omega (x_1 + fr_{\text{н}}) - w_1 (\sqrt{f^2+1} + f)}{2\sqrt{f^2+1}} e^{-\omega t (\sqrt{f^2+1} + f)}. \tag{91}$$

Формулы (90) и (91) дают возможность найти все параметры схода пакета формовочной смеси с лопатки ротора пескомета.

Так, имея исходное положение x_1 центра тяжести пакета на лопатке и зная координату x выходной кромки лопатки, находим по уравнению (90) продолжительность t движения пакета от точки *1* до точки *2*, т. е. от конца направляющей дуги до точки схода пакета с лопатки

Далее по найденному значению t движения определяем, пользуясь уравнением (91), относительную скорость w движения пакета по лопатке в момент схода.

По тому же значению t движения находим угол поворота ротора $\vartheta = \omega t$ между положениями *1* и *2*, т. е. угловую координату точки схода.

В частном случае при $w_1 = 0$ и $f = 0$ уравнения (90) и (91) принимают вид:

уравнение пути

$$x = x_1 \operatorname{ch} \omega t; \tag{90а}$$

уравнение скорости

$$w = \omega x_1 \operatorname{sh} \omega t, \tag{91а}$$

где гиперболические функции

$$\operatorname{ch} \omega t = \frac{e^{\omega t} + e^{-\omega t}}{2} \text{ и } \operatorname{sh} \omega t = \frac{e^{\omega t} - e^{-\omega t}}{2}.$$

Сход пакета смеси с лопатки ротора. Пакет уплотненной, связанной формовочной смеси на лопатке ротора метательной головки пескомета можно рассматривать как одно целое твердое тело. Если считать, что пакет смеси сходит с лопатки ротора как одно целое, то этот процесс можно представить, как изображено на рис. 173. Пакет начинает скользить вдоль лопатки в точке *1*, соответствующей моменту прохождения кромкой лопатки конца направляющей дуги. Через некоторое время (при соответствующем ему угле поворота ротора ϑ в точке *2*) центр тяжести пакета дойдет до радиуса r выходной кромки лопатки, и пакет смеси в этот момент сойдет с лопатки.

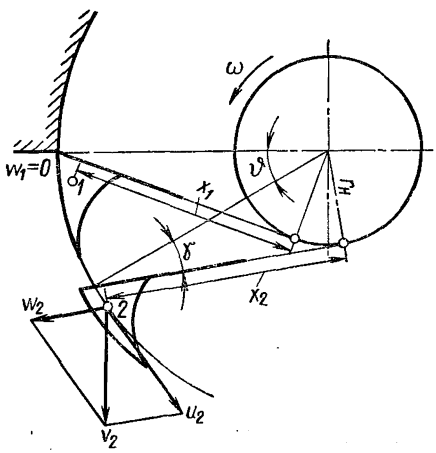


Рис. 173. Схема схода пакета смеси с лопатки ротора

В момент выхода пакет будет иметь абсолютную скорость выхода v_2, равную геометрической сумме векторов u_2 окружной скорости на радиусе r и относительной скорости w_2 по лопатке.

Проанализируем возможность разрушения пакета формовочной смеси при сходе с лопатки ротора пескомета. Предположим, что пакет при прохождении мимо конца направляющей дуги расслаивается под действием центробежной силы на радиальные пластинки (рис. 174).

Условие среза пластинки будет заключаться в равенстве ее собственной центробежной силы силе сопротивления срезу формовоч-

ного материала по площади среза F пластинки:

$$m\omega^2 r_0 = \sigma_s F,$$

где r_0 — радиус центра тяжести пластинки; σ_s — сопротивление срезу формовочной смеси.

Вводя толщину пластинки z и считая сечение рядовой пластинки прямоугольным, получим

$$z = \frac{g\sigma_s}{\delta\omega^2 r_0},$$

где g — ускорение силы тяжести; δ — объемный вес смеси в пакете.

Приняв для формовочной смеси с прочностью на сжатие во влажном состоянии 0,5—0,6 кгс/см² величину сопротивления на срез

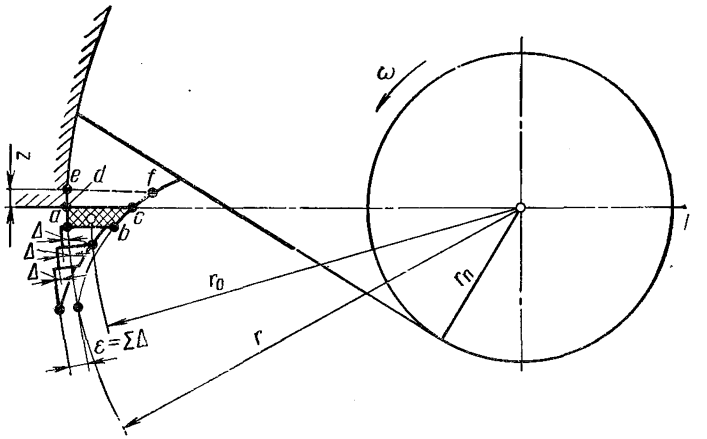


Рис. 174. Схема деформации пакета смеси при сходе с лопатки ротора

$\sigma_s = 0{,}15$ кгс/см² и взяв для пескомета мод. 296М величины $n = 1450$ об/мин, или $\omega = 151{,}8$ 1/с, радиус ротора 310 мм, а радиус центра тяжести пластинки в среднем приблизительно $r_0 = 290$ мм и положив $\delta = 1{,}5$ гс/см³, получим толщину срезаемой пластинки смеси $z = 1{,}5$ мм.

Однако такая очередная срезаемая пластинка смеси *abcd* (см. рис. 174) имеет возможность сдвигаться в радиальном направлении только в течение того короткого промежутка времени, пока следующая за ней пластинка *cdef* проходит мимо конца направляющей дуги, т. е. пока ротор не повернется на длину дуги z, равную толщине этой следующей пластинки. За это время пластинка *abcd* сможет сдвинуться по радиусу на некоторое весьма малое расстояние Δ. Но как только следующая пластинка *cdef* пройдет конец дуги, так она уже срезается под действием своей центробежной силы. Начиная с этого момента, пластинка *abcd*, как и все предшествующие ей пластинки, будет находиться в аналогичных условиях в смысле действующих на них центробежных сил и сил связи. Поэтому все они должны двигаться вместе со вновь срезанной пластинкой *cdef* как

одно целое, без дальнейших взаимных сдвигов. Таким образом, разделение пакета на отдельно сходящие пластинки не должно иметь места, пакет может только немного деформироваться за счет разовых, весьма малых сдвигов пластинок в радиальном направлении. Общая деформация пакета смеси ε перед сходом его с ротора будет, очевидно, составлять сумму элементарных сдвигов Δ всех пластинок.

Найдем величину этой деформации пакета для условий пескомета мод. 296М. При толщине пластинки смеси $z = 1{,}5$ мм $= 0{,}0015$ м $= r_0\omega t = 0{,}29\ \omega t$ имеем значение $\omega t = 0{,}0052 \approx 0{,}005$. Согласно формуле (90а) гиперболический косинус этой величины будет характеризовать меру единичной деформации сдвига пластинки $\frac{r_0+\Delta}{r_0}\operatorname{ch}\omega t = \operatorname{ch}0{,}005 \approx 1{,}00005$. Величина сдвига Δ будет, следовательно, равна всего 0,005% от радиуса r_0, т. е. составит около 0,015 мм. Далее, согласно рис. 169, пакет смеси на роторе пескомета мод. 296М имеет угловое протяжение $\varphi = 90 - 71{,}2 = 18{,}8° = \frac{18{,}8}{57{,}3} = 0{,}328$ рад, что при радиусе ротора $r = 310$ мм дает длину дуги пакета $r\varphi = 0{,}31 \cdot 0{,}328 = 0{,}102$ м $=$ 102 мм. Число срезаемых радиальных пластин составит $\frac{102}{1{,}5} = 68$. Общая деформация пакета, следовательно, будет $\varepsilon = 68 \cdot 0{,}00005 \cdot 290 \approx 1{,}0$ мм. При расчете по формуле (90), с учетом трения пластинок смеси при сдвиге, деформация получилась бы еще меньше.

Как видно из приведенного примера, сдвиги формовочной смеси в пакете перед сходом с ротора и общая деформация пакета получаются настолько малыми, что существенного диспергирования пакета не происходит. Пакет сходит с лопатки ротора пескомета практически как одно целое тело, что и подтверждается непосредственными наблюдениями с помощью стробоскопа и киносъемки [29, 96].

Влияние расстояния от метательной головки до плоскости набивки. Пакет уплотненной формовочной смеси, летящий из головки пескомета в набиваемую форму, испытывает сопротивление воздуха, вследствие чего скорость его с расстоянием постепенно уменьшается. Кроме того, в результате аэрации летящего пакета некоторая часть смеси из него выдувается и двигается самостоятельно, падая в форму уже с малыми скоростями, что также уменьшает степень уплотнения формы. Рассчитаем уменьшение скорости движения пакета смеси при полете вследствие сопротивления воздуха [17]. При этом будем учитывать силу тяжести пакета, так как при большом расстоянии от головки до опоки влияние ее на изменение скорости пакета становится уже вполне ощутимым.

Уравнение движения пакета в воздухе будет

$$\frac{G}{g}\frac{dv}{dt} = G - Q,$$

где G — вес пакета; g — ускорение силы тяжести; v — текущая скорость движения пакета; t — время; Q — сила сопротивления воздуха;

$$Q = c_x S_м \frac{\gamma v^2}{2g},$$

где c_x — коэффициент лобового сопротивления пакета; $S_м$ — площадь лобового сопротивления пакета; γ — удельный вес воздуха.

Приняв во внимание, что $v=\frac{dx}{dt}$, где x — текущее расстояние пакета от головки, и вводя скорость витания пакета

$$v_в=\sqrt{\frac{2Gg}{c_x\gamma S_м}},$$

записываем уравнение в виде

$$v\frac{dv}{dx}=g\left[1-\left(\frac{v}{v_в}\right)^2\right]. \tag{92}$$

Решение уравнения (92) при начальном условии $v = v_2$ при $x = 0$ имеет вид

$$v=\sqrt{v_в^2+(v_2^2-v_в^2)\,e^{-\frac{2gx}{v_в^2}}}. \tag{93}$$

Коэффициент лобового сопротивления c_x, отнесенный к площади лобового сопротивления, может быть принят следующим в зависимости от соотношения между сторонами a и b прямоугольного сечения пакета, перпендикулярного к направлению полета:

$\frac{a}{b}$	1	2	4	10	18	∞
c_x	1,10	1,15	1,19	1,29	1,40	2,01

Расчеты по формуле (93) применительно к пескомету мод. 296М показывают, что при нормальной производительности его 25 м³/ч расчетная скорость пакета падает на расстоянии 5 м от головки только на 2%. И даже при малой подаче смеси, всего 5 м³/ч, это падение не превышает 7—8%.

§ 3. УПЛОТНЕНИЕ ЛИТЕЙНОЙ ФОРМЫ ПЕСКОМЕТОМ

Аналитическое исследование напряженного состояния объема литейной формы при действии статической, а тем более динамической нагрузки предста вляет большие трудности. Поэтому основным методом исследования процесса уплотнения литейной формы пескометом является эксперимент.

Пакет уплотненной формовочной смеси, выброшенный ротором пескомета с большой скоростью вниз, достигая литейной формы, во-первых, трамбует набивку формы, о которую он ударяется, во-вторых, дополнительно уплотняется сам под действием собственной силы инерции, которая погашается при ударе, и, в-третьих, внедряется в набивку.

Эффект всех этих явлений зависит в первую очередь от скорости движения пакета в момент удара или от абсолютной скорости схода пакета с ротора пескомета v_2. Эксперименты подтверждают такую закономерность. На рис. 175 приведена полученная опытным путем на опоке 450 × 450 × 500 мм зависимость средней степени

уплотнения в центре формы δ и твердости T по твердомеру от скорости v_2. Скорость перемещения головки над опокой 0,3 м/с.

Скорость перемещения головки пескомета над опокой также влияет на степень уплотнения. При слишком медленном перемещении головки последовательно движущиеся пакеты падают друг на друга, смесь образует копус в месте падения и растекается по нему в стороны. При этом смесь частично разрыхляется (по общему свойству зернистых агрегатов увеличивать свою пористость до некоторой критической при сдвиговых деформациях). Поэтому при увеличении в некоторых пределах скорости перемещения головки плотность набивки формы должна увеличиваться. Приведенные на

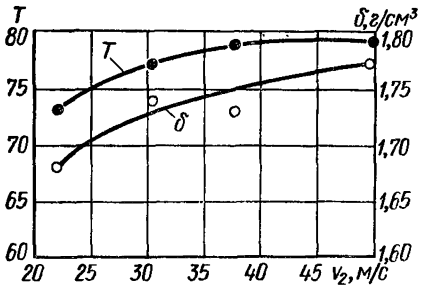


Рис. 175. Влияние скорости выбрасывания пакетов на среднюю степень уплотнения (δ) и твердость набивки (T) литейной формы [28, 29]

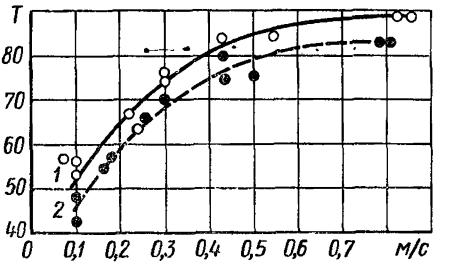


Рис. 176. Влияние скорости перемещения головки пескомета над опокой на твердость набивки формы [96]:

1 — без облицовочной смеси; *2* — слой облицовочной смеси толщиной 50 мм

рис. 176 опытные данные подтверждают сказанное. Опыты проводили с опокой 615 × 615 × 220 мм. Твердость формы измеряли на плоскости разъема набитой формы в 17 точках твердомером.

Распределение степени уплотнения по объему набитой пескометом литейной формы, по данным экспериментальных исследований [28, 29], характеризуется следующим образом. По всей высоте опоки получается практически одинаковая степень уплотнения. Непосредственно под крестовинами, а в особенности под местами пересечения крестовин, наблюдается некоторое уменьшение степени уплотнения. Это уменьшение становится существенным при ширине крестовин 30 мм и больше. При набивке отдельно каждой клетки между крестовинами неподвижной головкой пескомета уплотнение под крестовинами падает особенно резко. Набивку следует производить, не прекращая равномерного перемещения головки над опокой, так как смесь дополнительно уплотняется под крестовинами за счет бокового давления рядом лежащих частей формы. При набивке вертикальных щелевых карманов формы, например промежутков между моделью и стенками опоки, хорошее уплотнение получается при ширине щели не менее 50 мм.

§ 4. РАСЧЕТ ФЕРМЫ ПЕСКОМЕТА НА ВИБРАЦИЮ

Ферма пескомета, образованная большим и малым его рукавами, под действием центробежной силы пакета смеси на вращающемся роторе испытывает колебания, или вибрацию. При этом, как показывают расчеты, центробежная сила пакета в промышленных пескометах достигает значительной величины (табл. 4). Поэтому при проектировании следует производить проверочный расчет фермы пескомета на вибрацию. Смысл этого расчета заключается в том, что по принятым в проекте размерам фермы и сечениям ее стержней

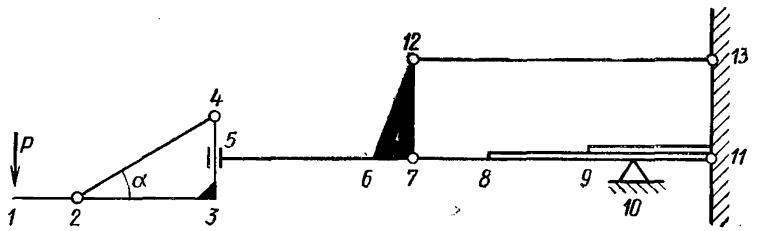


Рис. 177. Расчетная схема фермы пескомета мод. 296М

определяют частоту собственных колебаний фермы и сопоставляют ее с частотой вращения вала ротора, т. е. с частотой возмущающей центробежной силы пакетов на роторе. Нужно, чтобы эти частоты — собственная фермы и возмущающая центробежной силы пакетов не совпадали и не были близкими во избежание явления резонанса.

Таблица 4

Центробежная сила пакетов смеси на вращающемся роторе головки некоторых промышленных пескометов [20]

Пескомет	Модель пескомета	Производительность, м³/ч	Вылет фермы, м	Центробежная сила пакета, кгс
Стационарный с качающимся ситом	292	12	4,0	120
То же, с ленточным конвейером на большом рукаве . .	293	10	4,0	130
	293С	12	4,5	160
Стационарный с бункером	294	12	4,0	160
Передвижной с бункером	295	12	4,0	160
Консольный	297	35	12,0	630
	296	20	6,8	280
	296М	25	7,5	350

Для нахождения частоты собственных колебаний фермы пескомета (рис. 177) нужно определить ее жесткость и массу.

Общая методика расчета жесткости фермы заключается в том, что на рабочем конце фермы, где помещается метательная головка, прилагают произвольную вертикальную силу P и рассчитывают

суммарный прогиб фермы под действием этой силы. Расчет ведут по известным формулам сопротивления материалов по элементам фермы, начиная с ее опорного конца и кончая рабочим концом, на котором приложена сила P. Жесткость фермы рассчитывают в вертикальной плоскости. Применительно к изображенному на рис. 177 примеру порядок расчета жесткости фермы будет следующим.

1. Шарнирный параллелограмм *7—11—13—12* большого рукава.

Переносим силу P в точку *7*. Получаем изгиб балки *7—11* под действием силы P и деформацию звеньев *7—11* и *12—13* под действием момента $M_{7\text{-}12} = Pl_{1\text{-}7}$ (где $l_{1\text{-}7}$ — длина части фермы между точками *1* и *7*).

А. Изгиб балки *7—11* под действием силы P.

Для упрощения рассматриваем эту балку как защемленную в сечении *10*. Балка *7—11* имеет переменную жесткость: сечение ее на участке *8—9* усилено, а на участке *9—11* усилено еще дополнительно. Поэтому для определения прогиба балки *7—11* на ее конце *7* применяем графоаналитический метод, известный из курса сопротивления материалов [1].

Согласно этому методу прогиб данной действительной балки под действием действительной приложенной к ней нагрузки равен изгибающему моменту в том же сечении некоторой фиктивной балки, нагруженной фиктивной нагрузкой, деленному на жесткость действительной балки.

Саму фиктивную балку выбирают такой, чтобы: 1) сечению действительной балки с прогибом, равным нулю, соответствовало сечение фиктивной балки с фиктивным моментом, равным нулю, и, кроме того, чтобы 2) сечению действительной балки с углом поворота, равным нулю, соответствовало сечение фиктивной балки с фиктивной поперечной силой, равной нулю.

При этом фиктивной нагрузкой фиктивной балки является эпюра моментов действительной балки. В случае же, если рассчитываемая действительная балка на различных ее участках имеет разную жесткость, то эта фиктивная нагрузка фиктивной балки, т. е. эпюра изгибающих моментов действительной балки, преобразуется путем умножения ординат каждого участка эпюры на отношение жесткостей $\frac{EJ_{\max}}{EJ}$ или при одинаковых E на отношение $\frac{J_{\max}}{J}$, где $J_{\max}$ — момент инерции сечения действительной балки, в котором действует максимальный изгибающий момент, а J — момент инерции сечения на данном участке. Таким преобразованием эпюры моментов (нагрузки фиктивной балки) расчет балки переменной жесткости сводится к расчету балки постоянной жесткости.

На рис. 178, *а* показана схема самой действительной балки *7—10* с обозначением параметров ее участков: *7—8* длиной l_1 и моментом инерции сечения J_1; *8—9* с соответствующими параметрами l_2 и J_2; *9—10* с параметрами l_3 и J_3, причем $J_3 > J_2 > J_1$. На рис. 178, *б*

---

[1] Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М., Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1958.

показана эпюра моментов действительной балки от действительной ее нагрузки (изгибающей силы P, приложенной к точке 7). На рис. 178, *в* приведена фиктивная балка, защемленная в сечении 7, и ее фиктивная нагрузка в виде эпюры моментов (*б*), преобразованной на участках l_1 и l_2 умножением ординат эпюры на отношения $\frac{J_3}{J_1}$ и соответственно $\frac{J_3}{J_2}$.

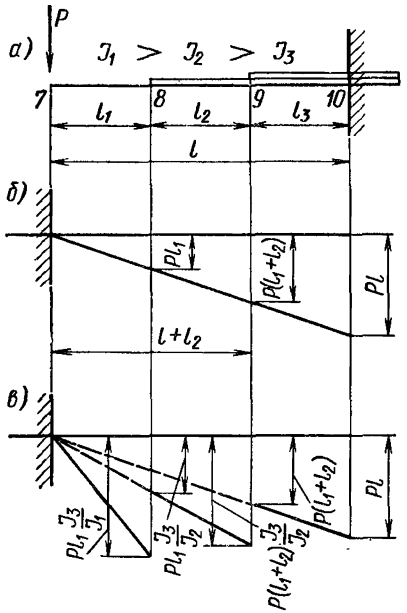


Рис. 178. Схема действительной балки *7—10* (*а*), ее эпюры изгибающих моментов (*б*) и схема фиктивной балки с эпюрой ее нагрузки (*в*)

Суммарный момент M_Φ от этой преобразованной эпюры, или фиктивной нагрузки в сечении 7 фиктивной балки, разделенный на жесткость EJ_3 в сечении защемления (в сечении *10*) действительной балки, и будет равен прогибу f_7 действительной балки *7 — 11* под действием силы P. Решая данный пример в общем виде, получим

$$f_7 = \frac{M_\Phi}{EJ_3} = \frac{P}{EJ_3}\left[\frac{J_3}{J_1}\frac{l_1^3}{3} + \right.$$
$$+ \frac{J_3}{J_2} l_2\left(l_1^2 + \frac{1}{3}l_2^2 + l_1 l_2\right) + l_3\left(l_1^2 + l_2^2 + \right.$$
$$\left. \left. + \frac{1}{3}l_3^2 + 2l_1 l_2 + l_1 l_3 + l_2 l_3\right)\right].$$

Легко видеть, что в случае постоянной жесткости J по всей длине балки это выражение превращается в обычное выражение для прогиба защемленной балки, нагруженной силой P на конце:

$$f = \frac{P}{3EJ}(l_1 + l_2 + l_3)^3 = \frac{Pl^3}{3EJ}.$$

Б. Деформация звеньев *7—11* и *12—13* (рис. 177) под действием момента $M_{7\text{-}12} = Pl_{1\text{-}7}$.

Момент $M_{7\text{-}12}$ уравновешивается силами R растяжения звена *12—13* и сжатия звена *7—11*, приложенными на плече $l_{7\text{-}12}$. Величина силы R составляет, таким образом, $R = \frac{M_{7\text{-}12}}{l_{7\text{-}12}}$. Удлинение звена *12—13*

$$\Delta l_{12\text{-}13} = \frac{Rl_{12\text{-}13}}{EF_{12\text{-}13}},$$

а сжатие звена *7—11*

$$\Delta l_{7\ 11} = \frac{Rl_{7\text{-}11}}{EF_{7\text{-}11}},$$

где F с соответствующими индексами — сечения рассматриваемых звеньев.

Угол поворота звена *7—12* под влиянием растяжения и сжатия звеньев *12—13* и *7—11*

$$\theta_{7-12} \approx \operatorname{tg} \theta_{7-12} = \frac{\Delta l_{12-13} + \Delta l_{7-11}}{l_{7-12}}.$$

2. Консоль *5—7—12* большого рукава.

Прежде всего консоль наклоняется своим левым концом *5* вниз вследствие деформации рассмотренной ранее части фермы, а именно вследствие как прогиба балки *7—11*, так и поворота звена *7—12*. Кроме того, балка *5—7* имеет собственный прогиб конца *5* под действием силы P, перенесенной из точки *1* в точку *5*, а также изгибающего момента $M_5 = Pl_{1-3}$. Таким образом, имеем следующее.

А. Опускание точки *5* вследствие прогиба балки *7—11*. Очевидно, опускание всей консоли *5—7—12* и в том числе ее левого конца *5* от прогиба балки *7—11* на величину f_7 будет также составлять $f_{5a} = f_7$.

Б. Опускание точки *5* вследствие поворота звена *7—12* на угол θ_{7-12}:

$$f_{5b} = \theta_{7-12} l_{5-7}.$$

В. Опускание точки *5* вследствие собственного прогиба балки *5—7* под действием силы P и момента $M_5 = Pl_{1\ 5}$. Рассматривая балку *5—7* как защемленную в сечении *6*, получим прогиб ее конца *5*:

$$f_{5c} = \frac{Pl^3_{5-6}}{3EJ_{5-6}} + \frac{M_5 l^2_{5-6}}{2EJ_{5-6}}.$$

Г. Угол поворота сечения *5* балки *5—7* вследствие собственного прогиба балки *5—7* составит

$$\theta_5 = \frac{Pl^2_{5-6}}{2EJ_{5-6}} + \frac{M_5 l_{5-6}}{EJ_{5-6}}.$$

Суммируя рассмотренные деформации, получим:

суммарное опускание точки *5* консоли

$$f_5 = f_{5a} + f_{5b} + f_{5c};$$

суммарный угол поворота в точке *5* от собственного прогиба балки *5—7* и от предыдущего поворота звена *7—12*, или суммарный угол поворота звена *3—4* фермы

$$\theta_{3-4} = \theta_{7-12} + \theta_5.$$

3. Ферма малого рукава *1—3—4*.

Конец *1* фермы малого рукава опускается прежде всего вследствие деформации всей рассмотренной ранее части фермы пескомета, т. е. опускания точки *5* на величину f_5 и поворота звена *3—4* на угол θ_{3-4}. Кроме того, точка *1* опускается дополнительно вследствие опускания точки *2* от деформации растяжения и сжатия звеньев *2—4* и *2—3*, а также от собственного прогиба балки *1—2* под действием силы P. Таким образом, получаем:

А. Опускание точки *1* вследствие опускания точки *5* фермы большого рукава на величину f_5 будет равно, очевидно, также f_5, т. е. $f_{1a} = f_5$.

Б. Опускание точки *1* вследствие поворота звена *3—4* на угол θ_{3-4} составит $f_{1b} = \theta_{3-4} l_{1-5}$.

В. Для рассмотрения деформации звеньев *2—4* и *2—3* напишем уравнение моментов относительно точки *3*:

$$-Pl_{1-3} + R_{2-4} l_{2-3} \sin\alpha = 0,$$

откуда определяем силы по звеньям: растягивающую по звену *2—4*

$$R_{2-4} = \frac{Pl_{1-3}}{l_{2-3}\sin\alpha};$$

сжимающую по звену *2—3*

$$R_{2-3} = R_{2-4}\cos\alpha = \frac{Pl_{1-3}}{l_{2-3}\operatorname{tg}\alpha}.$$

Деформации звеньев *2—4* и *2—3*:
растяжения

$$\Delta l_{2-4} = \frac{R_{2-4} l_{2-4}}{EF_{2-4}};$$

сжатия

$$\Delta l_{2-3} = \frac{R_{2-3} l_{2-3}}{EF_{2-3}}.$$

Схема деформации фермы *2—3—4* и опускания вследствие этого точки *2* приведена на рис. 179. Принимая приближенно величину f_2 за опускание точки *2*, находим эту величину f_2 графически из приведенного на схеме построения. Тогда опускание точки *1*, вызванное деформацией растяжения и сжатия звеньев *2—4* и *2—3*, составит

$$f_{1c} = f_2 \frac{l_{1-3}}{l_{2-3}}.$$

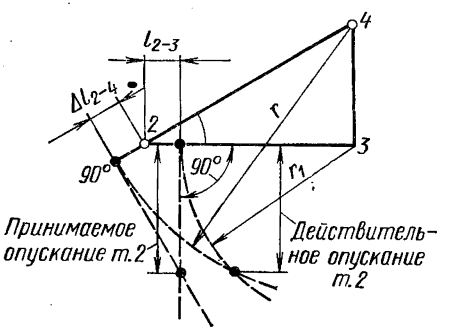


Рис. 179. Схема к расчету деформаций звеньев *2—4* и *2—3*

Г. Опускание точки *1* вследствие собственного прогиба балки *1—2* под действием силы *P* найдем, приняв для упрощения, что балка *1—2* заделана в сечении *2*. Тогда ее прогиб на конце *1*

$$f_{1d} = \frac{Pl_{1-2}^3}{3EJ_{1-2}}.$$

Суммируя рассмотренные элементы опускания точки *1*, получим общую величину этого опускания или деформации всей фермы пескомета под действием силы *P*:

$$f_1 = f_{1a} + f_{1b} + f_{1c} + f_{1d} = \Sigma f = kP.$$

Общая жесткость фермы пескомета, кгс/м

$$Ж = \frac{P}{\Sigma f} = \frac{1}{k},$$

где k — общая податливость всей фермы.

Найдя жесткость фермы $Ж$, легко получить частоту собственных колебаний фермы в минуту

$$n_0 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{Ж}{M}}, \qquad (94)$$

где M — приведенная масса фермы, которую можно принимать приблизительно равной, кгс·с²/м

$$M = M_{\text{соср}} + 0{,}5M_{\text{распр}},$$

где $M_{\text{соср}}$ — сосредоточенная масса метательной головки (вместе с оператором); $M_{\text{распр}}$ — распределенная масса рукавов, вовлекаемая в колебания.

Найденная в результате приведенного расчета частота собственных колебаний фермы пескомета n_0 должна отличаться от частоты вращения ротора метательной головки n (об/мин) не менее чем на 30% во избежание приближения к режиму резонанса.

Глава VI
ПОТОЧНЫЕ И АВТОМАТИЧЕСКИЕ ЛИТЕЙНЫЕ ЛИНИИ

§ 1. ПОТОЧНЫЕ ЛИНИИ

Состав поточной линии

Работа непрерывным потоком, или поточный метод работы в технологии машиностроения заключается в том, что рабочие места располагаются в цепочку в порядке последовательности выполнения на них операций обработки и изделия передаются от одного рабочего места к другому. Таким образом, операции обработки изделий выполняются на всех рабочих местах одновременно, совмещением их по времени и разделением по месту. Поточный метод работы дает возможность специализации рабочих мест и совершенствования выполняемых на них операций. Достигается высокая производительность труда и, что весьма важно, однородность качества получаемых изделий.

В литейных цехах массового и крупносерийного производства процесс получения отливок, т. е. изготовления литейных форм, их сборки, заливки и выбивки также организуется по принципу непрерывного потока. Оборудование и рабочие места располагаются в порядке последовательности операций, с разделением по месту и соединяются соответствующими транспортными средствами, передающими объекты обработки, а сами операции выполняются одновременно на всех рабочих местах.

Такая система машин образует поточную линию получения отливок, или литейную формовочную линию.

Поток литейных форм и опок может быть осуществлен любыми транспортными средствами — крановым оборудованием, тележками, роликовыми конвейерами и т. д. Однако ввиду однообразия и массовости формуемых и перемещаемых опок чаще всего для этой цели применяют так называемые литейные конвейеры и в числе их наиболее часто напольные горизонтально-замкнутые литейные конвейеры с непрерывным движением. Вследствие того, что конвейер имеет принудительное движение, он устанавливает определенный ритм работы всей поточной линии, что имеет большое организационное значение.

Схема поточной литейной линии с конвейером показана на рис. 180. Горизонтально-замкнутый литейный конвейер представляет собой ряд тележек, непрерывно движущихся по рельсам при помощи тяговой замкнутой цепи, приводимой в движение от электродвигателя через соответствующую передачу. Скорость движения формовочных конвейеров колеблется от 2 до 10 м/мин, в зависимости от загруженности и размеров опок. На рис. 180 конвейер показан не в виде соединения отдельных тележек, а условно, в виде непрерывной ленты. Формовочные машины устанавливают вдоль конвейера. Формы мож-

но собирать на самом движущемся конвейере, если скорость его невелика. Чаще всего, однако, сборку осуществляют на рольгангах у формовочных машин, вне конвейера, и на конвейер ставят уже собранные формы.

Заливку форм обычно производят на движущихся тележках конвейера из заливочных ковшей, подвозимых по подвесному пути. Металл в заливочные ковши разливается из более крупных раздаточных ковшей, подвозимых по другому подвесному пути непосредственно от плавильной печи. Для облегчения работы заливщика заливочную площадку часто делают в виде вертикально-замкнутого пластинчатого или ленточного конвейера, перемещающегося параллельно основному конвейеру с той же скоростью.

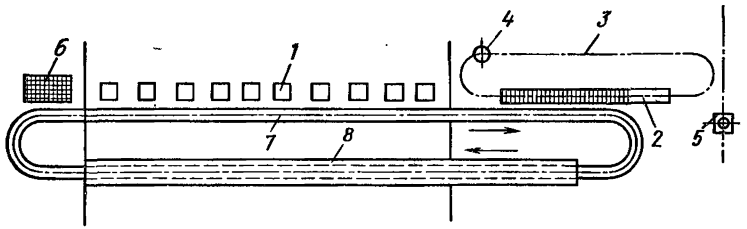


Рис. 180. Схема поточной литейной линии с горизонтально-замкнутым конвейером:

1 — формовочные машины; *2* — заливочная площадка; *3* — подвесной путь для заливочных ковшей; *4* — заливочный ковш; *5* — раздаточный ковш; *6* — выбивная решетка; *7* — литейный конвейер; *8* — охладительный кожух

Залитые формы, обогнув закругление на конвейере, проходят через охладительный кожух и попадают на участок выбивки. Здесь формы снимаются с конвейера и выбиваются на выбивной решетке. Отработанная смесь, выбитая из опок, проваливается сквозь решетку и передается в центральное смесеприготовительное отделение, из которого после переработки раздается в бункера над формовочными машинами. Отливки транспортируют в обрубное отделение для очистки, пустые же опоки ставят на освободившиеся тележки конвейера, который доставляет их снова к формовочным машинам.

Заливочное и выбивное отделения изолируют от формовочного перегородками.

По правилам техники безопасности формовочный конвейер должен иметь кнопочное управление. Пуск конвейера осуществляют нажатием пусковой кнопки обычно на участке заливки. Перед пуском дается звуковой сигнал; остановить конвейер можно с любого участка (формовки, заливки, выбивки) нажатием стоп-кнопки.

Типовой литейный конвейер

Типовой напольный горизонтально-замкнутый литейный конвейер имеет следующие участки:

1) формовочный, вдоль которого установлены формовочные машины; длина этого участка конвейера в зависимости от планировки его составляет 30—60 м и более;

2) заливочный, на котором формы заливают металлом; длина этого участка обычно составляет 10—15 м, а иногда делается длиной до 40 м;

3) охладительный, на котором залитые в формах отливки охлаждаются; охладительный участок перекрывается кожухом из листовой стали с присоединенными к нему трубами для отсоса выделяющихся из форм газов; длина охладительного участка зависит от технологически необходимой продолжительности охлаждения залитых форм; часто она берется равной сумме длин формовочного и заливочного участков, но в ряде случаев делается значительно больше;

4) выбивной участок, который имеет длину обычно 10—15 м.

Общая длина конвейера между центрами концевых закруглений колеблется обычно в пределах 80—100 м, но может быть и больше.

Ходовую часть литейных конвейеров делают с платформами, имеющими плоские плиты или же секции рольганга, позволяющие переталкивать на них на ходу собранные формы со стационарных сборочных рольгангов у формовочных машин. Такая конструкция показана на рис. 181.

Каждая платформа конвейера опирается на две тележки, прикрепленные к тяговой цепи. Тележки одноосные и имеют ходовые катки на роликовых подшипниках. Катки сделаны без реборд, для того чтобы уменьшить сопротивление на криволинейных участках пути. Чтобы тележки не сходили с рельс, тяговая цепь снабжена в шарнирах опорными роликами, которые направляются по трассе специальными шинами. Опорные ролики также имеют роликовые подшипники. Для возможности огибания цепью закруглений плиты платформ на тележках укреплены не жестко, а на шкворнях, позволяющих тележкам поворачиваться. При этом одно отверстие под шкворень в плите платформы делается круглым, а другое — овальным. Это дает возможность проскальзывания шкворня при сокращении расстояния между центрами тележек на закруглении. Чтобы предотвратить попадание жидкого металла при заливке форм на тяговую цепь, промежутки между платформами конвейера защищены перекрывающими одна другую пластинами.

Приводную станцию конвейера (рис. 182) располагают на прямом участке трассы конвейера и монтируют в приямке. Сверху приямок перекрывают металлическим настилом с откидным люком, у которого устанавливают вертикальную лестницу. Механизм привода представляет собой вертикально-замкнутую гусеничную цепь с кулаками, упирающимися в ролики тяговой цепи конвейера и таким образом сообщающими ему движение. В передаточных механизмах привода обычно вводится бесступенчатый вариатор скоростей, позволяющий регулировать скорость конвейера. Пределы изменения скоростей 4 : 1.

Для тяжело нагруженных литейных конвейеров большой длины применяют многодвигательный электропривод постоянного тока по схеме генератор—двигатель с несколькими приводными станциями. Электродвигатели, приводящие конвейер (в количестве 2, 3 или

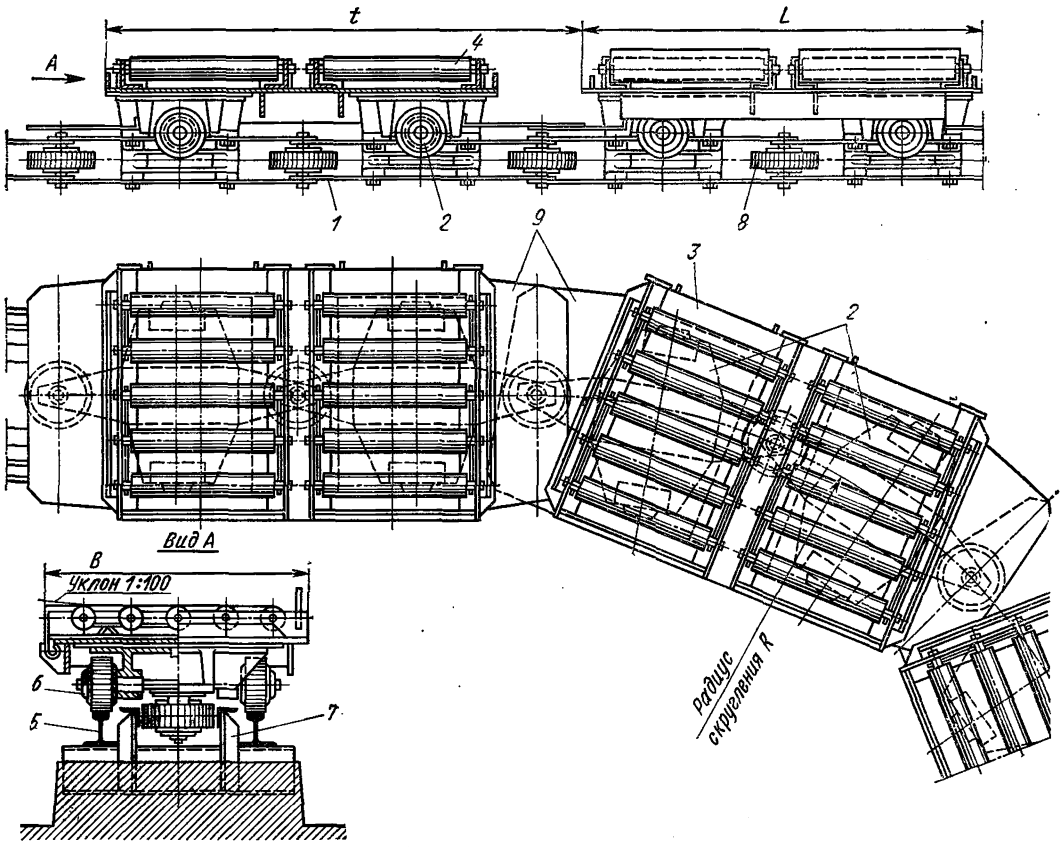


Рис. 181. Ходовая часть литейного конвейера:

1 — тяговая цепь; *2* — тележка; *3* — платформа; *4* — секция рольганга; *5* — рельс; *6* — ходовые катки тележки; *7* — направляющая шина; *8* — опорные ролики тяговой цепи; *9* — защитные пластины; *t* — шаг платформы; *L* — длина платформы; *B* — ширина платформы

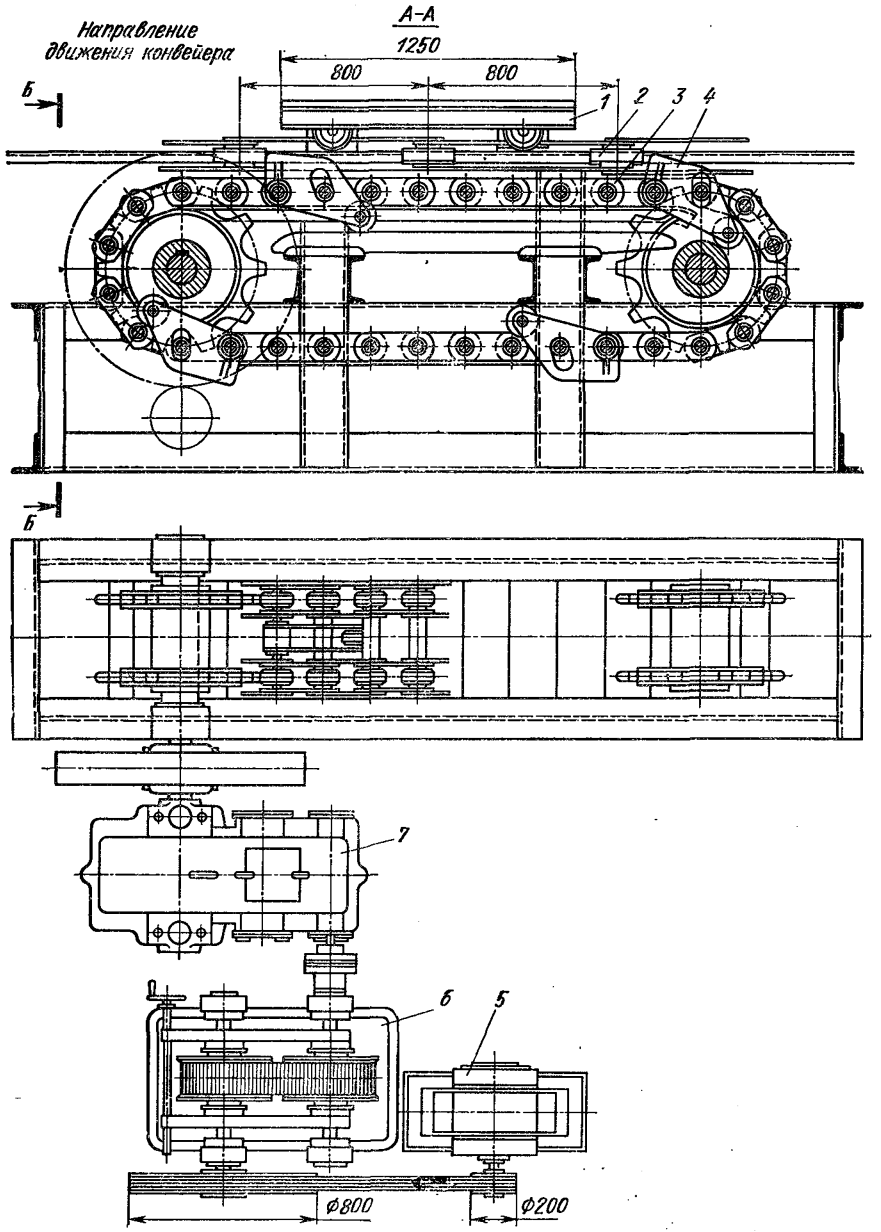
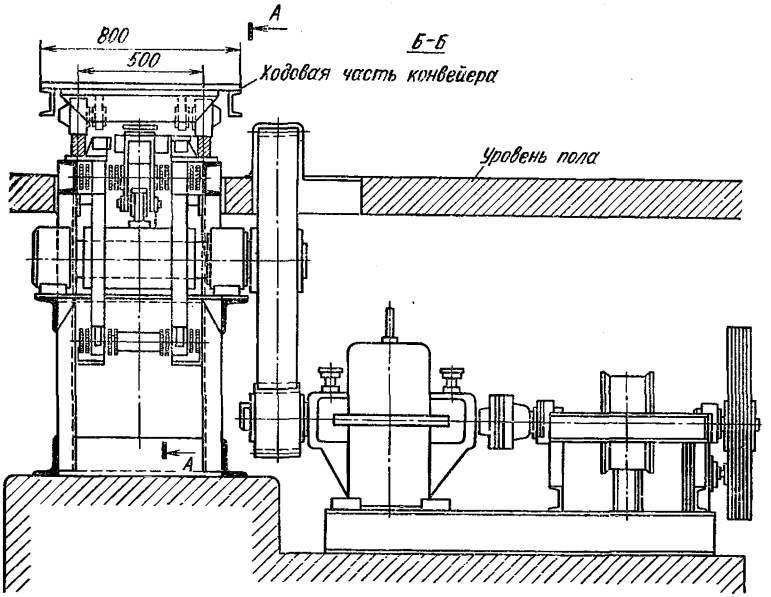


Рис. 182. Гусеничный привод литейного конвейера:

1 — платформа конвейера; *2* — ролики тяговой цепи; *3* — приводная цепь; *4* — кулаки приводной цепи; *5* — электродвигатель; *6* — бесступенчатый вариатор скоростей; *7* — редуктор



более, в зависимости от длины конвейера), питаются от одного общего генератора с тиристорным управлением в цепи возбуждения. Тиристорная схема управления генератором дает плавное регулирование скорости конвейера и автоматическое ее нарастание с регулируемым темпом при пусках, а также автоматическое отключение электродвигателей при перегрузках.

Обычно при скоростях конвейера $v > 4$ м/мин заливочный участок оборудуют специальной заливочной площадкой в виде подвижного тротуара, движущегося параллельно платформам конвейера с той же скоростью. Такие площадки целесообразно устраивать и при меньших скоростях, в особенности для тяжелых форм. Заливочную площадку выполняют в виде вертикально-замкнутого металлического пластинчатого конвейера либо в виде ленточного с тканевой прорезиненной лентой конвейера, верхняя ветвь которой движется по металлическому столу.

В ряде случаев целесообразно применять литейные конвейеры, имеющие не непрерывное, а периодическое движение в определенном ритме. При таком пульсирующем конвейере упрощаются устройства, механизирующие или автоматизирующие работы, выполняемые на самом конвейере, такие, как сборка литейных форм непосредственно на платформах конвейера и заливка форм. В этих случаях можно применять шагающие конвейеры, которые имеют, однако, прямолинейную трассу, и поэтому для получения замкнутого потока нужно иметь их минимум два с промежуточными перегрузками изделий. Применяют также специальные горизонтально-замкнутые пульсирующие литейные конвейеры, имеющие особый привод, кото-

рый каждый раз передвигает всю замкнутую цепь платформ конвейера на заданный шаг.

На рис. 183 приведена схема такого привода. Сама тяговая цепь конвейера в данном случае также специальная и имеет между каждыми двумя нормальными звеньями *1* специальные звенья *2*. Специальное звено имеет два выступа *3* с расстоянием между ними, равным шагу *t* пульсирующего передвижения конвейера. Передвижение осуществляется с помощью толкающего гидроцилиндра *7*, двигающего по раме *6* тележку *5*, обойма *4* которой ведет тяговую цепь конвейера за очередной выступ ее специального звена. Перед ходом толкания вся рама *6* приподнимается подъемным гидроцилиндром *8*,

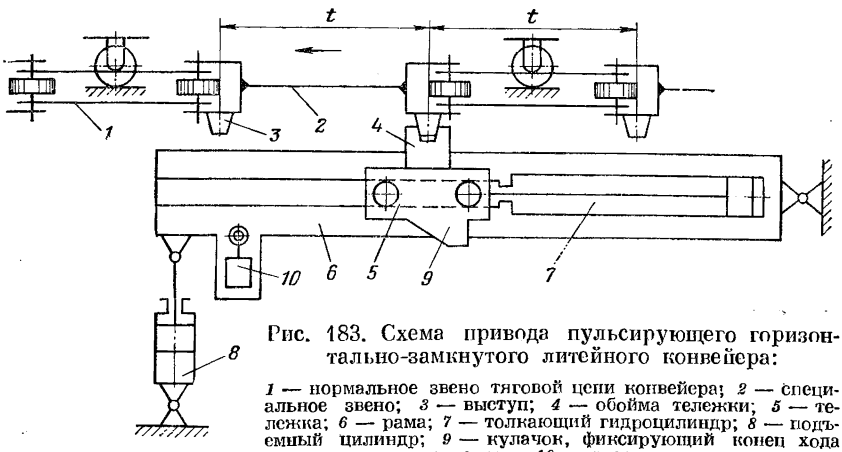


Рис. 183. Схема привода пульсирующего горизонтально-замкнутого литейного конвейера:

1 — нормальное звено тяговой цепи конвейера; *2* — специальное звено; *3* — выступ; *4* — обойма тележки; *5* — тележка; *6* — рама; *7* — толкающий гидроцилиндр; *8* — подъемный цилиндр; *9* — кулачок, фиксирующий конец хода тележки; *10* — дроссель

для того чтобы выступ звена цепи вошел в гнездо обоймы тележки. Точная остановка в конце хода толкания осуществляется с помощью кулачка *9*, укрепленного на тележке и запирающего масло в толкающем гидроцилиндре нажимом на ролик дросселя *10*.

Подобного рода толкающий гидропривод может быть сделан и при наличии тяговой цепи обычной конструкции, например для переделки (в порядке модернизации) нормального горизонтально-замкнутого литейного конвейера с непрерывным движением в пульсирующий.

Кроме горизонтально-замкнутых литейных конвейеров, на практике иногда применяют литейные конвейеры и других типов: вертикально-замкнутые, подвесные и др.

Технологический расчет литейного конвейера

Технологический расчет литейного конвейера заключается в определении необходимой скорости конвейера и длины его участков.

Скорость конвейера (м/мин) находят исходя из годового числа форм, которые необходимо залить на данном конвейере, по формуле

$$v = \frac{Ntk}{i\Phi \cdot 60}, \qquad (95)$$

где N — годовое число форм; t — шаг платформ конвейера (размеры платформ выбираются по размерам форм), м; k — коэффициент скорости, учитывающий возможные пропуски при установке форм на платформы конвейера; $k = 1{,}15 \div 1{,}20$; i — число форм, устанавливаемых на одной платформе конвейера; Φ — годовой фонд времени работы конвейера, ч.

Определить длину отдельных участков нормального напольного горизонтально-замкнутого литейного конвейера и длину конвейера можно следующим образом.

Длину формовочного участка $L_{\text{ф}}$ определяют планировкой путем конкретного размещения формовочных машин, сборочных рольгангов и других устройств на этом участке.

Длину заливочного участка $L_{\text{зал}}$ либо рассчитывают, например, с помощью метода, излагаемого ниже, либо берут по практическим данным, обычно в пределах 10—15 м, в зависимости от скорости конвейера.

Длину участка выбивки $L_{\text{выб}}$ определяют также планировкой выбивного оборудования на этом участке.

Длину охладительного участка $L_{\text{охл}}$ проверяют по времени охлаждения отливок от заливки до выбивки $z = \frac{L_{\text{охл}}}{v}$ мин.

В обычных случаях при нормальной планировке поточной линии с горизонтально-замкнутым конвейером длину охладительной ветви берут равной сумме длин участков формовки, заливки и выбивки. Таким образом, вся длина конвейера (между центрами закруглений) составляет

$$L = L_{\text{ф}} + L_{\text{зал}} + L_{\text{выб}} = L_{\text{охл}}.$$

Однако в ряде случаев при необходимости достаточно длительного времени охлаждения залитых форм охладительная ветвь получается настолько длинной, что конвейер приходится из-за этого значительно удлинять, иногда изменяя его трассу дополнительными поворотами в виде петель.

Для сокращения необходимой длины охладительного участка конвейера рекомендуется, если это возможно по технологическим соображениям, применять раздельную выбивку нижней и верхней опок формы. Сначала на определенном пункте трассы конвейера снимаются верхние опоки с нижних и выбиваются на своей решетке. Нижние же невыбитые опоки вместе с находящимися в них горячими отливками перемещаются конвейером дальше и выбиваются на другом участке трассы конвейера, на другой выбивной решетке. Общая длина ветви охлаждения при этом значительно сокращается, так как отливки, будучи открытыми после снятия верхней полуформы, охлаждаются гораздо быстрее, чем если бы они охлаждались все время в закрытой форме.

Применяется также выбивка комплектных литейных форм (т. е. сразу верхней и нижней полуформы) путем выдавливания из опок песчаной набивки вместе с отливками, в виде кома или блока, с последующим охлаждением таких блоков уже не на конвейере, а на

стационарных рольгангах. Освобожденные от опок песчаная форма или блок с отливками не разваливаются при применении для формовки современных смесей с высокой прочностью и при высокой степени уплотнения форм. Остывает же такой блок быстрее, чем форма в опоках, что позволяет сократить длину литейного конвейера до нормальной.

Для расчета необходимой длины заливочного участка конвейера рекомендуется метод, предложенный П. И. Половинкиным и заключающийся в построении графика заливки в координатах путь — время.

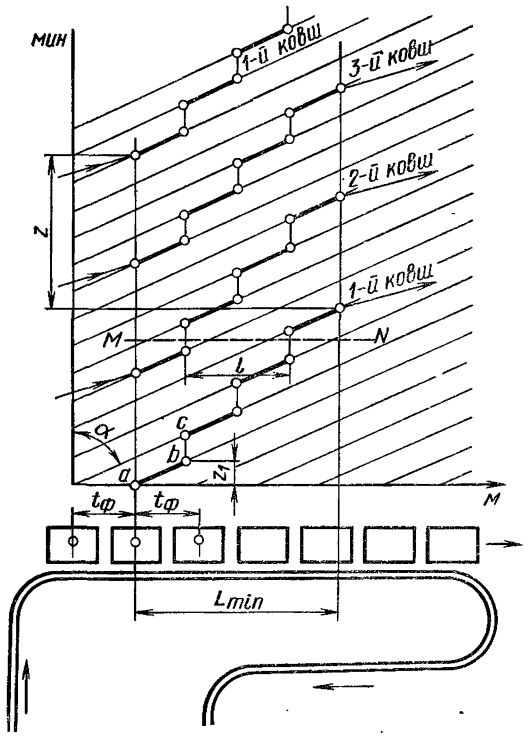


Рис. 184. Принцип построения графика заливки форм на конвейере

По оси абсцисс (рис. 184) откладывают путь, проходимый формами на конвейере, а по оси ординат — время. Движение каждой формы, находящейся на конвейере, изобразится на графике прямой с углом наклона к оси ординат $\alpha = \operatorname{arctg} v$, где v — скорость конвейера. Расстояние по горизонтали между соседними наклонными прямыми равно шагу форм $t_ф$ на конвейере.

Операция заливки каждой формы изобразится на графике отрезком наклонной прямой, имеющей протяженность во времени, равную продолжительности заливки одной формы z_1 (см., например, отрезок ab). Ожидания заливщиком очередных форм после заливки предыдущих изобразятся вертикальными отрезками между соседними наклонными прямыми (см., например, отрезок bc).

На графике каждый поступающий по подвесному пути ковш с металлом заливает по четыре формы, после чего транспортируется к печи или стендовому ковшу для нового наполнения металлом. Если через z мин ковш успевает снова прибыть на заливочную площадку, то на подвесном пути в данном случае достаточно иметь три ковша.

Проведение на графике заливки любой горизонтальной прямой дает возможность определить расстояния между ковшами, одновременно находящимися на заливочной площадке в данный момент.

Необходимая длина заливочной ветви конвейера по графику получается L_{min} плюс некоторые зазоры (запас) по концам в обе стороны (~ 2—4 м, в зависимости от размера ковшей).

Иногда заливка производится с двух заливочных станций; часть ковшей начинает заливать формы на конвейере с одного места (станции), а другие ковши проезжают по подвесному пути дальше и начинают заливку с другого места (станции). Такая организация заливки дает возможность увеличить расстояние между ковшами. В качестве примера на рис. 185 построен график заливки с двух

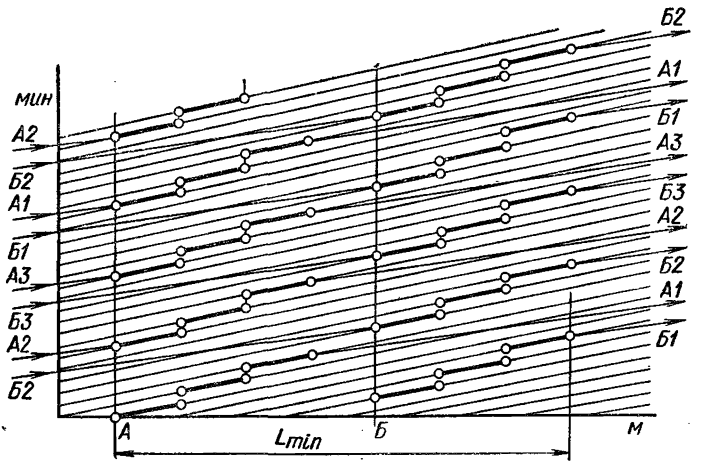


Рис. 185. График заливки форм на конвейере с двух заливочных станций

станций *А* и *Б*. Ковши станции *А* заливают по комплекту форм (в данном случае по три формы), пропуская по такому же комплекту для заливки на станции *Б*. Можно было бы принять другое чередование форм, например заливать на станции *А* формы через одну, а пропущенные заливать на станции *Б*. График заливки в таком случае соответственно изменился бы.

На рис. 185 видно, что пути следования ковшей станций *А* (ковша *А1*, *А2*, *А3*) не пересекаются на графике с путями следования ковшей *Б1*, *Б2*, *Б3* (станции *Б*). Следовательно, замкнутый подвесной путь для циркуляции всех ковшей может быть сделан без обводных ветвей и стрелок.

Изложенный метод построения графика заливки дает наглядное представление о всей организации работ по заливке форм на конвейере и возможность определения как минимальной длины заливочного участка конвейера, так и числа ковшей, циркулирующих на подвесном пути, расстояния между ними и пр.

Примеры автоматических линий

Автоматическая или автоматизированная производственная линия представляет собой поточную линию, в которой все производственные операции или подавляющее их большинство выполняются автоматически, без участия человека. На автоматических литейных линиях обычно автоматизируются все операции получения отливок, за исключением простановки стержней и заливки форм, хотя имеются линии, где и эти операции выполняются автоматически. Литейные автоматические линии получения отливок в разовых опочных формах делают замкнутыми в силу необходимости возвращения пустых опок от выбивки к формовочным автоматам. Автоматическая литейная линия может быть, однако, и незамкнутой, например для изготовления отливок в безопочных формах. Незамкнутыми также делают такие автоматические линии в литейных цехах, как линии для комплектовки стержней, зачистки, обрубки и контроля отливок и др.

Рассмотрим несколько примеров современных автоматических литейных линий.

На рис. 186 показана схема планировки автоматической литейной линии, работающей в чугунолитейном цехе Волжского автомобильного завода. Габаритные размеры линии позволяют разместить ее в пролете шириной 18 м. Конвейер линии имеет непрерывное движение. Для увеличения времени охлаждения отливок в формах на конвейере делается дополнительная петля, выполненная так, что трасса ее идет на двух уровнях, один над другим. Значительное расстояние между поперечными потоками изготовления полуформ (24 м) обеспечивает достаточное время для простановки стержней, которая производится операторами вручную с пола в нижние полуформы, движущиеся на литейном конвейере. Большая длина заливочного участка (33 м) позволяет иметь в распоряжении заливщика технологически необходимое время для получения любых отливок. Заливка форм на линии производится заливщиками с неподвижной площадки из ковшей емкостью 1 т, которые подаются на заливочный участок автопогрузчиками, и во время заливки заливщик перемещает их с помощью электроталей по замкнутому подвесному монорельсу. Выбивка верхней и нижней полуформ опок раздельная, что дает дополнительно некоторое ускорение охлаждения отливок, оставшихся в нижней полуформе после снятия с нее верхней. Выбивка как верхней, так и нижней полуформ производится путем прошивки (выдавливания) содержимого полуформы прессом сверху на находящуюся внизу выбивную решетку.

Внутри замкнутой трассы литейного конвейера линия имеет два поперечных потока, на которых производится формовка верхних и нижних полуформ. Формовочные автоматы, установленные здесь, рассмотрены нами ранее (см. рис. 120 и 123) и представляют собой однопозиционные машины с уплотнением форм одновременным

встряхиванием и прессованием под высоким давлением с помощью многоплунжерной головки.

Верхняя (без отливок) и нижняя (с отливками) полуформы, снятые с платформы конвейера, поступают по приводным роликовым конвейерам на прессы для прошивки (выдавливания содержимого формы из опок) и одновременной очистки внутренней поверхности опок от остатков формовочной смеси щетками. Опоки не имеют крестовин, что облегчает их выбивку методом выдавливания. Выдавленная набивка (и отливки из нижней полуформы) падает на находящиеся под этими механизмами выбивные решетки, а пустые опоки поступают на формовочные автоматы, перед входом на которые они на вибростолах окончательно очищаются от остатков смеси. Перед подачей на формовочный автомат нижняя опока после выбивки не кантуется, так как она может быть поставлена на модельную плиту любой стороной. Для этого она имеет двойной комплект центрирующих втулок, со стороны как верхнего, так и нижнего лада, а именно по две пары втулок с каждой стороны — одна пара для центрирования относительно верхней опоки (которая имеет штыри), и другая пара — для центрирования относительно модельной плиты. Верхняя опока имеет один рабочий лад, пару штырей со стороны лада (для центрирования с нижней опокой) и пару втулок (для посадки на модельную плиту). Полуформы транспортируются по приводным кромочным рольгангам без подопочных щитков, равно как и устанавливаются готовые комплектные формы на платформы конвейера. Формы перед заливкой не нагружают, так как опоки имеют достаточный вес.

Техническая характеристика рассмотренной линии: размеры опок $800\times700\times\frac{260}{260}$ мм; цикловая производительность 270 форм в час; конвейер тележечный, с непрерывным движением, шаг тележек 1371 мм, число тележек 234, скорость 6,1 м/мин; привод конвейера от трех приводных станций с электродвигателями постоянного тока по 15 л. с. с питанием их от генератора с тиристорным управлением полем возбуждения. На ВАЗе работает несколько таких линий (три для среднего литья и одна того же типа, но более тяжелая, для отливок блока цилиндров). Автоматическими линиями такого же типа оборудован литейный цех КамАЗа.

На рис. 187 показана схема планировки автоматической линии, работающей в литейном цехе ковкого чугуна ЗИЛа. Линия имеет конвейер с пульсирующим движением, с толкающим гидроприводом с двух станций. Размеры опок $110\times750\times\frac{285}{285}$ мм. Опоки чугунные литые, с двойными стенками (коробчатого закрытого сечения). Цикловая производительность линии — 240 форм в час, что соответствует темпу движения конвейера 15 с (из них 6 с — перемещение и 9 с — стоянка). Шаг конвейера 1575 мм.

Формовка верхних и нижних полуформ производится в двух поперечных потоках на трехпозиционных (с дублированной позицией уплотнения) автоматах, рассмотренных нами ранее (см. рис. 121,

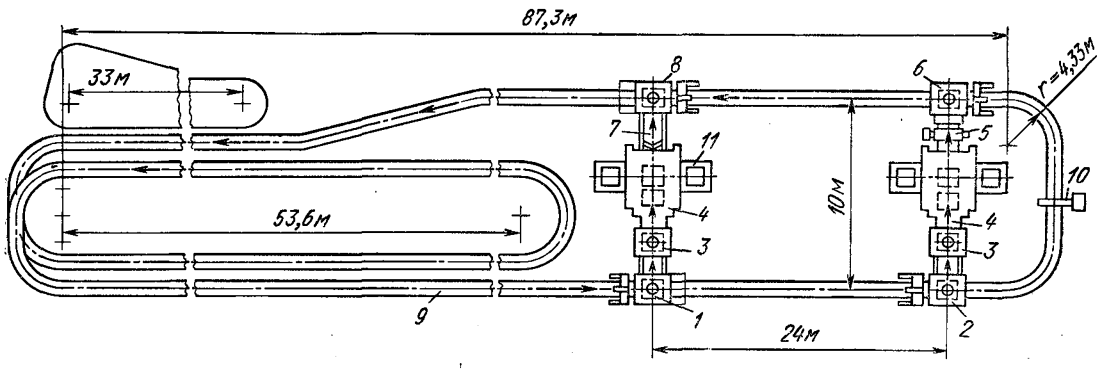


Рис. 186. Схема планировки автоматической литейной линии фирмы «SPO» для среднего литья:

1 — механизм съема верхней полуформы с конвейера (распаровщик); *2* — механизм съема нижней полуформы (с отливками) с конвейера; *3* — механизмы прошивки и очистки опок от смеси; *4* — формовочные автоматы верхней и нижней полуформ; *5* — кантователь для нижних полуформ; *6* — механизм установки нижней полуформы на литейный конвейер; *7* — приводной роликовый конвейер; *8* — механизм спаривания полуформ (сборщик); *9* — литейный тележечный конвейер с непрерывным движением; *10* — щетка для очистки платформ конвейера; *11* — тележки для смены модельных плит

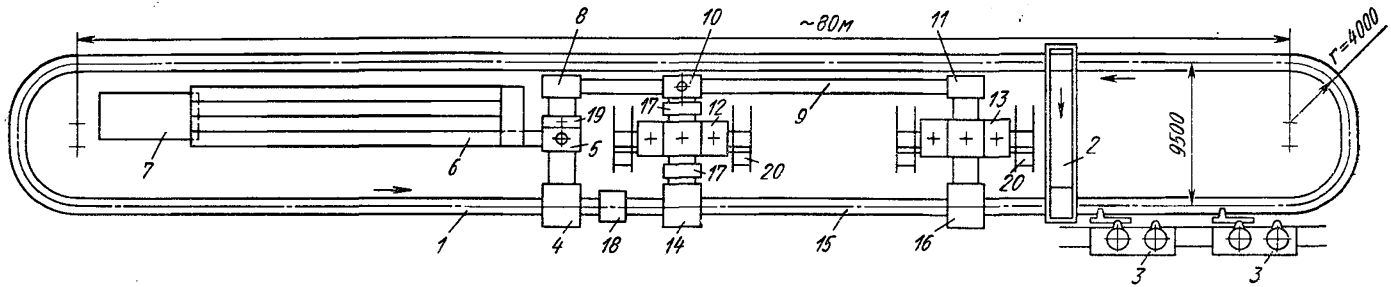


Рис. 187. Схема планировки автоматической литейной линии фирмы «Künkel — Wagner»

1 — литейный тележечный конвейер с пульсирующим движением; *2* — конвейер для перекладывания грузов; *3* — заливочные станции; *4* — перекладчик залитых форм с конвейера на выбивку; *5* — механизм выдавливания (прошивки) комплектных форм; *6* — охладительный конвейер для выдавленных из опок блоков; *7* — выбивные решетки; *8* — перекладчик комплектных пустых опок; *9* — распределительный кромочный роликовый конвейер для пустых опок; *10* — распаровщик и перекладчик нижних опок на поперечный кромочный роликовый конвейер формовки; *11* — перекладчик верхних опок на поперечный кромочный роликовый конвейер формовки; *12* — формовочный автомат нижних полуформ; *13* — формовочный автомат верхних полуформ; *14* — перекладчик нижних полуформ на литейный конвейер; *15* — участок установки стержней; *16* — перекладчик верхних полуформ на нижние (сборщик); *17* — кантователь; *18* — щетка для очистки тележек конвейера; *19* — щетка для очистки опок от остатков смеси; *20* — тележки для смены модельных плит

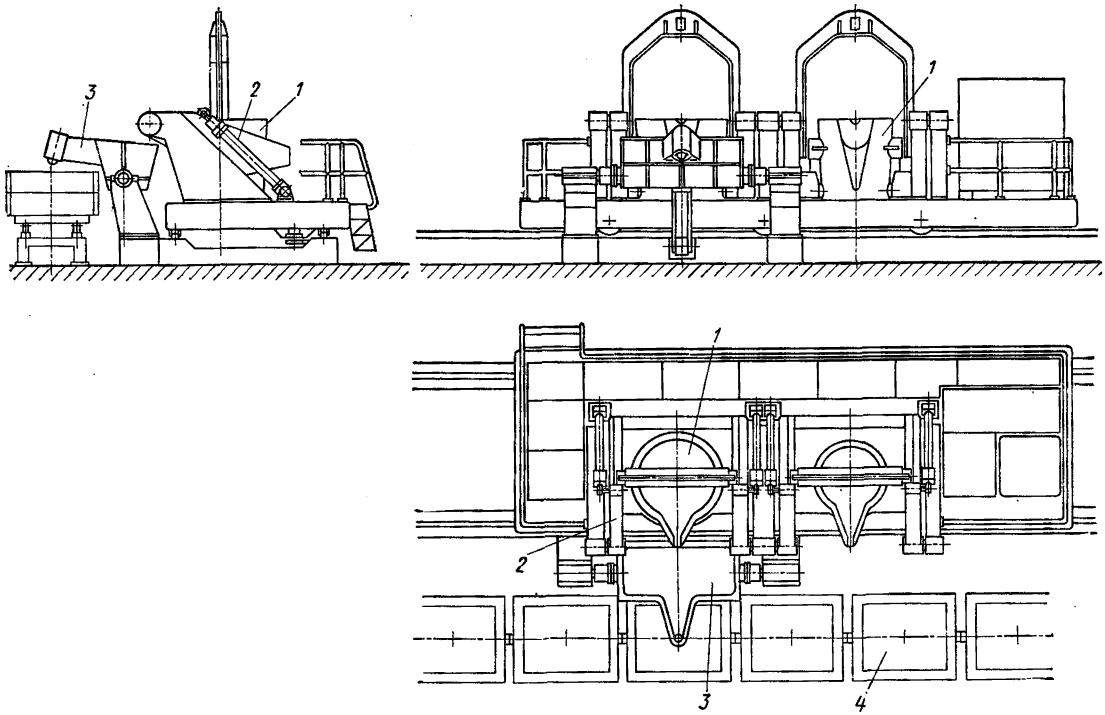


Рис. 188. Схема компоновки заливочной станции линии Künkel — Wagner:

1 — сменные ковши; *2* — устройство для поворота; *3* — желоб-дозатор; *4* — литейный конвейер

122 и 124). Установка стержней ручная. Формы заливаются с двух полуавтоматических станций со сменными ковшами, которые разливают металл сначала в дозатор. Из него металл уже поступает в форму через калиброванный выпускной стакан. Схема компоновки заливочной станции показана на рис. 188. Перед заливкой специальный поперечный конвейер накладывает на формы грузы, которые он затем снимает с форм на другой ветви литейного конвейера.

После охлаждения на конвейере формы снимаются с него автоматическим перекладчиком и ставятся на поперечный кромочный роликовый конвейер (рольганг) выбивки. Здесь они выбиваются путем прошивки (выдавливания содержимого комплектной формы) «штемпелем», а затем, на соседней позиции дополнительно прошиваются плитой с резиновой окантовкой для очистки стенок опок от остатков формовочной смеси. По роликовому конвейеру выбивки, так же как по продольному распределительному роликовому конвейеру, а также по пеперечным роликовым конвейерам формовки опоки и полуформы перемещаются по методу жесткого толкания от гидравлических толкателей.

Для более точной установки опоки и формы на ряде позиций этих кромочных роликовых конвейеров фиксируются с помощью пневматических фиксаторов, горизонтальные конические штыри которых входят в специально предусмотренные для этого втулки, имеющиеся на торцовых стенках опок.

Выдавленные из опок песчаные блоки (вместе с отливками, находящимися в них) передаются далее на четыре ветви охладительного пластинчатого конвейера, где они проходят дополнительное охлаждение и затем разрушаются на выбивных решетках. Отсюда отработанная смесь поступает в смесеприготовительную установку, а отливки передаются в отделение очистки отливок. Общая продолжительность охлаждения, считая от заливки, составляет 38 мин.

Освободившиеся на позиции прошивки комплекты пустых опок проталкиваются по поперечному роликовому конвейеру выбивки и перекладываются на распределительный продольный кромочный роликовый конвейер, где они разбираются и перекладчиками передаются на поперечные формовочные ветви роликовых конвейеров к формовочным автоматам. Опоки и формы транспортируются на линии без подопочных щитков. Автоматические линии данного типа работают на ряде отечественных заводов.

На рис. 189 приведена схема планировки автоматической литейной линии НИИТракторосельхозмаша. Линия выпускает стальные фасонные отливки массой 200—600 кг для тракторов К-700. Размер опок $1600 \times 1000 \times \frac{600}{600}$ мм, опоки без крестовин. Масса одной опоки 2500 кг, масса подопочной плиты 200 кг. Цикловая производительность линии 40 форм в час.

Трасса линии состоит из трех продольных ветвей, соединенных по концам двумя поперечными. На двух основных продольных ветвях производится формовка верхней и нижней полуформ, третья продольная ветвь занята под заливку и охлаждение форм, торцо-

вые ветви служат — одна для сборки форм, а другая для выбивки форм.

Весь транспорт линии состоит из приводных роликовых конвейеров-накопителей (рольгангов-накопителей), выполненных в виде секций длиной 5—6 м. Роликовые конвейеры имеют ролики диаметром 300 мм, размещенные с шагом 750 мм, каждый из которых приводится от общего цепного привода секции через фрикционную муфту. Поэтому при остановке (у жесткого упора) перемещаемых опок ролики под остановившейся опокой не вращаются и не изнашивают опоки; в это время пробуксовывают фрикционные муфты роликов.

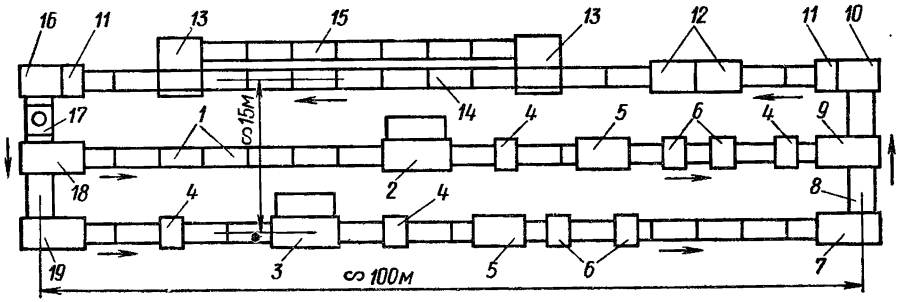


Рис. 189. Схема планировки автоматической литейной линии НИИТракторосельхозмаша:

1 — секции приводного роликового конвейера; *2* — формовочный автомат верхних полуформ; *3* — формовочный автомат нижних полуформ; *4* — кантователи; *5* — сушильные камеры; *6* — окрасочные камеры; *7* — перекладчик нижних полуформ; *8* — участок простановки стержней; *9* — спариватель (сборщик форм); *10* — перекладчик собранных форм на заливку; *11* — подъемные секции двухъярусного роликового конвейера заливки и охлаждения; *12* — заливочная станция; *13* — трансбордеры; *14* — основной роликовый конвейер охлаждения форм; *15* — дополнительный роликовый конвейер охлаждения; *16* — перекладчик форм на выбивку; *17* — пресс для выбивки форм прошивкой; *18* — распаровщик; *19* — перекладчик нижних опок на формовку

Роликовые конвейеры имеют запас скоростей движения против технологически необходимой средней скорости потока. Эта последняя составляет 1,35 м/с, а конвейер может развивать скорость перемещения грузов до 6 м/с (коэффициент запаса скорости $k_v = \frac{6}{1{,}35} \approx$ $\approx 4{,}5$). Это свойство роликовых конвейеров данной системы позволяет весь запас или транспортный задел, находящийся на секции конвейера, сосредоточивать непосредственно перед очередным агрегатом линии и способствует ликвидации последствий кратковременных простоев агрегатов линии (что будет подробно рассмотрено ниже, в разделе о надежности линий).

Формовка как нижних, так и верхних полуформ производится на этой линии на прессовых автоматах с применением давления прессования около 40 кгс/см^2 с помощью многоплунжерных головок. Давление масла в цилиндрах головок 100 ат. Полное усилие пресса составляет 600 тс. Автоматы многопозиционные, проходные, с компо-

новкой по схеме с так называемой плавающей или скользящей модельной оснасткой (рис. 190). Модельная плита после протяжки заформованной на позиции *3* полуформы возвращается по системе приводных роликовых конвейеров (позиция *4*) обратно на позицию *1*, где на нее устанавливается на штыри одновременно поступившая сюда очередная пустая опока. На этой же позиции *1* опока заполняется формовочной смесью. На позиции *2*, куда модельная плита с опокой передвигаются при очередном перемещении всего потока опок и полуформ, производится прессование, и далее, на позиции *3* вытяжка модели путем опускания модельной плиты вниз, на уровень возвратного роликового конвейера позиции *4*.

После формовки на прессовых автоматах полуформы кантуются, и затем с их тыльной стороны (с контр-лада) срезается напуск смеси; это производится на ходу, при перемещении полуформ по конвейеру со скоростью 3 м/мин. Напуск срезается ножевым барабаном (фрезой) диаметром 350 мм при частоте вращения 360 об/мин. После

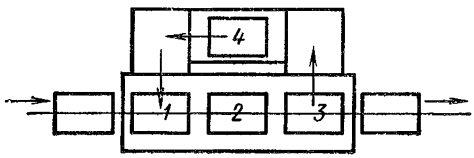


Рис. 190. Принцип компоновки формовочных автоматов линии:

1 — позиция установки (на штыри) опоки на модельную плиту и засыпки опоки формовочной смесью; *2* — позиция прессования; *3* — позиция протяжки; *4* — позиция возврата модельных плит

этого полуформы проходят камеры поверхностной подсушки и окраски и передаются на поперечную ветвь линии для спаривания (верхняя полуформа перед этим еще раз кантуется).

Спаренная форма с помощью перекладчика передается далее для заливки и охлаждения на обратную продольную нитку линии, где она устанавливается на подопочную плиту. Эта третья, обратная нитка линии представляет собой двухъярусный конвейер, по верхнему ярусу которого идут залитые формы на выбивку, а по нижнему ярусу возвращаются назад (к перекладчику на заливку) освободившиеся подопочные плиты.

Заливочный стенд линии имеет дистанционное полуавтоматическое управление разливочными ковшами. Заливаемая форма нагружается на этом стенде плитой, которая прижимается сверху к ней штоками усилием 5 тс. При продвижении потока залитых форм напрямую к перекладчику на выбивку продолжительность охлаждения составляет 1 ч. При необходимости иметь более длительное охлаждение формы могут перекладываться трансбордерной тележкой на дополнительную нитку конвейера, параллельную основной нитке охлаждения. В этом случае, при охлаждении на двух нитках продолжительность охлаждения от заливки до выбивки составляет 1,5 ч. Формы выбиваются на другой торцовой нитке линии с помощью пневматического пресса усилием 50 тс методом выдавливания.

Надежность автоматических линий

Надежность есть свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Под изделиями в теории надежности понимаются любые системы или элементы, имеющие определенное функциональное назначение.

Автоматические литейные линии можно рассматривать как системы технологических машин, расположенных в порядке технологического потока и связанных транспортными устройствами, предназначенные для изготовления отливок требуемого качества с заданной производительностью, причем они являются восстанавливаемыми (ремонтируемыми) системами многократного действия. Надежность автоматических литейных линий есть их способность к бесперебойному выпуску годных отливок в размерах, обусловленных производственной программой в течение всего срока службы; она зависит от безотказности, ремонтопригодности и долговечности отдельных механизмов.

В процессе эксплуатации линия может находиться в одном из следующих состояний: работает, простаивает по причине отказа какого-либо ее механизма, когда производится поиск и устранение ее неисправности, простаивает по внешним, не зависящим от самой линии причинам (нет металла, смеси, стержней, электроэнергии и т. п.), находится в состоянии планового ремонта или профилактического обслуживания, которое осуществляется обычно в нерабочие смены, выходные дни или обеденные перерывы. Поэтому основным показателем надежности линии, учитывающим степень ее технического совершенства, считается коэффициент готовности $K_г$, определяемый из соотношения

$$K_г = \frac{T_р}{T_р + T_в}, \qquad (96)$$

где $T_р$ — суммарное время безотказной работы линии за период наблюдения; $T_в$ — суммарное время восстановления работоспособности линии за тот же период наблюдения.

Коэффициент готовности автоматической литейной линии представляет собой вероятность того, что линия является работоспособной в произвольно выбранный момент времени в промежутках между выполнением планового технического обслуживания.

Кроме того, применяется коэффициент технического использования $K_т$ и коэффициент использования линии η:

$$K_т = \frac{T_р}{T_р + T_в + T_{вп}}, \qquad (97)$$

где $T_{вп}$ — суммарная продолжительность планового ремонта или обслуживания в рабочие смены за период наблюдения;

$$\eta = \frac{T_р}{T_р + T_в + T_{вп} + T_{вв}},$$

где $T_{вв}$ — суммарная продолжительность простоев линии по внешним причинам за период наблюдения.

При правильной организации обслуживания линии, когда плановое обслуживание производится в нерабочее время, коэффициент технического использования равен коэффициенту готовности ($K_т = K_г$), а коэффициент использования линии η представляет собой вероятность ее работоспособного состояния и используется для определения действительной производительности линии $Q_д$ по формуле

$$Q_д = \eta Q_ц,$$

где $Q_ц$ — цикловая производительность линии.

Отсюда видно, что повышение надежности является одним из основных путей повышения производительности автоматических литейных линий.

Основными задачами теории надежности линий являются:

1. Определение значений показателей надежности конкретных элементов и систем — метрологическая задача. Она предусматривает разработку методов достоверного определения показателей надежности действующих линий в целом, отдельных их технологических машин и механизмов, необходимых для объективной оценки и сравнительного анализа уровня технического совершенства линий и выбора лучших конструктивных вариантов, а также для накопления информации по их надежности, необходимой для прогнозирования надежности вновь проектируемых линий.

2. Изучение причин потерь производительности и разработка мероприятий по повышению надежности линий — научно-техническая задача.

3. Прогнозирование надежности проектируемых линий — задача проектирования. Она предусматривает разработку методов расчета надежности проектируемых линий на основе информации по надежности типовых узлов и машин и выбора оптимальных структурных схем технологических машин и линий в целом.

4. Установление оптимального уровня надежности линий для современного состояния развития техники — экономическая задача. Она возникает в связи с тем, что увеличение надежности линий за счет увеличения затрат на их изготовление приводит с снижению потерь при их эксплуатации.

Для того чтобы наметить основные пути повышения надежности, рассмотрим методы определения основных показателей надежности и закономерности их формирования для сложных систем.

Показатели надежности действующих линий определяются на основе проведения хронометража работы линии в течение заранее выбранного периода с фиксацией длительности периодов ее безотказной работы и всех простоев с указанием причины каждого из них. На основе этих данных производится классификация причин простоев и определяются величины $T_р$, $T_в$, $T_{вп}$ и $T_{вв}$, по которым затем рассчитываются показатели надежности линии и отдельных ее механизмов.

Надежность сложных систем определяется надежностью составляющих ее элементов, поэтому одним из путей повышения надежности линий является повышение надежности отдельных ее механизмов. Кроме этого, надежность линий в значительной степени зависит от структурной схемы линии и характера транспортных связей между отдельными ее механизмами.

Рассмотрим автоматическую литейную линию, состоящую из последовательного ряда технологических машин, таких как формовочный автомат, сборщик, заливочная установка и т. д., связанных общим транспортным устройством, передвигающим все формы на один шаг в интервалах между выполнением технологических операций (линия с жесткой транспортной связью). При отказе какой-либо машины вся линия останавливается. В теории надежности для таких систем с допущением, что вероятность одновременного наступления отказов в нескольких машинах пренебрежимо мала, коэффициент готовности определяется по формуле

$$K_{\text{г}} = \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^{n} \frac{1 - K_{\text{г}i}}{K_{\text{г}i}}},$$

где $K_{\text{г}i}$ — коэффициент готовности i-й машины.

Из этой формулы видно, что с увеличением числа последовательно соединенных машин коэффициент готовности линии уменьшается. Например, для линии, состоящей из двух машин, каждая из которых имеет $K_{\text{г}} = 0{,}9$, коэффициент готовности линии равен 0,82, для линии из 20 машин этот коэффициент равен 0,31.

Если несколько технологических линий соединены параллельно (дублированы), как, например, в случае применения на линии резервной выбивной установки или формовочной машины, которая включается в работу сразу после отказа основной машины, то их общий коэффициент готовности может быть подсчитан по формуле

$$K_{\text{г}} = 1 - (1 - K'_{\text{г}})^{p},$$

где $K'_{\text{г}}$ — коэффициент готовности машин, соединенных параллельно, p — количество параллельно соединенных машин. Так, например, для двух параллельно соединенных машин, имеющих $K'_{\text{г}} = 0{,}9$, общий коэффициент готовности равен 0,99.

При дублировании повышение надежности достигается за счет искусственного восстановления работоспособности одной из дублированных машин при бесперебойной работе другой машины. Этот метод позволяет существенно повысить надежность линий, однако для литейных линий он имеет ограниченное применение ввиду высокой стоимости технологических машин и сложности осуществления переключения работы дублирующих машин, связанной с необходимостью изменения потока форм или опок на транспортных устройствах, обслуживающих дублированные машины.

Надежность линии, состоящей из машин, соединенных жесткой транспортной системой, может быть повышена при применении гиб-

ких транспортных систем, позволяющих накапливать на них перемещаемые опоки, полуформы или формы, т. е. создавать промежуточные транспортные заделы (рис. 191 и 192). При наличии транспортных заделов каждая последующая машина может продолжать работать после отказа предыдущей до тех пор, пока не исчерпается

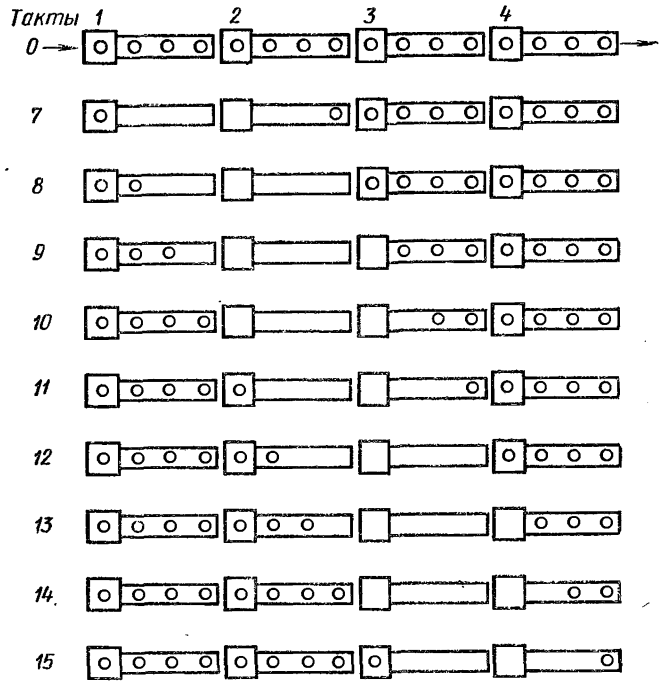


Рис. 191. Схемы последовательности тактов работы автоматической линии с транспортными заделами при скорости транспортирующих устройств, равной технологически необходимой

имеющийся между ними транспортный задел. Аналогично, каждая предыдущая машина может продолжать работу при отказе последующей, пока не заполнится емкость транспортного задела между ними. В идеальном случае, когда надежности всех последовательно соединенных машин равны между собой, емкость транспортных накопителей неограничена, коэффициент готовности такой линии равен коэффициенту готовности одной машины, что достигается локализацией простоев, т. е. искусственным совмещением времени простоев) и работы всех механизмов за счет функционирования транспортных накопителей.

Недостатком этого метода повышения надежности для условий автоматических литейных линий является практическая невозможность создания транспортных накопителей опок, полуформ и форм неограниченной емкости. Емкость накопителей ограничивает длительность локализуемых простоев каждой машины, поэтому автома-

тические литейные линии с гибкими транспортными связями, позволяющие накапливать небольшое число опок, локализуют только небольшие по длительности простои. Длительные простои отдельной машины после исчерпания емкости накопителей переносятся на остальные машины, т. е. вызывают их вынужденные простои.

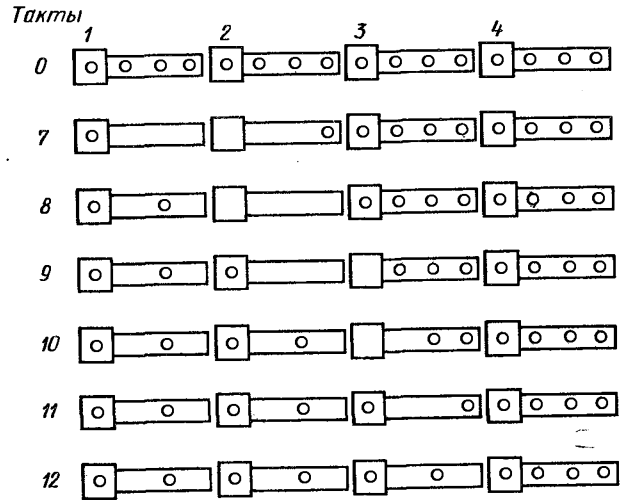


Рис. 192. Схемы последовательности тактов работы автоматической линии с транспортными заделами при скорости транспортирующих устройств больше технологически необходимой

Кроме этого, как уже отмечалось, существенным средством повышения надежности линий является проведение профилактических обслуживаний в нерабочее время и обеспечение бесперебойного снабжения линии исходными материалами, энергией, что достигается правильной организацией работы смежных установок цеха и введением гибких транспортных связей между линией и смежными установками.

Экономика автоматических линий

Критерием экономической эффективности применения новой техники по сравнению с существующей является минимум приведенных затрат.

Приведенные затраты есть сумма текущих затрат и единовременных капитальных вложений, приведенных к одинаковой размерности в соответствии с нормативом сравнительной эффективности:

$$П = C_i + E_н K_i \to \min, \qquad (98)$$

где $П$ — приведенные годовые затраты по данному варианту техники; C_i — текущие затраты (себестоимость) по i-му варианту, руб; $E_н$ — нормативный коэффициент сравнительной эффективности капи-

таловложений (доля возврата ассигнований на основные фонды), принимаемый по народному хозяйству в целом равным 0,12; по станкостроению 0,15; по автотракторостроению 0,20; по модернизации 0,30; K_i — капитальные вложения по тому же варианту, руб.

Годовой экономический эффект от применения новой техники определяется по формуле

$$Э_г = [(C_1 + E_н K_1) - (C_2 + E_н K_2)] B_2, \qquad (99)$$

где $(C_1 + E_н K_1)$ — приведенные затраты производства единицы продукции по базовому варианту, руб; $(C_2 + E_н K_2)$ — приведенные затраты производства единицы продукции по новому варианту, руб.; B_2 — годовой объем выпуска продукции по новому варианту, в натуральных единицах.

Срок окупаемости новой техники составит (годы)

$$T_{ок} = \frac{K_2 - K_1}{C_1 - C_2}. \qquad (100)$$

При сравнении вариантов механизации разность себестоимостей продукции берут по измеряющимся статьям расхода.

Приведем пример расчета (с округлением) для современной литейной автоматической линии, заменившей на одном из автомобильных заводов две поточные (конвейерные) линии изготовления отливок среднего развеса.

Капиталовложения: две поточные линии $K_1 = 440$ тыс. руб., автоматическая линия $K_2 = 1750$ тыс. руб. (в обоих случаях с установками для приготовления формовочных смесей).

Таблица изменяющихся статей себестоимости продукции в тыс. руб. в год:

	Поточные линии	Автоматическая линия	Разность
Основные материалы (жидкий металл с учетом укрупнения размеров опок и снижения брака) . .	4000	3500	+500
Вспомогательные материалы (формовочные смеси)	100	200	—100
Зарплата производственных рабочих (140 чел. в двух сменах на поточных линиях и 26 чел. на автоматической линии, включая приготовление смесей)	220	40	+180
Амортизация и ремонт оборудования	100	300	—200

$C_1 - C_2 = 380$ тыс. руб. в год

Годовой экономический эффект при коэффициенте сравнительной эффективности $E_н = 0{,}12$ составит

$$Э_г = 380 - 0{,}12\,(1750 - 440) = 223 \text{ тыс. руб.}$$

Срок окупаемости автоматической линии

$$T_{ок} = \frac{1750 - 440}{380} = 3{,}5 \text{ года.}$$

Снижение затрат на создание автоматических литейных линий позволит существенно повысить их экономическую эффективность. Одним из путей в этом направлении является типизация линий и организация серийного их изготовления, что позволяет быстрее и с меньшими затратами удовлетворять растущую потребность в ав-

томатизации литейного производства в разных отраслях промышленности.

При расчете экономической эффективности автоматических литейных линий, изложенном выше, следует дополнительно учитывать потери от омертвления капиталовложений, расходуемых в течение периода создания установки (проектирования, строительства и освоения), в сумме тех неосуществленных ежегодных отчислений, которые были бы даны затрачиваемым капиталовложением, если бы установка уже действовала. Эти потери от омертвления капиталовложения K_i руб., произведенного в i-м году t_c-летнего периода осуществления, от i-го года до конца периода t_c, т. е. за $(t_c - i)$ лет, вычисляются по формуле сложных процентов и составляют

$$K_{0i} = K_i (1 + E_н)^{t_c - i} - K_i, \qquad (101)$$

и сумма их за весь период осуществления

$$K_0 = \sum_{i=1}^{i=t_c} K_{0i}. \qquad (102)$$

Эта суммарная потеря от омертвления капиталовложений, отнесенная к предполагаемому числу лет нормальной эксплуатации установки $t_э$, составит поправку $\frac{K_0}{t_э}$, которая должна быть введена со знаком минус, в качестве третьего члена в приведенные затраты $П$ [34]. Учет этих потерь омертвления соответственно снижает годовой экономический эффект установки и удлиняет срок ее окупаемости.

Приведем пример, по данным [34], иллюстрирующий сравнительную величину такого рода потерь от омертвления капиталовложений за период осуществления для двух вариантов автоматических литейных линий.

Вариант первый — получение отливок шкворневых вагонных балок (масса отливки 480 кг) с применением жидких самотвердеющих формовочных смесей в опоках $2800 \times 1360 \times \frac{350}{350}$ мм. Вариант второй — получение тех же отливок с применением уплотнения форм встряхиванием с одновременным прессованием в опоках $2900 \times 1500 \times \frac{400}{400}$ мм. В обоих случаях в форме по две отливки, и производительность линии 24 формы в час. Сроки осуществления 5 лет для первого и 6 лет для второго варианта. Предполагаемый срок нормальной эксплуатации 15 лет.

Расчет потерь K_{0i} по годам от омертвления капиталовложений дает следующие результаты (в тыс. руб.):

Год осуществления	Первый вариант		Второй вариант	
1-й	$K_i = 100$;	$K_{0i} = 75$	$K_i = 130$;	$K_{0i} = 133$
2-й	450	234	450	337
3-й	600	192	500	260
4-й	170	25	370	118
5-й	20	0	250	37
6-й	—	—	50	0
	$K = 1340$;	$K_0 = 526$	$K = 1750$;	$K_0 = 885$

Из приведенного примера видно, что длительные сроки осуществления автоматических литейных линий существенно ухудшают их экономическую эффективность, не говоря уже о том, что затяжка этого периода может повести к значительному их моральному износу. Поэтому типизация линий и серийное их изготовление способствуют также и сокращению сроков их осуществления.

Возможности применения автоматических линий для мелкосерийного производства

Автоматизация изготовления отливок в массовом и крупносерийном производстве за последнее десятилетие сделала большие успехи. Однако в условиях мелкосерийного производства она имеет все еще очень ограниченное применение. Между тем подавляющее большинство отливок в машиностроении по своей серийности принадлежит именно к мелко- и среднесерийной продукции. Поэтому распространение методов автоматизации получения отливок на область мелкосерийного литья имеет весьма большое техническое и экономическое значение.

Решение этой проблемы во многих случаях возможно и должно базироваться на применении: 1) групповой технологии в нормализованной оснастке и 2) автоматической смены модельных плит на формовочных автоматах.

Групповая технология основана на классификации отливок с выделением таких их групп, что отливки нескольких наименований из одной группы можно изготовлять в одной форме без изменения состава смеси, параметров уплотнения полуформ, режимов заливки и охлаждения залитых форм. Такой метод требует использования секционных модельных плит. Секционная плита имеет в качестве основы корпус в виде рамки, в которую устанавливаются и закрепляются отдельные секции-вкладыши с моделями одной группы, составляющие целую плиту или части размером $^1/_2$, $^1/_4$, $^1/_8$ и т. д. от целой плиты.

При объединении в одной литейной форме отливок различного наименования должна быть учтена технологическая возможность такого сочетания. При этом учитывают требования к качеству формовочной смеси, к методам уплотнения формы; химический состав металла и температуру заливки; продолжительность заполнения полости формы при заливке; превалирующую толщину стенок и разностенность отливки; условия затвердевания отливки и время охлаждения формы до выбивки. Должны также быть соблюдены возможность размещения группы отливок в опоках нормализованных размеров и удобство вписывания данной модели на нормализованных секциях плиты. При наборе комплекта отливок в одну форму металлоемкость формы не должна значительно отличаться от средней установленной для данной автоматической линии. Существенной особенностью при групповой технологии является также приспособленная к разнородным отливкам литниковая система и размещение ее элементов на наборной модельной плите.

Основная трудность при автоматизации изготовления отливок в мелкосерийном производстве заключается в частой смене модельных плит (или отдельных их секций). Время, затрачиваемое на смену модельных плит на формовочных машинах, вызывает их простои, что снижает фактическую производительность. Применение групповой технологии дает возможность реже менять модельные плиты на формовочных машинах.

Если n — число форм в серии, t_F — продолжительность изготовления на машине одной формы, а $t_м$ — продолжительность смены модельной плиты, то, очевидно, все время, затраченное на одну серию, будет $T_a = nt_F + t_м$, а время работы $T_b = nt_F$. Коэффициент использования машины составит

$$k = \frac{T_b}{T_a} = 1 - \frac{t_м}{nt_F + t_м}. \qquad (103)$$

На рис. 193, *а* показан характер изменения k в зависимости от величины серии n, а на 193, *б* — в зависимости от продолжительности смены модельных плит $t_м$.

Для сокращения затрат времени на смену модельных плит применяют устройства и методы механизации этой операции, вплоть до полной автоматизации, сводящей потери времени к нулю.

При применении формовочных машин старого типа могут быть, в порядке модернизации, использованы специальные местные околомашинные подъемно-транспортные устройства для смены плит [8, 99, 101]. Некоторые машины более поздних конструкций снабжены рольгангами, по которым сменяемая модельная плита может быть выдвинута вручную или с помощью пневматического толкателя за габарит машины и там заменена на новую с помощью электротали или крана. Новая, подсменная плита при этом должна быть подготовлена на смену снимаемой с машины плиты и подана к машине любым транспортным средством, но лучше на специальной рольганговой тележке,

Современным решением является автоматическая смена модельных плит в темпе работы формовочной машины. При такой смене не требуется дополнительной затраты времени и не происходит простоя машины, и, следовательно, не снижается эффективная производительность при любой минимально возможной серии вплоть до единичного (одноразового) изготовления каждой новой формы по новой модельной плите.

Идея этого решения заключается в совмещении по времени и в разделении по уровню потоков формуемых опок и сменяемых модельных плит при передвижении их через формовочную машину (рис. 194). Поток опок и полуформ проходит через машину на верхнем уровне A по своей трассе. Модельные же плиты выдвигаются из машины и вдвигаются в нее в перпендикулярном направлении на нижнем уровне B по своей трассе, которая может быть замкнутой или незамкнутой. Передвижение опок и модельных плит на один шаг происходит одновременно, в такте работы формовочной машины, и, следовательно, без затраты дополнительного времени.

Механизация и автоматизация смены модельных плит по этому принципу применяется в настоящее время прежде всего на современных автоматических литейных линиях в условиях массового и крупносерийного производства.

Так, на формовочных автоматах Künkel-Wagner, рассмотренных выше (см. рис. 121), предусмотрена возможность автоматической смены плит с их циркуляцией по замкнутой трассе, показанной на

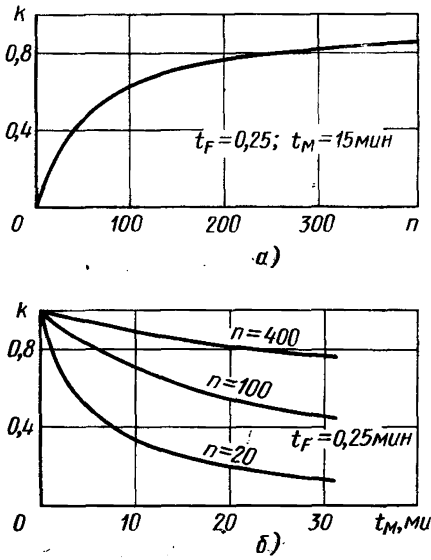


Рис. 193. Изменение коэффициента использования производительности формовочной машины в зависимости от величины серии (*а*) и от продолжительности смены модельных плит (*б*)

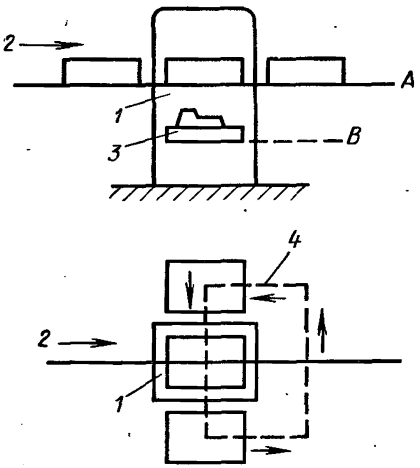


Рис. 194. Принцип автоматизации смены модельных плит в темпе работы формовочной машины:

1 — формовочная машина; *2* — поток опок и полуформ; *3* — модельная плита после протяжки; *4* — трасса модельных плит

рисунке в плане. Эта замена может производиться по команде автоматического программирующего и запоминающего устройства, в соответствии с числом форм, которые нужно изготовить по данной модельной плите. Смена модельных плит на этой машине может быть организована и на ее боковых — левой и правой позициях уплотнения, как показано на схеме линии (см. рис. 187).

На формовочных автоматах SPO (см. рис. 120), работающих в составе автоматической линии, рассмотренной выше (см. рис. 186), смена модельных плит в темпе работы машины производится с помощью двухместной тележки, которая снимает со стола машины сменяемую плиту, и, выводя ее из габарита машины, вводит в машину новую плиту (рис. 195).

Тележка совершает челночные движения и может быть введена в машину с одной или с другой ее стороны (*А* или *В*) с помощью двух расположенных по ее бокам пневмоцилиндров; тележка опи-

рается на ролики на эксцентриковых опорах. В этом положении половина тележки, находящаяся на рабочей позиции (*Б*) машины, свободна от модельной плиты, и на нее принимается снимаемая с машины сменяемая модельная плита. Для этого опорные ролики, находящиеся под тележкой, поворачиваются от пневмоцилиндра относительно эксцентрично расположенных своих осей и приподнимают ее. Поднимаясь, тележка выбирает зазор между нею и модельной плитой и далее приподнимает сменяемую модельную плиту, снимая ее со стола машины и принимая на себя.

Далее тележка со снятой плитой продвигается на один шаг (на эскизе вправо), так что снятая с машины модельная плита теперь оказывается выведенной за габарит машины, в положение *В*, а на позицию *Б* машины подана новая, подсменная плита, которая при опускании тележки устанавливается на штыри стола машины взамен снятой.

При следующем цикле смены плит новая плита будет подготовлена на тележке уже на позиции *В* и тележка в процессе замены плит будет уже перемещаться в обратном направлении (на эскизе справа налево).

Смена модельных плит на формовочных машинах со скользящей оснасткой производится на позиции возврата плит, как это было показано на рис. 190. Для автоматической смены плит по определенной программе на таких машинах трасса возврата плит должна быть дополнена резервными участками рольганга r_1 для приема сменяемых плит, сходящих с последней рабочей позиции q машины по рольгангу a, и рольганга r_2 для подготовленных подсменных плит (рис. 196), которые выдаются с этого рольганга r_2 и передаются по рольгангу b и далее c на первую рабочую позицию машины.

Автоматическая смена модельных плит на формовочных машинах может применяться и в условиях мелкосерийного производства. В качестве примера можно привести литейный цех завода Зульцер (Бюлах, Швейцария) [95], где работает линия с автоматической сменой модельных плит в темпе работы линии, на прессовом автомате с применением групповой технологии в опоках размером 700 × 500 мм. Подготовка сменных плит по определенной программе производится в специальном отделении цеха.

В этом отделении комплектуются наборные плиты — секции, т. е. производится набор и закрепление их в конце плиты и монтаж плит попарно, для верхней и нижней опоки, на рамах, с которыми они и поступают потом на формовочный автомат (формующий одновременно верхние и нижние полуформы в количестве 240 форм в час). Рамы с монтированными на них модельными плитами располагаются в порядке программы рабочего дня на рольганге, который и доставляет их к формовочному автомату.

Одновременно с подготовкой модельных плит производится занесение на шкалы специальных счетчиков величин серий, или числа форм, которые должны быть изготовлены по данным комплектам, или парам модельных плит. Для каждого комплекта плит имеется свой счетчик. Все эти счетчики (в количестве 25, по числу возмож-

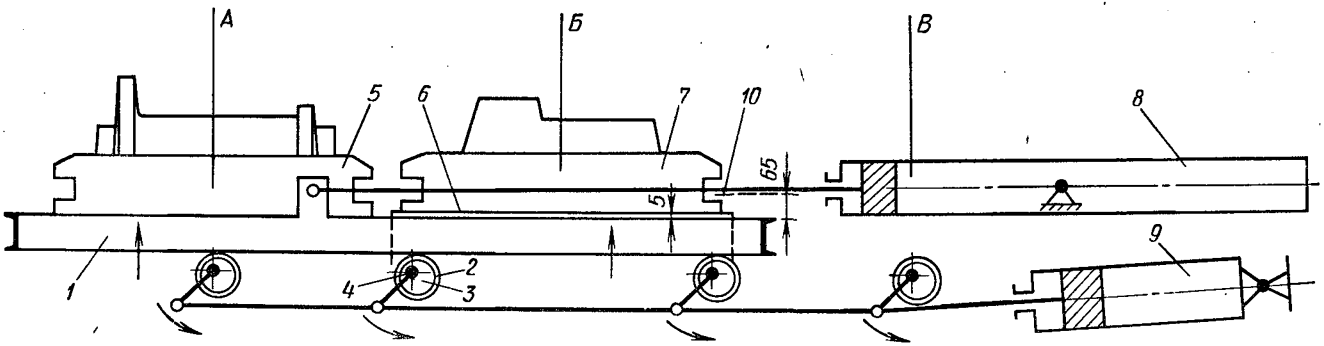


Рис. 195. Схема тележки для автоматической смены модельных плит на линии SPO:

1 — двухместная тележка; *2* — кольцо эксцентрика; *3* — эксцентрик; *4* — вал эксцентрика; *5* — подсменная модельная плита на тележке; *6* — уровень стола формовочного автомата; *7* — сменяемая модельная плита на столе формовочного автомата; *8* — пневматический цилиндр диаметром 100 мм для передвижения тележки; *9* — пневматический цилиндр диаметром 150 мм для подъема тележки; *10* — уровень подъема тележки

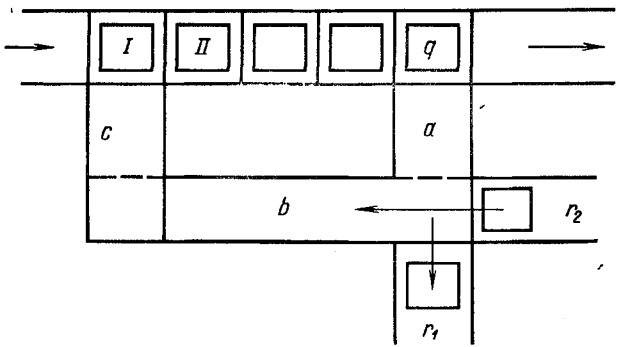


Рис. 196. Принцип автоматической смены модельных плит на формовочной машине со скользящей оснасткой:

I, *II*, ... , *q* — рабочие позиции машины; *a*, *b*, *c* — приводные рольганги позиции возврата модельных плит; r_1, r_2 — резервные рольганги для приема сменяемых (r_1) и подготовки подсменных плит (r_2)

ных смен комплектов плит в течение рабочей смены) располагаются в виде программирующего табло в отделении подготовки плит. Каждый счетчик считает изготовленные по его комплекту формы и по выполнению заданной ему программы дает команду на автоматическую смену комплекта плит и включает следующий по очереди счетчик.

Это программирование может также корректироваться в случае, если какая-либо форма (или несколько форм) получается дефектной. В таком случае с участка установки стержней литейной линии оператор подает сигнал на заливочный участок, чтобы эти формы не заливать, и нажимом кнопки переставляет назад на единицу (в случае одной дефектной формы) или на несколько единиц (в случае нескольких дефектных форм) регистрируемое число заформованных форм на соответствующем счетчике программирующего табло.

При числе смен комплектов модельных плит 20—25 раз в рабочую смену получается, что автоматическая смена плит осуществляется на данной линии в среднем каждые 15—20 мин.

Приведенный пример подтверждает, что автоматизация получения отливок в условиях мелкосерийного производства является практически разрешимой задачей.

Глава VII

ИСТОЧНИКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ПНЕВМОПРИВОДА ФОРМОВОЧНЫХ МАШИН

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ИСТОЧНИКОВ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Пневматический привод в литейном цехе остается господствующим приводом большинства видов технологического оборудования в настоящее время. Встряхивающие и пескодувно-пескострельные формовочные и стержневые машины работают исключительно на пневмоприводе, прессовые машины — частично. Кроме того, пневмопривод имеют вибраторы, устанавливаемые на формовочных машинах, вибрационные машины для выбивки стержней, пневмоцилиндры различных толкателей, распаровщиков и сборщиков опок, кантователей, подъемников, устройства для пневмотранспорта формовочных материалов и смесей и др.

Применяемые в промышленности нагнетательные машины для получения сжатого воздуха и газов по принципу действия можно разделить на следующие типы:

1) поршневые машины, в которых сжатие воздуха или газа производится возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре;

2) ротационные машины, где сжатие воздуха или газа производится поршнями в виде пластин, скользящих в прорезях вращающегося ротора;

3) центробежные машины, где сжатие производится центробежными силами при радиальном движении воздуха или газа по лопаткам быстровращающегося колеса;

4) осевые машины, в которых сжатие воздуха или газа происходит под действием инерционных сил при движении его в осевом направлении по лопаткам быстровращающегося колеса.

Нагнетатели делят в зависимости от развиваемого ими приращения давления воздуха или газа Δp по отношению к давлению на входе p_1 на следующие типы:

1) вентиляторы, у которых $\frac{\Delta p}{p_1}$ не превышает 0,1;

2) воздуходувки, имеющие отношение $\frac{\Delta p}{p_1}$ в пределах 1—3;

3) компрессоры-нагнетатели, у которых отношение $\frac{\Delta p}{p_1} = 1 \div 1000$.

Вентиляторы и воздуходувки, создающие разрежение (вакуум), называют эксгаустерами, а компрессоры, создающие разрежение, — вакуум-насосами.

Для малых и средних подач при средних и больших перепадах давлений в качестве источников сжатого воздуха обычно применяют поршневые компрессоры. Для умеренных же давлений и больших подач применяют турбокомпрессоры.

В литейных цехах сеть сжатого воздуха имеет номинальное избыточное давление 6—8 ат. В качестве источников сжатого воздуха с таким давлением используют поршневые компрессоры для подач до 100 м³/мин и турбокомпрессоры для подач свыше 100 м³/мин.

§ 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ИДЕАЛЬНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрим основы рабочего процесса идеального поршневого компрессора, отличающегося от действительного отсутствием вредного пространства. На индикаторной диаграмме (рис. 197) по оси абсцисс будем откладывать удельный объем воздуха v, т. е. будем рассматривать процесс для 1 кг воздуха.

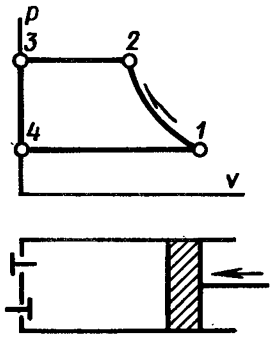


Рис. 197. Диаграмма pv рабочего процесса идеального поршневого компрессора

Основным процессом является процесс сжатия воздуха *1—2*, продолжающийся до точки *2*, в которой давление в цилиндре сравнивается с давлением в сети. В точке *2* открывается нагнетательный клапан, и на пути *2—3* сжатый воздух из цилиндра выталкивается поршнем в сеть без остатка. В левой мертвой точке при перемене хода закрывается нагнетательный и открывается всасывающий клапан, и на пути *4—1* происходит всасывание в цилиндр наружного воздуха.

Теоретически возможно допустить, что процесс сжатия *1—2* в идеальном поршневом компрессоре может протекать по изотерме, по адиабате или по политропе (с показателем $1 < m < 1{,}41$).

Сжатие по изотерме. Из термодинамики известно, что работа сжатия по изотерме составляет, кгс·м

$$L_{1-2} = 2{,}303 p_1 v_1 \lg \frac{p_2}{p_1},$$

где p — соответствующие давления, кгс/м²; v — удельные объемы сжимаемого газа, м³/кг.

Работа выталкивания составляет $L_{2-3} = p_2 v_2$, а работа всасывания $L_{4-1} = p_1 v_1$. При этом работы L_{2-3} и L_{4-1} противоположны по знаку, а по свойству изотермы *1—2* они равны по абсолютной величине. Следовательно, вся работа за цикл для изотермического идеального компрессора

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} - L_{4-1} = L_{1-2}. \qquad (104)$$

В изотермическом процессе измерения внутренней энергии U сжимаемого газа не происходит, и вся работа L, производимая над газом, отводится от него в виде теплоты Q:

$$Q = AL, \qquad (105)$$

где $A = \frac{1}{427}$ кал/кгс·м — тепловой эквивалент работы. Теплота Q процесса, равная работе AL, выражается на диаграмме TS площадью под линией *1—2* изотермы (рис. 198, *а*).

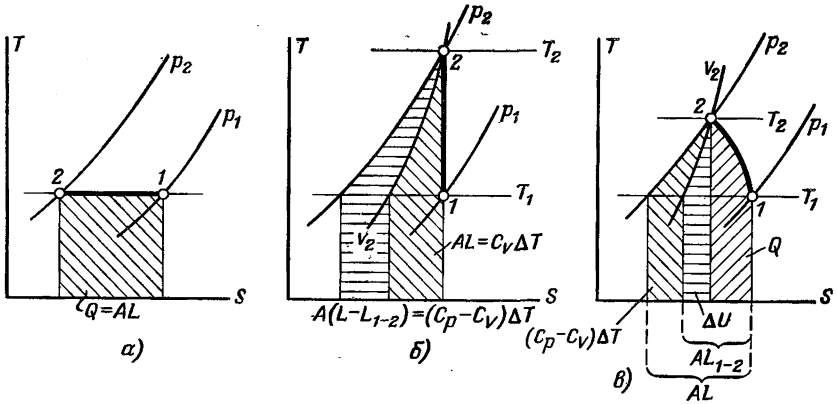


Рис. 198. Диаграммы TS рабочего процесса идеального поршневого компрессора со сжатием по изотерме (*а*), адиабате (*б*) и политропе (*в*)

Сжатие по адиабате. Работа сжатия по адиабате

$$L_{1-2} = \frac{1}{k-1}(p_2v_2 - p_1v_1),$$

где $k = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}41$ для воздуха и двухатомных газов.

Вся работа за цикл адиабатического идеального компрессора

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} - L_{4-1} = \frac{k}{k-1}(p_2v_2 - p_1v_1) = kL_{1-2}. \qquad (106)$$

Согласно закону сохранения энергии

$$Q = \Delta U + AL.$$

При адиабатическом сжатии теплообмен сжимаемого газа с внешней средой отсутствует, $Q = 0$. Следовательно, работа сжатия эквивалентна изменению внутренней энергии газа:

$$AL_{1-2} = \Delta U = c_v(T_2 - T_1),$$

где T_2 и T_1 — абсолютные температуры в точках *2* и *1*.

Вся работа за цикл

$$AL = kAL_{1-2} = kc_v(T_2 - T_1) = c_p(T_2 - T_1). \qquad (107)$$

На диаграмме TS (рис. 198, *б*) площадь под изохорой v_2 представляет собой тепловой эквивалент работы сжатия по адиабате *1—2*, а вся площадь под изобарой p_2 равна выраженной в калориях работе за цикл $L = kL_{1-2}$. Разность между этими площадями, ограниченная сверху пространством между изобарой p_2 и изохорой v_2,

равна $(c_p - c_v)\Delta T = A(L - L_{1-2})$ и представляет собой работу выталкивания сжатого воздуха в сеть по изобаре при охлаждении от температуры T_2 до температуры T_1.

Сжатие по политропе. Работа сжатия по политропе с показателем m

$$L_{1-2} = \frac{1}{m-1}(p_2v_2 - p_1v_1).$$

Вся работа за цикл для политропического идеального компрессора

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} - L_{4-1} = \frac{m}{m-1}(p_2v_2 - p_1v_1) = mL_{1-2}. \qquad (108)$$

Это же выражение может быть написано в виде

$$L = \frac{m}{m-1} p_1v_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right). \qquad (108а)$$

При политропическом сжатии часть затрачиваемой работы сжатия AL_{1-2} отводится от газа в виде теплоты Q, остальная часть идет на увеличение внутренней энергии ΔU:

$$AL_{1-2} = Q + \Delta U,$$

откуда отводимая теплота

$$Q = AL_{1-2} - \Delta U = \frac{Ap_1v_1}{m-1}\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) - c_v(T_2 - T_1).$$

Имея в виду, что $Ap_1v_1 = (c_p - c_v)T_1$ (так как $p_1v_1 = RT$ и $AR = c_p - c_v$), и вставляя это в выражение для Q, получим

$$Q = \frac{k-m}{m-1} c_v(T_2 - T_1). \qquad (109)$$

Это же выражение может быть преобразовано и написано в виде

$$Q = \frac{k-m}{k-1} AL_{1-2} = \frac{k-m}{k-1}\frac{AL}{m}. \qquad (109а)$$

На рис. 198, *в* площадь под политропой сжатия *1—2* представляет собой отводимую теплоту Q; площадь под изохорой v_2 — приращение внутренней энергии ΔU; сумма этих двух площадей, или площадь, ограниченная сверху политропой *1—2* и изохорой v_2, — тепловой эквивалент работы сжатия AL_{1-2}; площадь, ограниченная сверху пространством между изобарой p_2 и изохорой v_2, — по-прежнему работа выталкивания газа при охлаждении его в сети температуры T_1; наконец, вся площадь, ограниченная сверху участком политропы *1—2* и изобарой p_2 (до изотермы T_1), равна выраженной в калориях суммарной работе за цикл AL.

Из сравнения теоретических процессов сжатия газа в идеальном поршневом компрессоре видно, что наименьшая затрата работы за цикл получается в изотермическом компрессоре, наибольшая — в адиабатическом и промежуточная — в компрессоре со сжатием по

политропе. На практике изотермический процесс сжатия газа в компрессоре неосуществим, так как нельзя обеспечить столь полный отвод теплоты от сжимаемого газа. В поршневом компрессоре, имеющем водяную рубашку для охлаждения цилиндра, процесс сжатия практически протекает по политропе с показателем $m = 1{,}25 \div 1{,}35$.

§ 3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

Действительный поршневой компрессор отличается от идеального следующим (рис. 199).

1. Он производит сжатие воздуха или газа по политропе.

2. Имеет вредное пространство V_0 (составляющее 4—6% по отношению к объему цилиндра $V_ц$). Остаток воздуха (или газа) во вредном пространстве расширяется по политропе *3—4*, вследствие чего всасывание наружного воздуха происходит на части хода $V_e < V_ц$.

3. Всасываемый воздух и остаток воздуха во вредном пространстве подогреваются нагретыми поршнем и стенками цилиндра. Вследствие этого показатель политропы расширения m_2 получается меньше показателя политропы сжатия m_1 ($m_2 = 1{,}1 \div 1{,}2$; $m_1 = 1{,}25 \div 1{,}35$), и температура воздуха в цилиндре в точке *1* выше температуры наружного воздуха ($t_4 > t_1 > t_{нар}$).

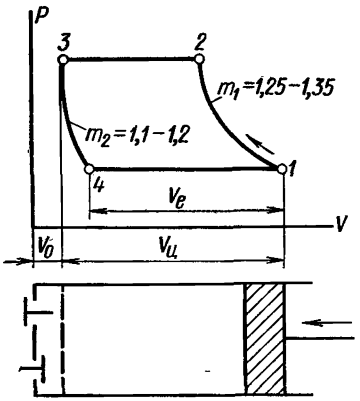


Рис. 199. Индикаторная диаграмма действительного поршневого компрессора

Вредное пространство не увеличивает, а даже уменьшает потребную мощность, так как при расширении *3—4* работа возвращается. Вредное пространство, однако, существенно уменьшает подачу компрессора.

Предположим сначала, что $m_2 = m_1$; учтем только наличие вредного пространства, не принимая во внимание подогрева в нем воздуха, т. е. примем, что $t_4 = t_1 = t_{нар}$. Такое чисто геометрическое влияние вредного пространства на уменьшение подачи оценивается так называемым объемным коэффициентом $\lambda_0 = \frac{V_e}{V_ц}$. Напишем для точек *3* и *4* уравнение политропы:

$$p_2 V_0^m = p_1 (V_0 + V_ц - V_e)^m.$$

Получим

$$\lambda_0 = 1 - \frac{V_0}{V_ц}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right]. \qquad (110)$$

При увеличении степени сжатия $\frac{p_2}{p_1}$, например при увеличении p_2 с сохранением p_1, точка *4* диаграммы перемещается вправо и в конце

концов совпадает с точкой *1*. Тогда подача V_e компрессора станет равной нулю. Приравняв для этого случая выражение (*110*) нулю, получим предельную максимальную степень сжатия:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_ц}{V_0} + 1\right)^m. \qquad (111)$$

А так как считается неэкономичным иметь λ_0 компрессора менее 0,7, то выражение для λ_0 следует приравнять 0,7. В этом случае предельная степень сжатия

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(0{,}3\,\frac{V_ц}{V_0} + 1\right)^m. \qquad (111а)$$

Учтем теперь подогрев воздуха во вредном пространстве. Этот подогрев ведет к тому, что показатель политропы расширения *3—4* получается $m_2 < m_1$ и остаток воздуха во вредном пространстве в точке *4* будет иметь температуру t_4 более высокую, чем температура $t_{нар}$ наружного воздуха, всасываемого в цилиндр на участке хода *4—1*. В результате смешивания в цилиндре температура воздуха в конце хода всасывания t_1, в точке *1* диаграммы, будет какой-то средней, которую можно найти по уравнению смешения

$$G_0T_4 + G_eT_{нар} = (G_0 + G_e)\,T_1,$$

где T — абсолютные температуры; G_0 и G_e — масса остатка воздуха во вредном пространстве и масса полезной подачи воздуха, засосанного в цилиндр.

Отсюда

$$T_1 = \frac{G_0T_4 + G_eT_{нар}}{G_0 + G_e}.$$

Обозначим через $V_{нар}$ объем полезной подачи G_e кг воздуха, отнесенный к параметрам наружного воздуха ($p_{нар}$, $T_{нар}$). Тогда, введя коэффициент подачи λ, учитывающий неполноту использования объема цилиндра компрессора для весовой полезной подачи воздуха, можем написать

$$\lambda = \frac{G_e}{G_ц} = \frac{V_{нар}}{V_ц} = \frac{V_{нар}}{V_e}\,\frac{V_e}{V_ц} = \frac{V_{нар}}{V_e}\,\lambda_0,$$

где $G_ц$ — вес наружного воздуха в объеме цилиндра $V_ц$.

Считаем приближенно, что полезная подача G_e входит как раз в объем V_e при температуре T_1 и наружном давлении $p_{нар}$ (а остальной объем цилиндра занимает при этих условиях остаток воздуха, бывший во вредном пространстве). В действительности подача G_e будет занимать объем не V_e, а несколько больший, так как при смешении условная граница остатка воздуха, пришедшего из точки *3* в точку *4* с температурой $t_4 > t_{нар}$, передвинется несколько влево. Это обстоятельство, однако, частично компенсируется тем, что такое передвижение воображаемой перегородки влево будет иметь место при давлении всасывания p_1, а объем V_e определяется при наружном абсолютном давлении $p_{нар}$ (1 ат), которое больше давления p_1 (рис. 200).

Таким образом, увеличение давления от p_1 до $p_{нар}$ несколько сократит объем, необходимый для разрешения веса G_e полезной подачи.

Следовательно, принимаем

$$p_{нар}V_e = G_eRT_1,$$

а для условий наружного воздуха

$$p_{нар}V_{нар} = G_eRT_{нар},$$

откуда получаем

$$\frac{V_{нар}}{V_e} = \frac{T_{нар}}{T_1}.$$

После подстановки этого соотношения в выражение для коэффициента подачи λ имеем

$$\lambda = \lambda_0 \frac{T_{нар}}{T_1}. \qquad (112)$$

Подача действительного компрессора, таким образом, составляет

$$V_{дейсть} = V_{нар} = V_ц\lambda = V_{ид}\lambda,$$

где $V_{ид} = V_ц$ — подача идеального компрессора.

Коэффициент λ, однако, является теоретическим коэффициентом подачи, так как он не учитывает потерь воздуха через неплотности

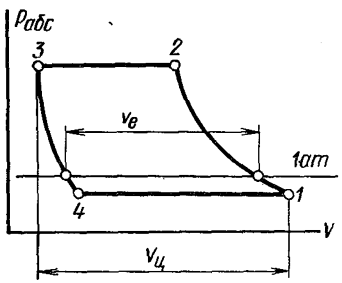


Рис. 200. Схема к анализу коэффициента подачи

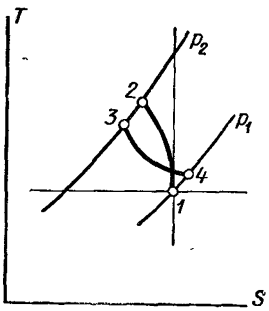


Рис. 201. Диаграмма *TS* рабочего процесса действительного поршневого компрессора

(поршень, клапаны и пр.). Действительный коэффициент подачи определяют при испытаниях компрессора замером действительной подачи. Обычно объемный коэффициент поршневых компрессоров $\lambda_0 = 0{,}85 \div 0{,}95$, а коэффициент подачи $\lambda = 0{,}75 \div 0{,}90$.

На энтропийной диаграмме рабочий процесс действительного компрессора изображается двумя политропами — сжатия *1—2* и расширения остатка воздуха во вредном пространстве *3—4* (рис. 201). В конце сжатия воздух имеет более высокую температуру, чем стенки цилиндра, и происходит охлаждение воздуха — политропа все больше отклоняется от направления адиабаты. При выталкивании воз-

духа он частично охлаждается — температура его падает от точки *2* до точки *3*. При расширении остатка воздуха во вредном пространстве отвод теплоты от воздуха сказывается больше во второй половине процесса — политропа *3—4* все больше отклоняется здесь от направления адиабаты.

§ 4. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Сжатие воздуха или газа в одном цилиндре до высоких давлений затрудняется по следующим причинам:

1) при сильном сжатии температура газа повышается настолько, что смазочное масло воспламеняется; практически допустимым пределом является температура 150—160° С;

2) горячий, нагревшийся при сжатии газ трудно сжимать до высоких давлений; гораздо меньшая работа затрачивается, если где-то на промежуточном давлении такой горячий газ охладить, а затем уже в другом цилиндре сжать до требующихся высоких давлений;

3) при очень больших степенях сжатия в одном цилиндре возрастает отрицательное влияние вредного пространства, что следует из приведенных выше соотношений (110) и (111).

По указанным причинам поршневые компрессоры для избыточных давлений $p_2 > 6 \div 8$ ат делают многоступенчатыми, осуществляя процесс сжатия последовательно в двух или большем числе цилиндров с промежуточным охлаждением газа в водоохлаждаемых конвективных трубчатых холодильниках, через которые газ перепускается из одной ступени в другую. Обычно для избыточных давлений до 10 ат применяют две ступени, для давлений до 50 ат — три и для более высоких давлений — четыре и большее число ступеней сжатия. Для давлений в сети сжатого воздуха 6—8 ат в литейных цехах обычно применяют одноступенчатые поршневые компрессоры.

При многоступенчатом сжатии промежуточные давления между ступенями выбирают таким образом, чтобы отношение давлений в каждой ступени было одинаковым. Так, если первая ступень сжимает воздух от давления p_1 до промежуточного давления p_{x1}, вторая ступень — от этого давления p_{x1} до p_{x2}, n-я ступень от давления $p_{x(n-1)}$ до давления p_{xn} и последняя i-я ступень от давления $p_{x(i-1)}$ до конечного давления p_2, то должно быть

$$\frac{p_{x1}}{p_1} = \frac{p_{x2}}{p_{x1}} = \ldots = \frac{p_{xn}}{p_{x(n-1)}} = \ldots = \frac{p_2}{p_{x(i-1)}} = x.$$

Очевидно, что произведение этих отношений будет

$$\frac{p_{x1}}{p_1}\frac{p_{x2}}{p_{x1}} \cdots \frac{p_{xn}}{p_{x(n-1)}} \cdots \frac{p_2}{p_{x(i-1)}} = \frac{p_2}{p_1} = x^i,$$

а искомое отношение давлений в каждой ступени

$$x = \sqrt[i]{\frac{p_2}{p_1}}, \tag{113}$$

где i — число ступеней сжатия.

Можно доказать, что при таком отношении давлений общая затрата работы на сжатие во всех ступенях будет наименьшей. При одинаковых показателях политроп сжатия m отношение температур сжимаемого газа в каждой ступени при таком отношении давлений x будет одинаково, так как отношение температур в конце и в начале сжатия по политропе составляет

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_{xn}}{p_{x(n-1)}}\right)^{\frac{m-1}{m}} = x^{\frac{m-1}{m}}.$$

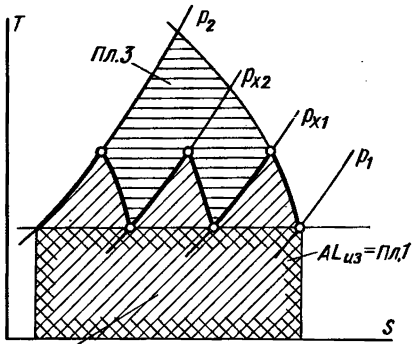


Рис. 202. Диаграмма TS рабочего процесса трехступенчатого поршневого компрессора с полным промежуточным охлаждением

Если между ступенями обеспечивается полное охлаждение газа в холодильниках, т. е. температуры T_1 в каждой ступени равны, то будут равны и температуры T_2 во всех ступенях.

На рис. 202 приведена диаграмма TS рабочего процесса трехступенчатого поршневого компрессора с полным промежуточным охлаждением между ступенями. Затрата работы в таком компрессоре получается сравнимой с затратой работы в изотермическом компрессоре, и степень приближения к последнему может быть оценена так называемым изотермическим к. п. д. компрессора $\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L}$, равным отношению указанных на диаграмме площадей $\frac{\text{Пл. } 1}{\text{Пл. } 2}$. Там же указана площадь *3*, представляющая собой тепловой эквивалент выигрыша в работе за счет охлаждения между ступенями (отнесенного к 1 кг сжимаемого воздуха).

§ 5. КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Компрессорную установку, или станцию, располагают в отдельном помещении. Между поршневым компрессором и сетью устанавливают ресивер для ликвидации волновых явлений, имеющих место в потоке сжатого воздуха, подаваемого поршневой машиной. В ресивере воздух также частично охлаждается, вследствие чего из него конденсируется влага. Ресивер делают в виде вертикального цилиндрического резервуара, снабженного предохранительным клапаном, манометром и в самой нижней точке резервуара — краном для спуска воды.

Ресивер устанавливают вне здания как по требованиям техники безопасности, так и для лучшего охлаждения в нем воздуха. Участок трубопровода между компрессором и ресивером должен быть по возможности коротким, чтобы сократить объем воздуха, подвергае-

мый колебаниям в связи с неравномерной подачей его поршнем компрессора. На этом участке трубопровода устанавливают обратный клапан, закрывающий проход сжатому воздуху из ресивера обратно в компрессор при остановке последнего. Объем ресивера в $м^3$ составляет, по практическим данным, от 0,1 до 0,2 производительности компрессора в $м^3$/мин. Производительность компрессора считают по всасываемому объему, т. е. при нормальных условиях: 15° С и 735 мм рт. ст., и выражают в $м^3$ св. в.

Потребление сжатого воздуха в сети может значительно колебаться, в связи с чем подача компрессора должна автоматически регулироваться. Выпуск избытка сжатого воздуха из ресивера через предохранительный клапан может предотвратить опасное повышение давления в ресивере и в сети, однако затраченная работа на сжатие этого избытка воздуха будет потеряна. Поэтому дополнительно применяют другие, более экономичные методы регулирования подачи поршневых компрессоров. Из них рассмотрим методы, применяемые при постоянной частоте вращения вала компрессора, что характерно для привода от электродвигателя.

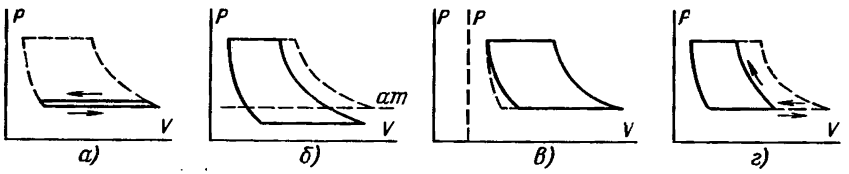


Рис. 203. Принципы регулирования поршневых компрессоров:

а — регулирование на выпуск; *б* — дросселирование на всасывании; *в* — изменение вредного пространства; *г* — изменение начала сжатия

Метод регулирования на выпуск (рис. 203, *а*) заключается в том, что при повышении давления в ресивере свыше определенного предела всасывающий клапан компрессора принудительно держится открытым, индикаторная диаграмма превращается в узкую полоску на всасывании и компрессор перестает давать подачу, пока давление в ресивере не упадет.

Регулирование дросселированием воздуха на всасывании (рис. 203, *б*) заключается в том, что особым дросселем в поток всасываемого воздуха вводится сильное местное сопротивление, давление на участке хода всасывания индикаторной диаграммы значительно понижается и тем самым уменьшается подача компрессора.

Метод присоединения к объему цилиндра компрессора дополнительных объемов вредного пространства изменяет на индикаторной диаграмме протекание политропы расширения, делая ее более пологой и уменьшая объемный коэффициент компрессора, т. е. уменьшает его подачу (рис. 203, *в*).

Метод регулирования изменением начала сжатия особым золотником (рис. 203, *г*) заключается в выпуске из цилиндра некоторого количества засосанного воздуха, так что сжатие начинается не с начала хода, а после какой-то его части, и подача компрессора уменьшается.

Рабочим органом турбокомпрессора является быстровращающееся лопаточное колесо (рис. 204, *а*). Турбокомпрессоры строят для больших подач и умеренных давлений и делают обычно многоступенчатыми. Между ступенями встраивают направляющий аппарат в виде неподвижного кольца с лопатками, который раскручивает поток воздуха после рабочего колеса предшествующей ступени и из которого сжимаемый воздух или газ поступает на колесо следующей

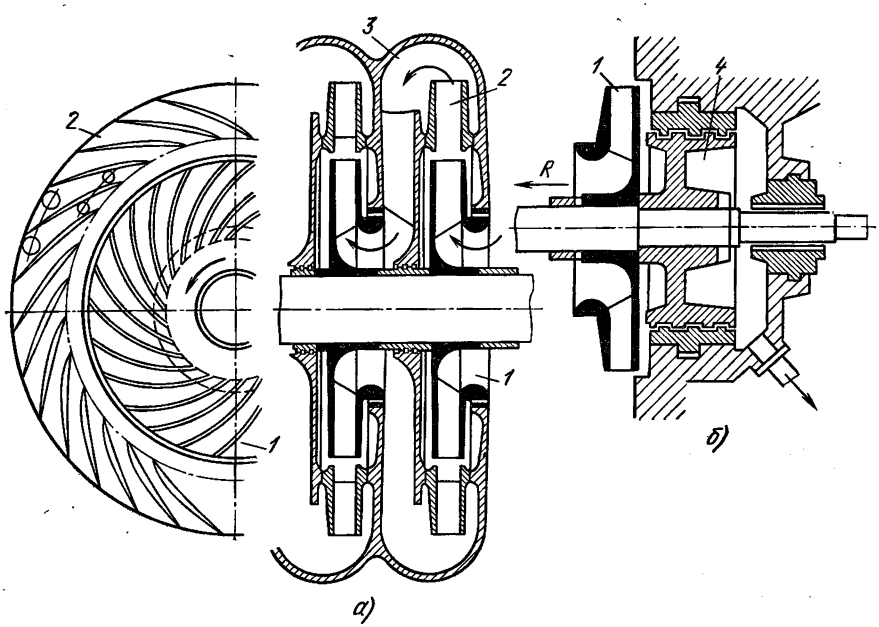


Рис. 204. Принцип работы турбокомпрессора (*а*) и метод уравновешивания осевого давления с помощью разгрузочного поршня (*б*):

1 — рабочее колесо; *2* — направляющий аппарат; *3* — обратный канал; *4* — разгрузочный поршень

ступени. Давление на входе в рабочее колесо меньше, чем за ним, и поэтому вал турбокомпрессора испытывает осевое усилие, для уравновешивания которого на его конце имеется разгрузочный поршень, как изображено на рис. 204, *б*. Направление осевого усилия колес показано стрелкой *R*. Другой метод уравновешивания осевого усилия заключается в таком расположении на валу рабочих колес, чтобы часть из них была обращена входной стороной в одну сторону, а часть — в обратную.

Большие окружные скорости вращения рабочих колес турбокомпрессора (свыше 200 м/с) создают большое трение колеса о подвергающийся сжатию воздух или газ. В результате этого трения воздух нагревается в процессе сжатия, и политропа сжатия имеет по-

казатель $m > k$ (рис. 205, *а*). На диаграмме площадь, ограниченная сверху политропой *1—2* и отрезком изобары p_2, соответствует непосредственной работе компрессора (сжатия и выталкивания), выраженной в калориях, участок же, находящийся под политропой *1—2*, — теплоте подогрева сжимаемого воздуха трением рабочего колеса. Эта часть работы также ложится на электродвигатель, и в результате вся затрата работы будет равна сумме названных площадей, т. е. всей площади под участком изобары, и составит $c_p(T_2 - T_1)$. Поэтому идеальным процессом для неохлаждаемого турбокомпрессора является адиабатический с затратой суммарной работы $c_p(T_2 - T_1)$,

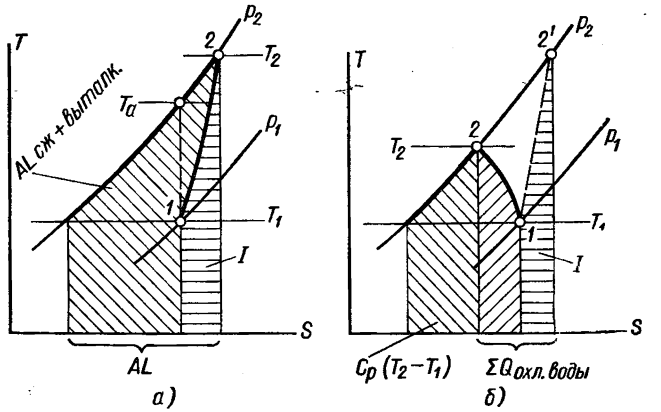


Рис. 205. Диаграммы *TS* рабочего процесса неохлаждаемого турбокомпрессора (*а*) и турбокомпрессора с внутренним охлаждением (*б*):

1 — участок подогрева; *1—2—2'* — выигрыш в работе от внутреннего охлаждения

и отношение работ составляет так называемый адиабатический к. п. д. турбокомпрессора:

$$\eta_{ад} = \frac{T_a - T_1}{T_2 - T_1}.$$

При охлаждении сжимаемого воздуха внутри ступени с помощью устройства водяной рубашки в стенках обратного канала сжатие в турбокомпрессоре идет по политропе с показателем $m < k$ (рис. 205, *б*). В этом случае площадь под политропой *1—2* представляет собой теплоту, уносимую охлаждающей водой; механический эквивалент его также ложится на электродвигатель, как и клин подогрева *1—2* под политропой воображаемого процесса сжатия без охлаждения. Следовательно, суммарная затрата работы будет эквивалентна сумме трех заштрихованных площадей: $c_p(T_2 - T_1)$ + площадь под политропой *1—2* + клин подогрева. Таким образом, охлаждение внутри ступени дает лишь небольшой выигрыш в работе, эквивалентный треугольнику *1—2—2*.

Гораздо более эффективным является промежуточное охлаждение сжимаемого воздуха или газа между ступенями, применяемое в многоступенчатых турбокомпрессорах. На рис. 206 приведены *TS*-

диаграммы для трехступенчатого компрессора с полным промежуточным охлаждением между ступенями, не имеющего охлаждения внутри ступеней (*а*) и с внутренним охлаждением (*б*). Суммарная затрата работы эквивалентна сумме площадей, ограниченных сверху участками изобар и политроп сжатия, плюс сумма площадей клиньев

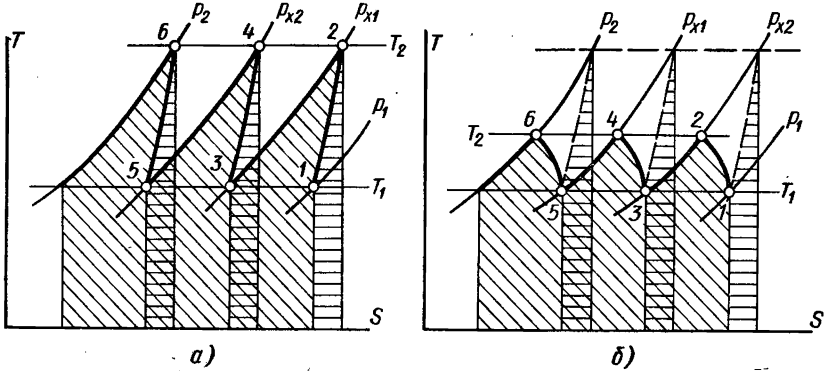


Рис. 206. Диаграммы *TS* трехступенчатого турбокомпрессора без охлаждения внутри ступеней, но с полным охлаждением между ступенями (*а*) и охлаждением внутри ступеней и полным промежуточным охлаждением (*б*)

подогрева. Идеальным процессом для многоступенчатого турбокомпрессора с промежуточным охлаждением между ступенями служит уже не адиабатический, а изотермический компрессор, и степень приближения к нему оценивается уже не адиабатическим, а изотермическим коэффициентом полезного действия, значение которого чаще всего составляет 0,5—0,7.

Турбокомпрессоры строят для подач воздуха свыше 80—100 м³/мин и умеренных избыточных давлений 8—10 ат, причем отношение приращения давления к давлению на входе в каждом колесе не превышает 1,5.

Раздел второй

СМЕСЕПРИГОТОВИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Глава I

ХРАНЕНИЕ И ТРАНСПОРТ ФОРМОВОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

§ 1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРИГОТОВЛЕНИЯ ФОРМОВОЧНЫХ СМЕСЕЙ

Количество формовочных и стержневых смесей, потребляемых для изготовления литейных форм и стержней, колеблется от 3 до 10 т, а в среднем равняется 5—6 т на 1 т годного литья, в зависимости от конфигурации отливок и толщины их стенок. Это составляет около 50% всех грузопотоков литейного цеха. Поэтому механизация приготовления и транспорта смесей имеет весьма важное экономическое, а также и технологическое значение для качества и однородности смесей.

В общем случае формовочная смесь составляется из оборотной, отработанной, т. е. выбитой из опок формовочной смеси и освежающих добавок, к которым принадлежат свежий песок, глина или бентонит и специальные добавки. Как отработанная смесь, так и свежие добавки должны быть предварительно обработаны, или подготовлены, прежде чем поступить в основной смешивающий аппарат.

Свежие пески просеивают с целью отделения от них гальки, случайных загрязнений и посторонних тел, попавших в песок при добыче и транспортировании. Это просеивание не имеет характера рассева на фракции, а является лишь контрольным, и производится через одно сито, имеющее достаточно крупные ячейки (3—5 мм и крупнее).

В обычной практике около 50% кварцевых песков поступают в литейные цеха достаточно сухими и хорошо проходят через сито без предварительной сушки, а остальные 50% могут иметь значительную влажность, и их приходится предварительно подвергать сушке. Глинистые (тощие, полужирные и жирные) пески перед просеиванием сушат все, так как иначе они плохо проходят через сито.

Глинистые пески при сушке слипаются в комья, которые при просеивании попадают в отсев. Поэтому просеивание таких песков следует комбинировать с разминанием комьев. Отсев из сита попадает в разминающий аппарат, а из него вновь передается на сито.

Каменный уголь, обычно применяемый в качестве специальной углеродистой противопригарной добавки в формовочные смеси для чугунного литья при формовке по-сырому, вводят в смесь чаще всего в порошкообразном, тонкоразмельченном виде. Глину или бентонит в формовочные смеси также вводят большей частью в сухом размельченном состоянии. При этом размельчение глины, как

и угля, осуществляют в две ступени — сначала грубое размельчение, или дробление, а затем тонкое размельчение, или размалывание. Для дробления и размалывания угля и глины в литейных цехах часто применяют одно и то же оборудование.

Глину до размалывания подвергают сушке. Так как сырая глина нередко бывает в крупных кусках, то перед сушилом ее пропускают через зубчатые валки.

Уголь сушить нельзя, так как при этом из него будут удаляться летучие вещества и он обесценится как противопригарная добавка. Поэтому для улучшения размельчения угля (и глины) мельницы часто оборудуют циркуляцией теплого воздуха с целью подсушки в процессе размельчения.

Отработанная смесь, выбитая из сырых литейных форм на выбивной решетке, рассыпается при прохождении через щели выбивной решетки и не нуждается в предварительном разминании комьев. При выбивке же сухих форм отработанную смесь после выбивной решетки следует предварительно пропускать через валки для разминания комьев.

Приготовление отработанной формовочной смеси заключается в отделении от нее железоотделителем металлических частей — застывших брызг, всплесов металла и т. п. и в последующем просеивании через сито с ячейками 6—12 мм. Это просеивание, как и для свежих песков, имеет целью лишь отделение от отработанной смеси крупных инородных включений, например кусков стержней, литников и пр.

В условиях поточного, конвейерного производства отработанная формовочная смесь не успевает остывать и приходит в смесеприготовительное отделение с выбивной решетки со средней температурой 80—120° С, в зависимости от соотношения масс металл : форма. Рабочая формовочная смесь, приготовленная на такой горячей отработанной смеси, получается также горячей, и изготовленные из нее формы дают повышенный брак отливок по засорам вследствие осыпания кромок таких форм. Поэтому в современных литейных цехах смесеприготовительные системы для автоматических и поточных линий имеют в качестве обязательного звена установку для охлаждения отработанной смеси. Работа таких установок обычно основана на принципе испарительного охлаждения. Горячая отработанная смесь подвергается в ней предварительному увлажнению и гомогенизации, а затем интенсивно продувается воздухом. Вследствие испарения влаги при продувке смеси (за счет скрытой теплоты парообразования) смесь быстро охлаждается до температуры, близкой к комнатной.

Отмагниченная, просеянная и охлажденная отработанная смесь является подготовленной и направляется уже далее в смеситель, куда также подаются освежающие добавки — песок, глина или бентонит, углеродистые или другие специальные добавки, а также вода для увлажнения.

Смеситель является главной технологической машиной смесеприготовительной установки. Для упрощения дозирования составных

частей при подаче в смеситель иногда производят предварительное смешивание в отдельном смесителе и в нужных пропорциях свежих формовочных материалов: песка, глины и каменноугольной пыли. Получают так называемую освежительную смесь, которая уже и подается в основной смеситель для смешивания с отработанной формовочной смесью и получения готовой рабочей смеси. Применение освежительной смеси упрощает также систему транспорта, так как к главному смесителю подается при этом только одна смесь вместо нескольких сортов свежих материалов.

Смешивание составных частей песчано-глинистых формовочных смесей обычно производится сначала в течение некоторого времени в сухом состоянии, а затем в смеситель подается вода, и смешивание продолжается уже в увлажненном состоянии.

При приготовлении песчано-глинистых смесей образующиеся влажные шарики смеси обычно разминаются в смесителе, однако частично они могут остаться в массе смеси и после выпуска ее из смешивающего аппарата. Выравнивание влажности происходит вследствие капиллярного действия промежутков между частицами смеси в течение определенного времени, которое будет тем больше, чем мельче частицы смеси.

Так как глина имеет весьма малые частицы, то и время для равномерного пропитывания ее влагой будет наибольшее. Вследствие этого более жирные песчано-глинистые смеси требуют соответственно большего времени для выравнивания влажности, чем смеси более тощие.

Такое выравнивание влажности готовой смеси часто осуществляется в отстойных бункерах. Смесь после приготовления ее в смешивающем аппарате помещают в бункер, емкость которого рассчитывается на 1—3 ч запаса смеси. После отстаивания в бункерах и равномерного пропитывания влагой смесь, как показывают некоторые данные наблюдений, обладает большей прочностью, чем смесь, только что выпущенная из смесителя.

В современных смесеприготовительных системах, обслуживающих новые автоматические линии, специальных бункеров-отстойников, как правило, нет. Однако в них обычно имеются достаточно емкие (80—100 м^3) промежуточные бункера между смесителями и следующими за ними агрегатами (разрыхлителями), где приготовленная в смесителе смесь вылеживается не меньше 1 ч. Вообще же следует отметить, что вопрос о необходимости отстойных бункеров и самого отстаивания в настоящее время не находит однозначного решения. Заключительная операция приготовления формовочной смеси — аэрация, или разрыхление, цель которой придать смеси воздушность, что улучшает однородность уплотнения изготовляемых из нее литейных форм и их газопроницаемость. После разрыхления смесь готова к употреблению и передается в расходные бункера над формовочными машинами.

Глину вводят в формовочную смесь в сухом размолотом виде или в виде водной суспензии. Для получения суспензии сырую комковую глину размешивают в воде в лопастном или катковом сме-

сителе. Применяют также тройные водно-глинисто-угольные суспензии.

Введение глины в формовочные смеси в виде суспензии является целесообразным. Прежде всего при этом отпадает необходимость в отстаивании смеси после смешивания, поскольку вводимая в смесь глина, находясь в водной среде суспензии, не нуждается в дополнительном пропитывании водой. Кроме того, если суспензию приготовляют из сырой глины, то оборудование для ее изготовления проще и дешевле сушильного и дробильно-размольного оборудования для получения глины в порошке.

§ 2. СМЕСЕПРИГОТОВИТЕЛЬНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЗИРОВАННОГО ЛИТЕЙНОГО ЦЕХА

В отделении приготовления формовочных материалов и смесей крупного механизированного литейного цеха находятся следующие участки и установки.

1. Склад формовочных материалов, на котором хранится запас песка, глины и добавок. Запас хранения зависит от регулярности доставки этих материалов на завод. Чаще всего, в условиях нашей промышленности, он составляет от 2 месяцев в южных районах страны до 4 и более месяцев в северных (отсутствие добычи песчано-глинистых материалов в зимнее время).

2. Установка для предварительной обработки или приготовления свежих формовочных материалов — песка, глины, угля и др. Обычно эту установку размещают на складе формовочных материалов.

При наличии на заводе нескольких литейных цехов предусматривают общий базисный склад формовочных материалов, где производят предварительную их обработку; в отдельных же литейных цехах — только небольшие промежуточные склады с небольшим запасом хранения материалов, а также оборудование для их предварительного смешивания в случае применения освежительной смеси.

Для упорядочения снабжения свежими формовочными материалами пески и глины следует добывать круглый год и подвергать на специальных обогатительных фабриках доведению до кондиционных условий, с тем чтобы регулярно доставлять в литейные цеха заводов с соответствующими паспортными данными в предварительно переработанном виде, готовом для непосредственного введения их в формовочные и стержневые смеси. При такой организации смесеприготовительное и складское хозяйство в литейных цехах значительно упрощается и качество рабочих смесей существенно улучшается.

В качестве примера можно привести Волжский автомобильный завод, где применяются свежие обогащенные пески, отмытые, высушенные и классифицированные. Песок доставляется с обогатительной фабрики на завод в закрытых вагонах бункерного типа (цементовозах), а бентонит — в бумажных мешках. Песок доставляется

на завод готовым к употреблению. Все операции по его предварительной обработке в литейном цехе исключаются.

3. Центральная смесеприготовительная установка (одна или несколько в цехе). В эту установку входит группа оборудования для предварительной обработки отработанной формовочной смеси и приготовления рабочей формовочной смеси, называемой единой. Эта смесь используется одновременно в качестве наполнительной и облицовочной. Вместе с транспортными устройствами для готовой смеси, литейных форм и отработанной смеси установка образует замкнутую систему, в которой циркулирует основная оборотная формовочная смесь. Эта система получает свежие формовочные материалы из установки для их приготовления, расположенной на складе. Вместе с тем при накоплении избытка материала в системе из нее удаляется (обычно периодически) часть отработанной смеси в отвал.

В современных литейных цехах массового и крупносерийного производства с автоматическими литейными линиями обычно для каждой линии имеется своя индивидуальная смесеприготовительная установка и замкнутая смесеприготовительная система.

4. Установка для приготовления стержневых смесей, которую иногда используют для приготовления облицовочной смеси. Она получает свежие материалы со склада формовочных материалов и выдает рабочие стержневые и облицовочные смеси в стержневое и формовочное отделения. Установка для стержневых и облицовочных смесей может быть расположена также на складе свежих материалов.

Основным участком смесеприготовительного отделения литейного цеха является центральный смесеприготовительный участок. Основной материал, который циркулирует и перерабатывается здесь отработанная формовочная смесь. Освежающие материалы (пески, глина и добавки) входят небольшой частью в общую массу рабочей формовочной смеси. При подготовке так называемых единых формовочных смесей освежение составляет 5—10%. Облицовочные смеси в зависимости от характера литья и качества применяемых формовочных материалов могут содержать 10—20% освежающих добавок для среднего и мелкого чугунного литья и до 60—80% и даже до 100% для крупного стального литья. Стержневые смеси, как правило, приготовляют целиком из свежих формовочных материалов.

§ 3. ТИПОВАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ СКЛАДА ФОРМОВОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Типовой механизированный склад формовочных материалов представляет собой крытый и отапливаемый пролет здания цеха, обслуживаемый мостовым грейферным краном. Ширина пролета составляет обычно 24 м. Механизированный склад формовочных материалов устраивается или в самостоятельном пролете, или же, при достаточно большой длине пролета, в одном пролете со складом шихты.

Подъездной железнодорожный путь обычно прокладывают внутри склада вдоль его длинной стены (рис. 207). Разгрузка материалов из вагонов производится в яму, устроенную вдоль пути. Из разгрузочной ямы формовочные пески передаются мостовым грейферным краном к месту хранения — закромам, обычно углубленным в землю

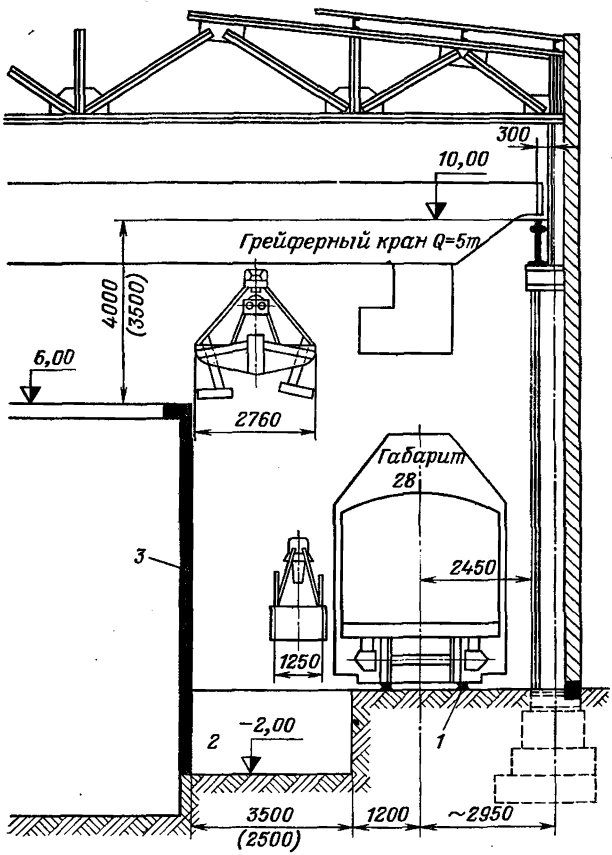


Рис. 207. Склад формовочных материалов с внутренним подъездным путем:
1 — подъездной путь; *2* — разгрузочная яма; *3* — закрома

на 2,5—3,0 м. Высота хранения формовочных песчано-глинистых материалов в закромах составляет 5—8 м.

Транспортировать грейфером можно только воздушно-сухую глину, так как влажная глина налипает на челюсти грейфера и плохо им захватывается. Поэтому влажную глину транспортируют краном в опрокидывающихся коробах.

К установке для предварительного приготовления свежих формовочных материалов, располагающейся обычно на складе формовоч-

ных материалов, материалы доставляются из закромов по мере надобности мостовым грейферным краном, обслуживающим склад.

В целях экономии площади склада подъездной путь иногда прокладывают не внутри пролета склада, а снаружи, у стены. Вагоны в этом случае разгружают через люки в стене склада. Подъездной путь, расположенный внутри склада, удобнее в эксплуатации.

Места хранения свежих песков на складе формовочных материалов (вместо закромов) могут быть сделаны в виде силосных башен диаметром 6—7 м и высотой 20—25 м, выполняемых из листовой

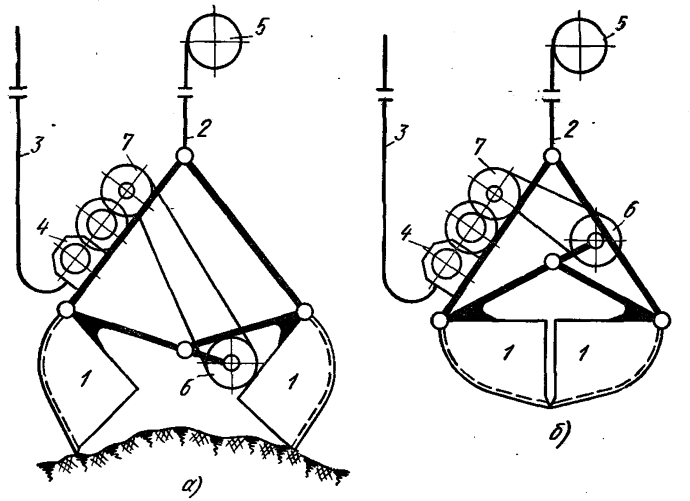


Рис. 208. Схема съемного грейфера:

а — зачерпывание материала; *б* — сомкнутый грейфер; *1* — челюсти грейфера; *2* — подъемный (грузовой) канат; *3* — кабель; *4* — электродвигатель; *5* — основной (грузовой) барабан тележки крана; *6* — подвижной полиспаст; *7* — барабан замыкающего механизма грейфера

стали. Песок загружается в башни сверху с помощью ленточных конвейеров либо пневмотранспортом и выдается из силосов снизу также на ленты или в систему пневмотранспорта.

Мостовой грейферный кран. Для подъема и транспортирования сыпучих и кусковых материалов на складах формовочных материалов применяют мостовые краны с подвешиваемым к ним грейфером.

Грейфер представляет собой подвешиваемый на кране ковш, челюсти которого смыкаются и зачерпывают подлежащий перемещению сыпучий или кусковой материал либо с помощью особого дополнительного (замыкающего) каната, либо с помощью электродвигателя, монтируемого на самом грейфере. На складах литейных цехов обычно применяют приводные грейферы.

На рис. 208 показана схема приводного, или съемного, грейфера, который может быть легко снят с крана и снова подвешен непосредственно на его крюк. Челюсти этого грейфера замыкаются при подтягивании полиспаста *6* к барабану *7*, приводимому от электродвигателя, смонтированного на звене грейфера.

При работе с грейфером кран должен иметь на своей тележке добавочный барабан для наматывания кабеля, вращающийся синхронно с основным грузовым барабаном, на который подвешивается грейфер.

Нередко склад формовочных материалов располагается в одном общем пролете со складом шихтовых материалов и обслуживается одним мостовым краном, на крюк которого по очереди подвешивается то грейфер, то магнитная шайба. Для последней требуется такая же тележка крана с добавочным барабаном для кабеля. Ввиду того, что магнитная шайба питается постоянным током, электродвигатель на съемном грейфере также ставится постоянного тока.

Съемный приводной грейфер часто применяют и для обслуживания складов формовочных материалов, когда они расположены в отдельных пролетах, а не вместе со складами шихты. Чаще всего грейферы для складов формовочных материалов выбирают емкостью 1,5 м³; грузоподъемность мостового грейферного крана при этом 5 т.

§ 4. БУНКЕРА ДЛЯ ФОРМОВОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Давление материала на стенки бункера

Бункером называют резервуар, в который материал поступает сверху, а выпускается из него через отверстие, находящееся внизу. Этим бункер отличается от закрома, в котором и поступление, и расход материала производятся сверху.

Чаще всего бункера делают прямоугольного сечения, т. е. они имеют форму параллелепипеда, который в нижней части переходит в усеченную пирамиду. Применяют также бункера круглого сечения — конические или же в верхней части цилиндрические, а внизу — конические.

Стенки, или обшивку, бункеров обычно делают из листовой стали и усиливают каркасом из уголков или других профилей. Каркас помещается снаружи и служит опорой для листов обшивки бункера.

Снизу бункер имеет отверстие для выдачи материала, в котором устанавливают: 1) затвор, если нужно выдавать материал из бункера периодически и в количествах по мере надобности; 2) питатель, если нужно выдавать материал непрерывно и равномерно во времени; 3) дозатор, если выдача материала должна быть периодической, но каждый раз определенными порциями.

Емкость расходных бункеров у формовочных машин средних размеров чаще всего составляет 5—6 м³, крупных 9—12 м³, малых 2—3 м³. У стержневых машин устраивают бункера емкостью от 0,3 до 0,6—1,0 м³ в соответствии с емкостью одного замеса в смесителе.

В смесеприготовительных установках емкость бункеров для отработанной смеси над смесителями обычно в пределах 10—25 м³ на 1—3-часовой запас. Емкость бункеров-отстойников 50—120 м³.

Высота бункера обычно не превышает 2,5 наибольшего размера в плане в отличие от силосов, представляющих собой относительно

более высокие хранилища (по сравнению с размерами их поперечного сечения). Поэтому при расчете давления боковое трение материала не учитывают, и вертикальное давление (кгс/м^2) материала в бункере на горизонтальную площадку принимают равным силе тяжести столба материала над этой площадкой:

$$p_в = h\gamma, \tag{114}$$

где h — глубина погружения площадки от уровня поверхности материала в бункере, м; γ — удельный вес материала в бункере, кгс/м^3.

В силосах при их относительно большой высоте это давление существенно уменьшается за счет того, что значительная доля силы тяжести столба материала передается силами трения на окружающую среду и далее на стенки, что и учитывают при расчете.

При определении давления формовочных материалов и смесей на стенки бункеров свойство связности проявляется незначительно. Поэтому связностью можно пренебречь, и считать материал, заполняющий бункер, сыпучим несвязным телом. Для таких тел круг Мора имеет вид, приведенный на рис. 17, соотношения главных напряжений описываются формулой (14). На основании ее можно принять, что горизонтальное давление материала на вертикальные стенки бункера, эквивалентное напряжению σ_2, кгс/м^2

$$p_г = \frac{1-\sin\varphi}{1+\sin\varphi} h\gamma = mh\gamma = mp_в, \tag{115}$$

т. е. равно коэффициенту сыпучести, или подвижности, материала m, умноженному на вертикальное давление $p_в$ (или σ_1) на глубине h (м) данной площадки под свободным уровнем засыпки материала в бункере. Здесь φ — угол внутреннего трения материала.

На наклонные стенки бункера с углом наклона α к горизонту действуют как нормальное (σ_α), так и сдвигающее тангенциальное (τ_α) давления материала. На основании формул (13) можно написать выражение для нормального давления, кгс/м^2

$$p_н = h\gamma(\cos^2\alpha + m\sin^2\alpha) \tag{116}$$

и тангенциального давления, кгс/м^2

$$p_т = h\gamma(1-m)\sin\alpha\cos\alpha. \tag{117}$$

При расчете давления на затвор бункера по приведенным формулам получаются преувеличенные значения. Сечение бункера вблизи разгрузочного отверстия сужается, вследствие чего здесь возникает боковое сжатие материала, и давление на поверхность затвора уменьшается. Поэтому давление (кгс/м^2) на затвор рассчитывают по формуле Янсена для силосов

$$p = \frac{\gamma R}{m\operatorname{tg}\varphi}, \tag{118}$$

где R — гидравлический радиус сечения отверстия затвора (отношение площади сечения к периметру), м.

Применяют также эмпирическую формулу Аумунда, по которой полная сила, действующая на затвор, считается равной силе тяжести материала в объеме условной пирамиды с основанием, равным площади сечения затвора, и высотой 2 м. Таким образом, давление на затвор

$$p = \frac{2}{3}\gamma \text{ кгс/м}^2. \qquad (119)$$

На рис. 209 приведены эпюры нормальных давлений на стенки и затвор бункера для формовочной смеси с углом внутреннего трения $\varphi = 38°$ и насыпным весом $\gamma = 1{,}2$ тс/м^3 $= 1200$ кгс/м^3. Давления указаны на эпюрах в кгс/м^2. Угол наклона задней стенки

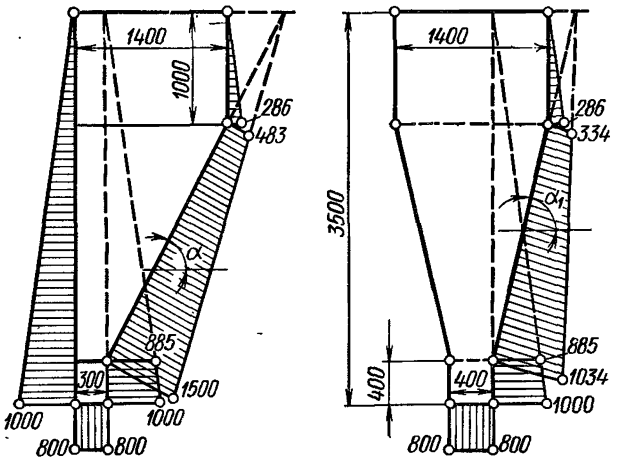


Рис. 209. Эпюры давления формовочной смеси на стенки бункера

бункера $\alpha = 62°20'$, а боковых стенок $\alpha_1 = 76°40'$. Коэффициент подвижности данной формовочной смеси $m = 0{,}238$. По формуле (119) давление на затвор составляет 800 кгс/м^2, а по формуле (118) 555 кгс/м^2.

Предупреждение зависания материала в бункерах

На практике наблюдаются случаи образования сводов и зависания формовочных материалов в бункерах. К зависанию в особенности склонны влажные материалы, а также материалы, обладающие большой связностью, в частности формовочные смеси. Зависание формовочных смесей в расходных бункерах над формовочными машинами вызывает простои и понижает производительность труда формовщиков.

Предупредить зависание можно двумя путями: 1) выбором геометрических размеров и формы бункера; 2) принятием специальных мер, препятствующих зависанию.

Зависанию способствует нормальное давление материала на стенку бункера, вызывающее трение материала о стенку. Противодействует зависанию тангенциальное давление, которое стремится сдвинуть материал по стенке по направлению к выходу его из бункера.

Если взять наклонную стенку бункера, имеющую угол наклона к горизонту α, то отношение тангенциального давления $p_т$ к нормальному $p_н$ согласно формулам (116) и (117) составит

$$\frac{p_т}{p_н} = \frac{(1-m)\sin\alpha\cos\alpha}{\cos^2\alpha + m\sin^2\alpha}.$$

Очевидно, зависание материала у данной стенки будет наименее вероятным при максимальном значении этого отношения. Взяв первую производную отношения $\frac{p_т}{p_н}$ по углу α и приравняв ее нулю, найдем, что максимум $\frac{p_т}{p_н}$ будет иметь место при

$$\alpha = \alpha_{опт} = 45° + \frac{\varphi}{2} = \vartheta, \qquad (120)$$

т. е. при оптимальном значении угла α, равном углу обрушения ϑ. При проектировании бункеров следует поэтому выбирать углы наклона его стенок по возможности не менее $\alpha_{опт}$ по формуле (120). Значениям $\varphi = 30$, 34, 38 и 42° соответствуют величины $\alpha_{опт} \sim 60$, 62, 64 и 66°.

По эмпирическим данным [11], угол наклона стенок бункеров рекомендуется принимать равным $\varphi + (5 \div 10°)$, а угол наклона ребер бункера к горизонту $\rho_0 + (5 \div 10°)$, где ρ_0 — угол трения материала о стенки бункера.

По данным практики, часто рекомендуются следующие минимальные значения угла наклона стенок бункера для формовочных материалов [68]: сухого песка — 45°, отработанной смеси — 50—55°, влажной формовочной смеси — 60—65°.

В расходных бункерах, имеющих в плане прямоугольное сечение, рекомендуется для уменьшения зависания формовочных смесей переднюю стенку делать вертикальной, а заднюю стенку устанавливать с наименьшим углом наклона к горизонту. Иногда две или даже три стенки в бункерах малой емкости делают вертикальными.

Весьма усиливает опасность зависания коррозия стенок бункера. Поэтому желательно выполнять обшивку бункера для влажных формовочных смесей из коррозионно-стойкого материала или же применять защитные меры против коррозии стенок бункеров.

Вместо бункеров прямоугольного сечения рациональнее применять бункера круглого сечения, конические, цилиндроконические или цилиндрические. Зависание в таких бункерах наблюдается значительно реже, так как они не имеют, как бункера прямоугольные, двухгранных углов, в которых легче всего слеживается и зависает материал.

Для уменьшения опасности зависания выпускное отверстие бункера не должно быть маленьким. По практическим данным, реко-

мендуются размеры выпускных отверстий для влажной формовочной смеси в малых расходных бункерах 400 + 400 мм, в больших расходных бункерах 600 × 600 мм, для отработанной формовочной смеси 500 × 500 мм [68].

Наименьшую сторону сечения выпускного отверстия (мм) можно определить и по эмпирической формуле [11]

$$a = k\,(D + 80)\,\mathrm{tg}\,\varphi,$$

где k — опытный коэффициент, равный 2,6 для сортированного и 2,4 для обычного материала; D — размер максимальных кусков материала, мм; φ — угол внутреннего трения материала.

Приведенная формула рекомендуется для пределов $\varphi = 30 \div 50°$ (при $\varphi > 50°$ в формулу подставляют значение $\varphi = 50°$) и для D до 300 мм.

Наиболее действенной мерой борьбы с зависанием формовочных материалов в бункерах является установка вибратора на задней, наклонной стенке бункера. Впервые этот способ был применен на Горьковском автомобильном заводе и с тех пор широко применяется в мировой практике. Вибратор ставят на расстоянии ~0,3—0,4 длины (высоты) задней стенки бункера или ~ 1 м от выпускного отверстия бункера. На расходных бункерах с формовочной смесью ставят пневматические вибраторы с диаметром плунжера 40—60 мм. Направление ударов плунжера вибратора должно быть перпендикулярным к плоскости задней стенки бункера. Вибратор включается только при открывании затвора бункера, а при закрывании затвора должен выключаться. Для этого пусковое устройство вибратора блокируется с механизмом затвора бункера. Вибрация нижней части бункера при открытом затворе разрушает образующиеся своды и слежавшуюся смесь в бункере и предотвращает зависание.

Расчет обшивки бункеров

При расчете толщины листов обшивки бункеров участки обшивки, или панели, на которые она делится каркасом, рассматриваются как пластины, нагруженные средним для данной панели равномерным давлением $p_{ср}$ кгс/см^2 и зажатые по контуру, либо опертые по контуру согласно рис. 210, *а* и *б*. В обоих случаях максимальный изгибающий момент (кгс·см), действующий относительно оси $y - y$, будет посередине ширины a пластины и может быть выражен общей формулой [1]

$$M_y = \beta p_{ср} a^2 b, \qquad (121)$$

где a и b — размеры пластины, см.

Коэффициент β составляет для пластины:

---

[1] Тимошенко С. П. и Лессельс Дж. Прикладная теория упругости. ГНТИ, 1931.

1) опертой по контуру:

при $\frac{b}{a}=1$	1,5	2	∞
$\beta=0{,}0479$	0,0812	0,1017	0,1250

2) с защемленными кромками:

при $\frac{b}{a}=1$	1,5	2	∞
$\beta=0{,}0513$	0,0757	0,0829	0,0833

По найденному таким образом изгибающему моменту рассчитывают необходимую толщину листов обшивки, причем допускаемые напряжения принимают для стали Ст2 $\sigma_{изг} = 1100 \div 1200$ кгс/см^2, стали Ст3 $\sigma_{изг} = 1300 \div 1400$ кгс/см^2. К расчетной толщине листов обычно прибавляют 1—2 мм на коррозию. Толщину листов бункеров для формовочных материалов и смесей чаще всего берут в пределах 4—8 мм.

Входящее в расчетную формулу (121) давление $p_{ср}$ находят усреднением давлений по данной панели.

В случае прямоугольной панели (рис. 211, *а*) среднее давление $p_{ср} = \frac{p_1 + p_2}{2}$, где p_1 — давление на верхней, а p_2 — на нижней кромке панели.

Для расчета среднего давления на треугольной панели (рис. 211, *б*) выделим полоску шириной dx на расстоянии x от нижней вершины панели и напишем выражение для силы давления на эту полоску:

$$dP = p_x a_x \, dx,$$

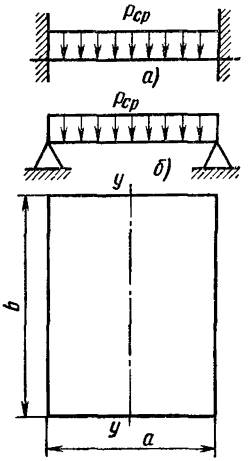


Рис. 210. Схемы пластин, зажатой (*а*) и опертой (*б*) по контуру с равномерно распределенной нагрузкой

где p_x — давление на уровне данной полоски; $p_x = p_2 - \frac{x}{b}(p_2 - p_1)$;

a_x — ширина полоски, $a_x = \frac{a}{b} x$.

Интегрируя выражение dP в пределах от 0 до b, получим полную силу нормального давления материала на всю панель:

$$P = \int_0^b dP = \int_0^b \left[p_2 \frac{a}{b} x \, dx - \frac{a}{b^2} (p_2 - p_1) x^2 \, dx \right] = \frac{ab}{2} p_2 - \frac{ab}{3} (p_2 - p_1).$$

Разделив силу P на площадь панели $\frac{ab}{2}$, определим искомое усредненное давление:

$$p_{ср} = \frac{2p_1 + p_2}{3}.$$

Для трапецеидальной панели (рис. 211, *в*) текущую координату x полоски будем откладывать от верхнего основания. В результате имеем

$$a_x = a_1 - (a_1 - a_2)\frac{x}{b}$$

и

$$p_x = p_1 + (p_2 - p_1)\frac{x}{b}.$$

Элементарная сила давления на полоску шириной dx составит

$$dP = p_x a_x\, dx = \left[p_1 + (p_2 - p_1)\frac{x}{b}\right]\left[a_1 - (a_1 - a_2)\frac{x}{b}\right]dx,$$

а сила давления на всю панель

$$P = \int_0^b dP = \frac{b}{3}\left[a_1\left(p_1 + \frac{p_2}{2}\right) + a_2\left(\frac{p_1}{2} + p_2\right)\right].$$

Разделив силу P на площадь панели $\frac{a_1 + a_2}{2}b$, получим усредненное давление

$$p_{ср} = \frac{a_1(2p_1 + p_2) + a_2(p_1 + 2p_2)}{3(a_1 + a_2)}.$$

Для применения формулы (121) для расчета панелей обшивки бункеров нужно еще, кроме усреднения давлений, условно заменить

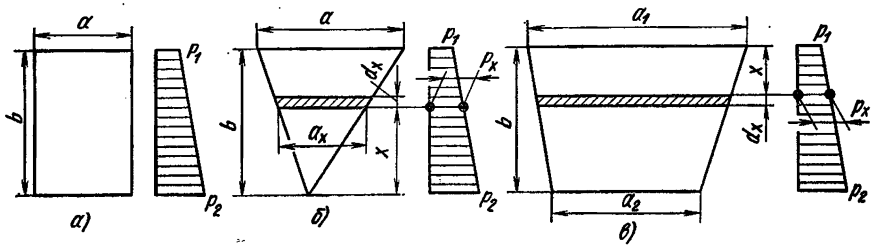


Рис. 211. Усреднение давлений на прямоугольную (*а*), треугольную (*б*) и трапецеидальную (*в*) панели

треугольные и трапецеидальные панели эквивалентными прямоугольными. Такое преобразование формы панелей может быть практически выполнено [13] так, как показано на рис. 212.

Для условного преобразования треугольной панели в прямоугольную (рис. 212, *а*) от размера a отнимают с обоих концов по отрезку $\frac{a}{6}$, и такой же отрезок отнимают внизу от высоты b панели. Получаем прямоугольник с размерами $a_{расч} = \frac{2}{3}a$ и $b_{расч} = b - \frac{a}{3}$. Автор работы [11] рекомендует такое преобразование для панелей в виде разнобедренных треугольников или близких к ним треугольников с углом при основании 45—65°.

Для условного преобразования трапеции в прямоугольник (рис. 212, *б*) рекомендуются следующие формулы:

$$a_{\text{расч}} = \frac{2}{3}\,\frac{(a_1+2a_2)\,a_1}{a_1+a_2};$$

$$b_{\text{расч}} = b - \frac{1}{6}\,\frac{(a_1-a_2)\,a_1}{a_1+a_2}.$$

Бункера круглого сечения обычно не имеют каркаса, и их обшивку рассчитывают как оболочку тонкостенных сосудов, подверженных внутреннему давлению.

Обшивку конического бункера рассчитывают по напряжениям σ_1, действующим по образующим конуса (рис. 213, *а*), и напряжениям σ_2, действующим по касательной в сечениях, перпендикулярных к оси (рис. 213, *б*). На рисунке конус бункера для упрощения показан полным, а не усеченным.

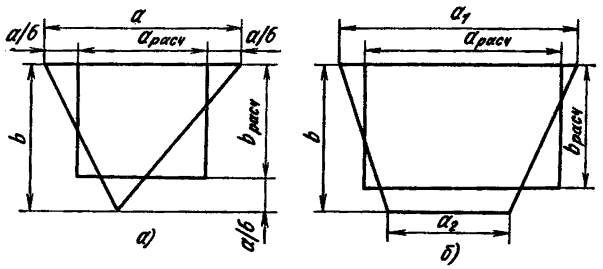


Рис. 212. Условное преобразование треугольной (*а*) и трапецеидальной (*б*) панелей в прямоугольные

Напряжения σ_1 в сечении бункера MN, направленные по образующей, воспринимают силу тяжести материала в объеме, заштрихованном на рис. 213, *а*. Пусть эта сила равна Q. Тогда напряжение σ_1 в данном сечении составит

$$\sigma_1 = \frac{Q}{2\pi\rho\delta_{\text{л}}\sin\alpha},$$

где $\delta_{\text{л}}$ — толщина листа обшивки.

Подставив

$$Q = \frac{y}{3}\pi\rho^2\gamma + (h-y)\,\pi\rho^2\gamma,$$

где $\rho = \frac{y}{\operatorname{tg}\alpha}$ и γ — насыпной вес материала в бункере, получим развернутое выражение для σ_1:

$$\sigma_1 = \frac{\gamma}{2\delta\sin\alpha\operatorname{tg}\alpha}\left(hy - \frac{2}{3}y^2\right).$$

Взяв первую производную по y от этого выражения и приравняв ее нулю, найдем, что σ_1 имеет при $y = \frac{3}{4}h$ максимум:

$$\sigma_{1\max} = \frac{3}{16}\,\frac{\gamma h^2}{\delta\sin\alpha\operatorname{tg}\alpha}. \qquad (122)$$

Напряжения σ_2 по направляющей воспринимают в диаметральном сечении KL пояса MN (рис. 213, *б*) силы нормального давле-

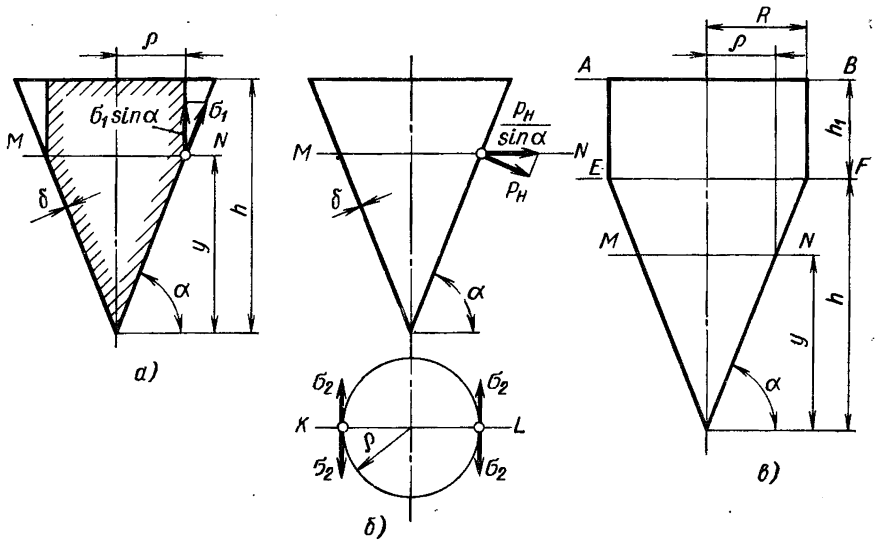


Рис. 213. Схемы к расчету напряжений σ_1 (*а*) и σ_2 (*б*) в коническом бункере и в цилиндроконическом бункере (*в*)

ния материала $p_н$ на стенку. Величина σ_2, очевидно, будет

$$\sigma_2 = \frac{p_н \cdot 2\rho}{2\delta \sin\alpha} = \frac{p_н \rho}{\delta \sin\alpha}, \qquad (122а)$$

где по формуле (116)

$$p_н = (h - y)\,\gamma\,(\cos^2\alpha + m\sin^2\alpha),$$

а $\rho = \frac{y}{\operatorname{tg}\alpha}$ — радиус.

Подставив эти выражения в формулу (122а), получим

$$\sigma_2 = \frac{\gamma\,(\cos^2\alpha + m\sin\alpha)}{\delta \sin\alpha \operatorname{tg}\alpha}\,(hy - y^2).$$

Приравняв нулю $\frac{d\sigma_2}{dy}$, найдем, что напряжение σ_2 имеет максимум при значении $y = \frac{h}{2}$:

$$\sigma_{2\max} = \frac{\gamma h^2\,(\cos^2\alpha + m\sin^2\alpha)}{4\delta \sin\alpha \operatorname{tg}\alpha}. \qquad (123)$$

В случае цилиндроконического бункера (рис. 213, *в*) в цилиндрической его части максимальное напряжение σ_1 будет в верхнем сечении AB и составит

$$\sigma_{1\max} = \gamma\,\frac{\pi R^2 h_1 + \frac{1}{3}\pi R^2 h}{2\pi R\delta} = \frac{R\gamma}{2\delta}\left(h_1 + \frac{h}{3}\right), \qquad (124)$$

а напряжение σ_2 будет иметь максимум в нижнем сечении EF:

$$\sigma_{2\max} = \frac{p_н R}{\delta} = \frac{h_1 \gamma m R}{\delta}. \qquad (125)$$

В конической части бункера сила Q, воспринимаемая в сечении MN напряжениями σ_1, будет теперь

$$Q = \frac{y}{3} \pi\rho^2\gamma + (h + h_1 - y)\, \pi\rho^2\gamma$$

и выражение для σ_1 примет вид

$$\sigma_1 = \frac{\gamma}{2\delta \sin\alpha \operatorname{tg}\alpha}\left(hy + h_1 y - \frac{2}{3} y^2\right).$$

Напряжение σ_1 будет иметь максимум в конической части при значении $y = \frac{3}{4}(h + h_1)$:

$$\sigma_{1\max} = \frac{3}{16} \frac{\gamma (h+h_1)^2}{\delta \sin\alpha \operatorname{tg}\alpha}. \qquad (126)$$

Чтобы этот максимум напряжений попал в коническую часть бункера, нужно, очевидно, чтобы высота h_1 не превышала $\frac{1}{3} h$.

Наконец, входящая в выражение для напряжения σ_2 в конической части величина нормального давления материала $p_н$ для цилиндроконического бункера также изменится и составит

$$p_н = (h + h_1 - y)\, \gamma\, (\cos^2\alpha + m \sin^2\alpha).$$

Величина σ_2 составит

$$\sigma_2 = \frac{\gamma (\cos^2\alpha + m \sin^2\alpha)}{\delta \sin\alpha \operatorname{tg}\alpha} [(h + h_1)\, y - y^2].$$

Напряжение σ_2 будет иметь максимум при $y = \frac{h + h_1}{2}$ в конической части бункера (при дополнительном условии, что $h_1 \leqslant h$):

$$\sigma_{2\max} = \frac{\gamma (h+h_1)^2 (\cos^2\alpha + m \sin^2\alpha)}{4\delta \sin\alpha \operatorname{tg}\alpha}. \qquad (127)$$

Затворы, питатели и дозаторы

Затворы. Простейшим затвором является шиберный затвор, представляющий собой горизонтальную плоскую заслонку, перекрывающую выпускное отверстие бункера и передвигающуюся на роликах с помощью одной или двух зубчатых реек и цепного блока. Недостаток таких затворов — медленность их открывания и закрывания, поэтому их ставят только у редко открываемых бункеров.

Основными типами затворов для бункеров с формовочными материалами являются секторные и челюстные затворы.

Секторный затвор (рис. 214, *а*) представляет собой цилиндрическую задвижку, поворачивающуюся вокруг своей оси. Открыва-

ние и закрывание затвора осуществляют вручную рычагом и шарнирно укрепленной на нем тягой или же с помощью пневмоцилиндра.

Недостаток секторного затвора — смещение выпускаемой им струи материала при открывании и закрывании. Секторные затворы иногда применяют для крупных расходных бункеров, но в этом случае смесь спускается в опоку не непосредственно из бункера, а через

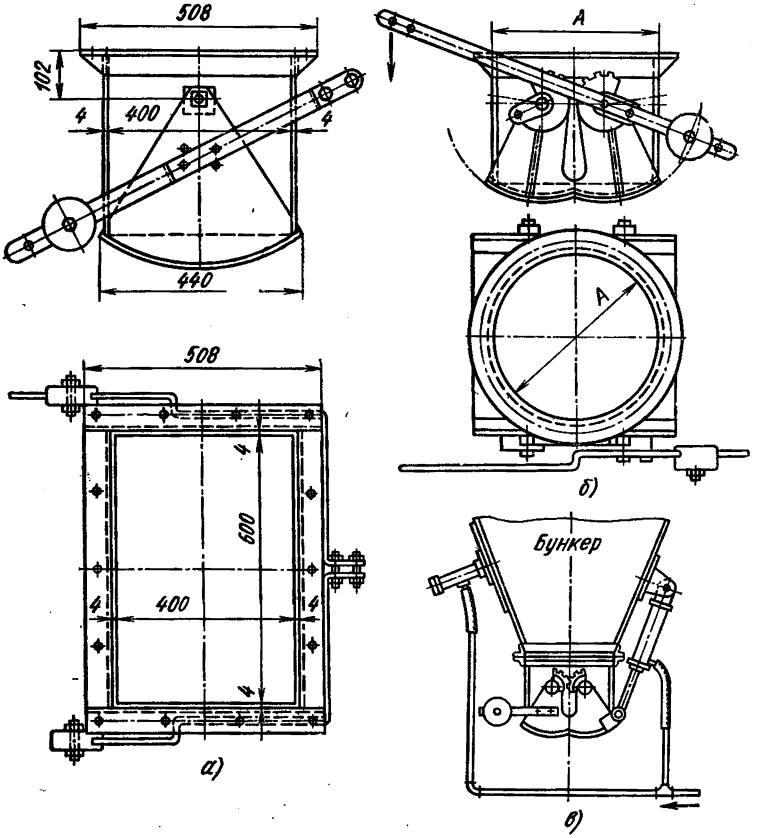


Рис. 214. Секторный (*а*), челюстной с ручным управлением (*б*) и механизированный челюстной (*в*) затворы

отклоняющийся наклонный лоток который обеспечивает центральное наполнение опоки.

Челюстной затвор (рис. 214, *б*) состоит из двух поворотных задвижек, связанных между собой зацепляющимися зубчатыми секторами. Открывание и закрывание челюстей производится синхронно с помощью рычага с подвешенной к нему тягой, который крепится на боковой щеке одной из челюстей.

Челюстные затворы часто применяют для расходных бункеров над формовочными машинами. Челюстной затвор обспечивает центральное наполнение опоки смесью. Ход рычага челюстного затвора

приблизительно в 2 раза меньше, чем у секторного затвора, при одном и том же открытии.

На рис. 214, *в* показан челюстной затвор, открывающийся пневматическим цилиндром. Закрывается он под действием силы тяжести челюстей с противовесом. Однако закрывание может быть также принудительным; для этого устанавливают пневмоцилиндр двойного действия. Открывание затвора сблокировано с одновременным пуском вибратора, укрепленного на задней стенке бункера.

Питатели. Для равномерного выпуска формовочных материалов и смесей из бункеров применяют питатели. Наиболее распространены питатели: 1) представляющие собой короткие конвейеры — пластинчатые, винтовые, лотковые; 2) типа барабанных — звездчатые или лопастные; 3) в виде вращающегося диска — тарельчатые.

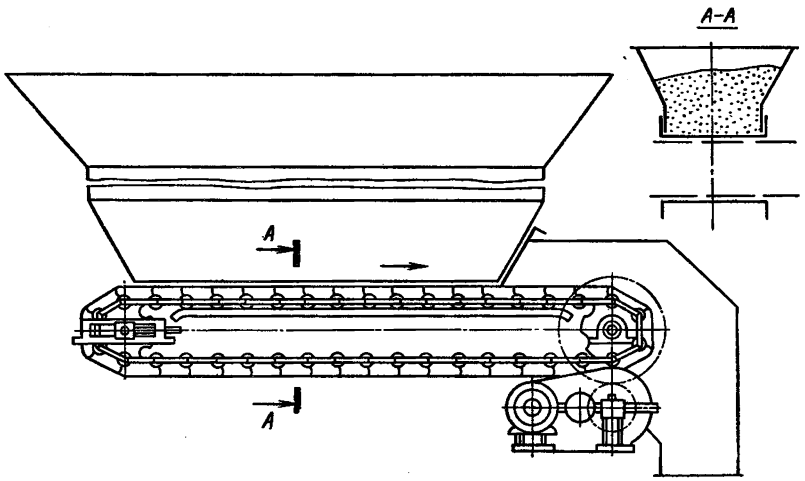


Рис. 215. Схема установки пластинчатого питателя под бункером

Пример установки пластинчатого питателя под бункером показан на рис. 215. Подача пластинчатым питателем материала в единицу времени регулируется заслонкой в передней стенке бункера.

На рис. 216 приведена конструкция полотна пластинчатого питателя для сыпучих и кусковых материалов. Зазоры между пластинами перекрываются, чтобы предотвратить просыпание транспортируемого материала. Для этого соседние пластины и борта находят друг на друга настолько, чтобы и при огибании звездочки в конце питателя зазора между ними не получалось. Обе тяговые цепи соединяются осями с чугунными роликами, имеющими отбеленную поверхность. Ширина настила B типовых пластинчатых питателей 630 и 800 мм; высота h бортов 125 мм; скорость питателей 0,16 м/с; коэффициент заполнения сечения транспортируемым материалом $f = 0{,}5 \div 0{,}8$.

Винтовой питатель (рис. 217, *а*) имеет стальной литой винт, в конце которого находятся несколько витков, выполненных в обрат-

ную сторону для предохранения выходного отверстия от забивания материалом. Подачу регулируют изменением частоты вращения винта. Винтовые питатели применяют преимущественно для свежих формовочных материалов.

Из лотковых питателей рассмотрим вибрационный желоб, схема которого приведена на рис. 217, *б*. Он работает по принципу встряхивающих желобов (трясунов), приводится в движение с помощью электромагнитного вибратора, сообщающего ему колебания с частотой 3000 в минуту и амплитудой ≈ 2 мм.

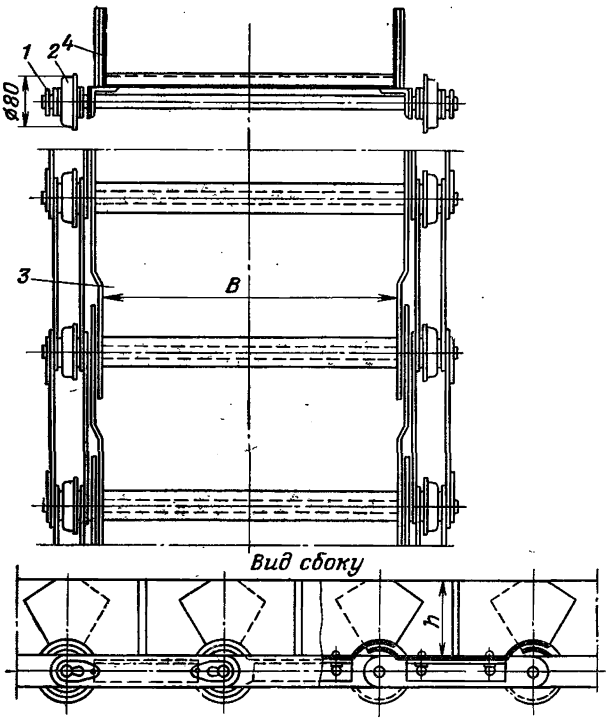


Рис. 216. Конструкция полотна пластинчатого питателя:
1 — цепь; *2* — ролик; *3* — полотно; *4* — борт

Во время хода вперед желоб на пружинящих брусьях поднимается, вследствие чего материал, находящийся в желобе, прижимается ко дну желоба и перемещается вместе с ним. При ходе назад материал по инерции проскальзывает в желобе в направлении транспортирования. Желоб при этом опускается, что способствует меньшему сцеплению материала с желобом.

Встряхивающие желоба пригодны для передачи только сухих и однородных материалов. Влажный материал может прилипать к желобу и слипаться в комья. Неоднородный материал, смешанный из нескольких частей, различных по плотности, даже и сухой, при встряхивании имеет склонность к расслаиванию.

Тарельчатый питатель (рис. 217, *в*) представляет собой вращающийся на вертикальной оси диск *1*. Из выпускного отверстия бункера материал высыпается на этот диск и снимается с него скребком. Подача регулируется установкой скребка, а также поднимание и опусканием телескопического патрубка, или манжеты *2*, что изменяет высоту насыпки материала на диске.

Тарельчатые питатели устанавливают под бункерами большой емкости. Наиболее часто применяют питатели диаметром 1,5 и 2,0 м.

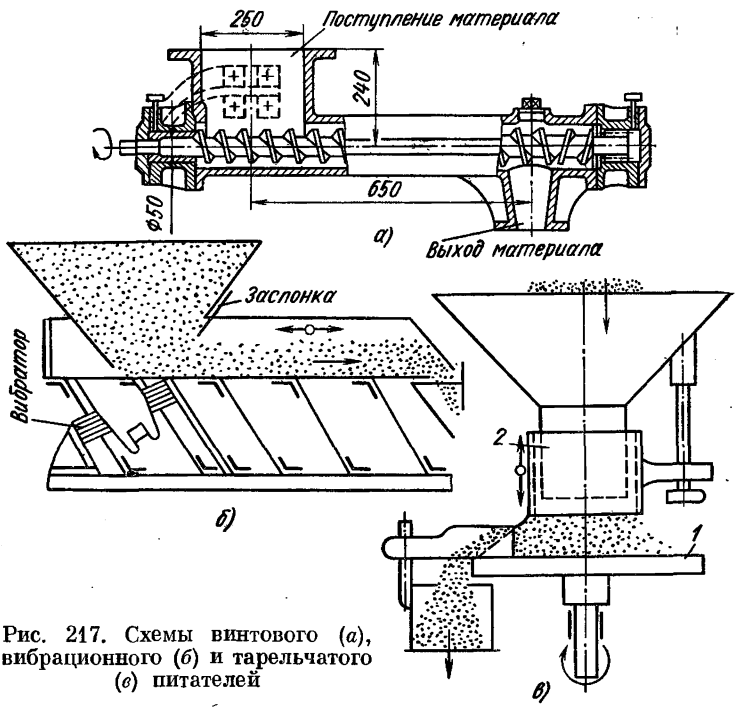


Рис. 217. Схемы винтового (*а*), вибрационного (*б*) и тарельчатого (*в*) питателей

Дозаторы, или мерники, служащие обычно для механизации загрузки составных частей замеса в смесители периодического действия, применяют главным образом трех типов: 1) коробчатые или тележечные; 2) бункерные; 3) барабанные и звездчатые.

Коробчатый, или тележечный, дозатор (рис. 218) представляет собой коробку, находящуюся под бункером и передвигаемую от него к месту разгрузки пневматическим цилиндром. Дном коробки является неподвижная плита. Для изменения объема коробки (объема дозы) задняя стенка ее может переставляться зубчатой рейкой от ручного маховичка.

На схеме коробка показана скользящей по неподвижной плите. В действительности она делается на колесах и передвигается по рельсам, как тележка.

Часто отмериваемая при помощи коробчатого дозатора порция загружаемого в смеситель материала равняется нескольким объемам коробки дозатора. Поэтому для загрузки такой порции тележка совершает несколько ходов от бункера к месту выгрузки.

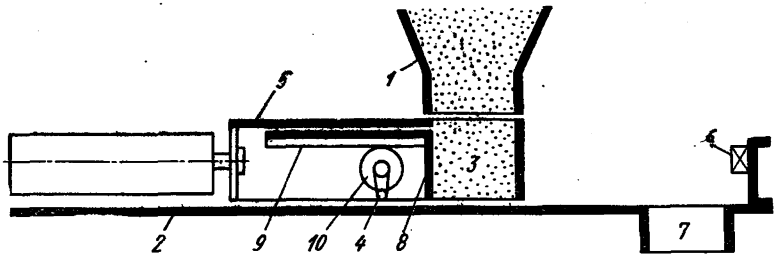


Рис. 218. Схема пневматического коробчатого (тележечного) дозатора:

1 — бункер; *2* — неподвижная плита; *3* — коробка дозатора; *4* — пневматический толкатель; *5* — козырек; *6* — упор; *7* — разгрузочное отверстие; *8* — подвижная задняя стенка коробки; *9* — зубчатая рейка; *10* — ручной маховичок

Бункерный дозатор (рис. 219) представляет собой маленький бункер, или воронку, по объему равную объему отмериваемой дозы и установленную под основным бункером. Дозатор наполняется

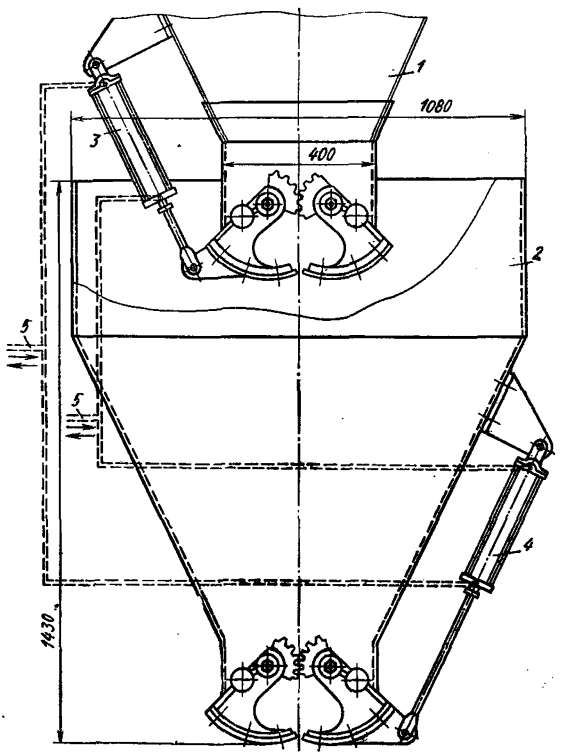


Рис. 219. Бункерный дозатор:

1 — бункер; *2* — дозатор; *3* — пневматический цилиндр затвора бункера (⌀ 100 мм, ход поршня 250 мм); *4* — пневматический цилиндр затвора дозатора (⌀ 75 мм, ход поршня 250 мм); *5* — подвод воздуха к цилиндрам

из бункера заблаговременно, пока в смесителе обрабатывается предыдущий замес. Затворы основного бункера и бункера-дозатора сблокированы между собой.

Бункерные дозаторы по сравнению с коробчатыми требуют значительно большего места по высоте для своего размещения над смесителем.

§ 5. ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ФОРМОВОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И СМЕСЕЙ

Средства механического транспорта

Для передвижения формовочных материалов и рабочих смесей в современных механизированных литейных цехах широко применяют непрерывный механический транспорт: различного рода конвейеры. Главнейшими из них являются элеваторы и конвейеры с постоянным движением рабочего органа — ленточные и винтовые.

Элеваторы применяют для подъема по вертикальному или наклонному направлению сыпучих и мелкокусковых материалов. Элеватор представляет собой бесконечную цепь (рис. 220, *а*) или тканевую прорезиненную ленту (рис. 220, *б*) с прикрепленными к ней ковшами. Цепь или лента огибает два блока, или барабана, из которых нижний находится в башмаке элеватора, куда по лотку подается транспортируемый материал; там он зачерпывается и подхватывается ковшами. Материал в ковшах поднимается по восходящей ветви ленты или цепи элеватора и при огибании верхнего барабана или блока высыпается из ковшей и отводится по желобу. Верхний барабан вращается от электродвигателя. Для регулирования натяжения ленты подшипники нижнего барабана могут перемещаться с помощью винтов в вертикальных направляющих.

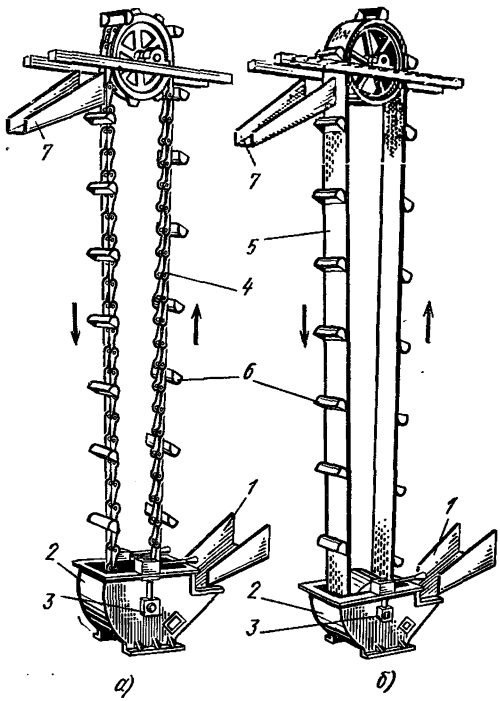


Рис. 220. Схемы цепного (*а*) и ленточного (*б*) ковшовых элеваторов:

1 — загрузочный лоток; *2* — башмак элеватора; *3* — натяжное устройство; *4* — цепь; *5* — лента; *6* — ковш; *7* — разгрузочный лоток

Для формовочных материалов применяют обычно ленточные, а не цепные элеваторы, так как шарниры цепи сильно изнашиваются от абразивного действия попадающего в них материала. Вся лента с ковшами заключена в предохранительный железный кожух.

Угол наклона лотка, подводящего материал к башмаку элеватора, необходимо принимать для влажных формовочных смесей не менее 60°, иначе приемное отверстие забивается смесью. Точка присоединения лотка к башмаку элеватора должна быть поднята выше оси нижнего барабана, чтобы ковши работали не только на зачерпывание, но частично и на насыпку. Нижний барабан лучше делать закрытым, имеющим подшипники внутри, со смазкой через неподвижную ось. Скорость ленты элеватора чаще всего выбирают в пределах 0,75—1,75 м/с Высота элеватора может достигать 20—25 м.

Ленточные элеваторы, применяющиеся для подъема формовочных материалов и смесей, имеют чаще всего ширину ковшей $b = 250$ и 350 мм. При этом для влажных материалов (готовые формовочные и стержневые смеси, влажные свежие пески) применяют так называемые мелкие, более открытые ковши, а для сухих материалов (сухие песок и глина, отработанная смесь) — более глубокие ковши. Шаг ковшей на ленте $t = 400$ мм (для ковшей с шириной $b = 250$ мм) и 500 мм ($b = 350$ мм). Скорость ленты элеватора $v = 1{,}0 \div 1{,}25$ м/с. Коэффициент заполнения материалом $\varphi = 0{,}35 \div 0{,}45$ для влажных материалов (мелкие ковши) и $\varphi = 0{,}5 \div 0{,}65$ для сухих материалов (глубокие ковши). Емкости ковшей: мелких $w = 2{,}6$ и 7,5 л (при $b = 250$ и 350 мм), глубоких соответственно 3,2 и 7,8 л.

Элеваторы применяют для транспортирования различных формовочных материалов, кроме материалов, налипающих на ковши, а также материалов в крупных кусках, например больших кусков угля, сухой глины, известняка и пр.

Работа элеваторов при транспортировании влажных формовочных материалов и смесей менее надежна, чем при транспортировании сухих материалов, вследствие возможных обрывов или схода ленты с ковшами с барабана. Эти аварии вызываются налипанием влажного материала на нижний барабан элеватора. Поэтому применения элеваторов для транспортирования влажных формовочных материалов и смесей следует избегать. Несмотря на то, что для транспортирования сухих материалов элеватор является практически достаточно надежным транспортным оборудованием, все же в современных смесеприготовительных установках, если позволяют габариты помещения, предпочитают устанавливать наклонные ленточные конвейеры.

Производительность всякого рода устройств для непрерывного транспорта подсчитывают по формуле, т/ч

$$Q = 3600qv, \qquad (128)$$

где q — масса транспортируемого материала, т, приходящаяся на 1 м длины конвейера; v — скорость конвейера, м/с.

Входящая в эту формулу величина q (т/м) в зависимости от типа конвейера может быть представлена в виде одного из следующих выражений. Если материал перемещается конвейером в виде непрерывной ленты сечением F (м^2), то

$$q = F\gamma,$$

где γ — насыпная масса материала, т/м^3.

Если же материал подается отдельными скоплениями в виде емкостей объемом w (л), расположенными равномерно по длине конвейера с шагом t (м), то

$$q = \frac{10^{-3}\varphi w}{t}\gamma,$$

где φ — коэффициент заполнения материалом упомянутых емкостей (например, ковшей элеватора).

На основании приведенных формул для элеваторов имеем

$$Q = 3{,}6\frac{\varphi w}{t}\gamma v \text{ т/ч}. \qquad (129)$$

Мощность элеватора затрачивается на поднятие массы материала, находящегося в ковшах его груженой ветви, и на преодоление сопротивления зачерпыванию материала ковшами, сопротивлений трения и жесткости ленты.

Сила тяжести материала на груженой ветви элеватора при высоте подъема H, равная $\frac{\varphi w}{t}\gamma H$ кгс, согласно формуле (129) составляет, кгс

$$\frac{\varphi w}{t}\gamma H = \frac{QH}{3{,}6v}.$$

Следовательно, теоретическая мощность (л. с.), расходуемая на поднятие материала со скоростью v,

$$N_0 = \frac{QH}{3{,}6v}\frac{v}{75} = \frac{QH}{270}. \qquad (130)$$

Учитывая перечисленные выше потери мощности на различные сопротивления, принимают практический расход мощности $N = 2N_0$.

Ленточный конвейер представляет собой устройство непрерывного действия, несущим и тяговым органом которого является гибкая бесконечная лента, опирающаяся на ролики. Ленточный конвейер может быть горизонтальным (рис. 221, *а*) или наклонным (рис. 221, *б*). Наибольший угол наклона к горизонту для транспортирования сухих формовочных материалов принимают 18°, а для влажных формовочных материалов и смесей 24°. При превышении этих углов наклона материал частично скатывается по ленте вниз.

Ленточные конвейеры могут иметь одновременно и горизонтальные, и наклонные участки (рис. 221, *в* и *г*). При этом для обеспечения необходимого прогиба ленты под действием собственного веса (рис. 221, *г*) радиус закругления R берут не менее 45—50 м

для конвейеров длиной 40 м и не менее 85—100 м для конвейеров длиной 80 м.

По форме, которую принимает несущая (верхняя) ветвь ленты, ленточные конвейеры разделяют на плоские и желобчатые. Форма ленты зависит от профиля поддерживающих ее роликов. Желобчатую форму придают только верхней, несущей ветви ленты для увеличения количества перемещаемого на ней материала. Нижняя, обратная ветвь бывает всегда плоской.

На рис. 222 показаны формы опорных роликов. Прямые ролики (рис. 222, *а*) применяют для нижних ветвей лент, а также для верхних ветвей плоских лент. Для желобчатых лент используют обычно разрезные роликовые опоры из трех роликов (рис. 222, *в*), а для очень широких лент — из пяти роликов (рис. 222, *г*). Цельные

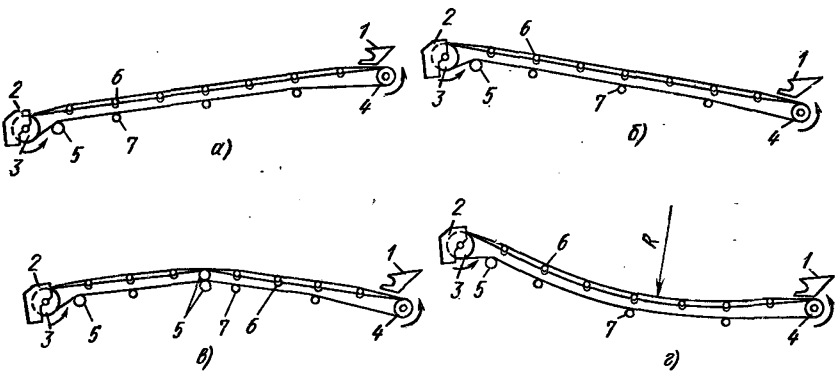


Рис. 221. Схемы ленточных конвейеров:

а — горизонтального; *б* — наклонного; *в* и *г* — комбинированных; *1* — загрузочная воронка; *2* — разгрузочный конец; *3* — приводной барабан; *4* — концевой барабан; *5* — отклоняющий барабан; *6* — верхняя желобчатая роликовая опора; *7* — нижняя прямая роликовая опора

желобчатые ролики (рис. 222, *б*) обычно не применяют, так как лента на таком ролике истирается вследствие проскальзывания из-за разности окружных скоростей на разных радиусах ролика.

Для транспортирования формовочных материалов и смесей применяют ленточные конвейеры с шириной тканевой прорезиненной ленты *B* чаще всего 500, 650, 800 и 1000 мм. Ленты такой ширины изготовляют из 2—10 прокладок ткани, соединенных между собой вулканизационным каучуком. Число прокладок выбирают в зависимости от натяжения ленты (чаще всего от 3 до 5). Наружные стороны ленты допускают транспортирование на них материалов с температурой до 80° С. Для горячих отработанных формовочных смесей целесообразно применять теплостойкие ленты с асбестовой прокладкой и обкладкой из специальной резины. Такие ленты допускают передачу материала с температурой до 120° С. Концы ленты соединяют с помощью ступенчатой склейки с прошивкой или вулканизацией, сшивки внахлестку, встык и специальными замками. Наилучшим способом является горячая склейка, т. е. вулканизация.

Шаг роликовых опор под верхней желобчатой частью ленты для ленточных конвейеров, передающих формовочные материалы и смеси, берут 1200—1300 мм. Опоры для верхней части ленты с указанной шириной выполняют обычно трехроликовыми. Для нижней, плоской части ленты шаг опор (прямых) составляет 2400—2600 мм. Диаметр роликов верхних и нижних опор ленточных конвейеров равен обычно 108 мм.

Транспортируемый материал на ленту большей частью загружают через воронку. Расстояние между боковыми направляющими стенками воронки составляет 0,6—0,7 ширины ленты. Внизу станки обшивают полосами резины, соприкасающимися с поверхностью ленты. Материал с ленты разгружается на разгрузочном конце конвейера при огибании лентой приводного барабана. Для разгрузки

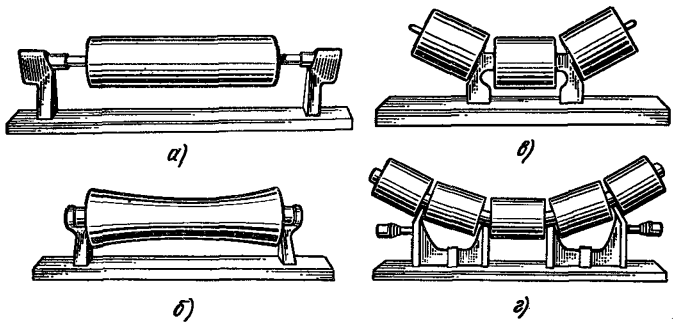


Рис. 222. Опорные ролики:

а — прямой цельный; *б* — желобчатый цельный; *в* и *г* — желобчатые разрезные

материала по пути движения ленты устанавливают сбрасывающие, или отклоняющие, плужки. Плужки делают односторонними, для сбрасывания с ленты материала по одну сторону, и двусторонними. Они приподнимаются на шарнире над лентой, и материал под ними проходит дальше или же опускаются на ленту, и тогда материал сбрасывается ими через край ленты и падает в находящийся внизу бункер. Подъем разгрузочных плужков в нерабочее положение осуществляется вручную с помощью рукоятки с эксцентриком либо, в современных установках, — от электромагнита или пневмоцилиндра. В рабочем положении плужок соприкасается с лентой резиновой полосой, прикрепленной к нему снизу на болтах. Вместо опорных роликов под рабочей ветвью ленты в месте разгрузки под разгрузочным плужком устраивают сплошной опорный металлический стол.

Выдача материала с ленточного конвейера при помощи плужков осуществляется обычно также и при раздаче готовых формовочных смесей по расходным бункерам у формовочных машин. Ленты таких конвейеров должны быть не желобчатыми, а плоскими. Разгрузка с помощью плужков должна производиться на горизонтальном участке ленточного конвейера. На наклонном участке такая раз-

грузка может быть допущена при угле наклона участка не более 10°.

Натяжные устройства для ленточных конвейеров обычно делают винтовыми и только для очень длинных конвейеров — грузовыми.

Диаметр приводного барабана ленточных конвейеров 500 мм (ширина ленты в пределах, применяющихся для формовочных материалов и смесей), диаметр концевого барабана 400 мм, диаметр отклоняющего барабана 320 мм (при переходе с наклонного на горизонтальный участок).

На ленточных конвейерах для материалов, имеющих свойство прилипать к ленте, следует устанавливать круглые приводные вращающиеся щетки. Вместо щетки можно ставить резиновый валик с винтообразными канавками на его поверхности.

Ленточные конвейеры — наиболее распространенные устройства для механического непрерывного транспорта формовочных материалов и смесей. Они просты по конструкции и надежны в эксплуатации. Для подачи готовых формовочных смесей к местам формовки они имеют еще то неоспоримое преимущество, что транспортируемая смесь, спокойно помещаясь на ленте, не уплотняется на ней и доставляется на формовку в разрыхленном состоянии, в котором она поступила на конвейер.

Длина ленточных конвейеров чаще всего не превышает 100 м, но может быть и 150—200 м. Скорость движения ленты для транспортирования формовочных материалов 0,8—1,5 м/с. При установке разгрузочных плужков она значительно снижается — до 0,5 м/с или даже меньше. Рекомендуется также уменьшать скорость для наклонных лент приблизительно на 2% на каждый градус угла подъема конвейера.

Площадь сечения транспортируемого материала на плоской ленте можно приблизительно считать равной $F = 0{,}037B^2$ м², где B — ширина ленты в м.

Следовательно, производительность конвейера (т/ч) в случае использования плоской ленты согласно общей формуле (128) составит

$$Q = 3600F\gamma v = 3600 \cdot 0{,}037B^2\gamma v,$$

или

$$Q = 133B^2\gamma v.$$

Эта формула дает практически довольно правильные результаты.

В случае использования желобчатой ленты площадь сечения материала значительно больше, и производительность конвейера (т/ч) можно принимать

$$Q = 280B^2\gamma v. \qquad (131)$$

Найденную по приведенным формулам производительность для наклонных лент следует уменьшать при угле наклона 11—15° на 5%, при 16—18° на 10% и при 19—23° на 15%.

Для определения потребной мощности (л. с.) ленточных конвейеров пользуются эмпирическими формулами, простейшая из кото-

рых (из работы А. О. Спиваковского) имеет вид

$$N = \frac{QL}{k}, \qquad (132)$$

где Q — производительность, т/ч; L — длина конвейера, м; k — опытный коэффициент; $k = 1000$ для $QL = 1000$ тм/ч, $k = 1500$ для $QL = 15\,000$ тм/ч и $k = 2000$ для $QL = 40\,000$ тм/ч.

Приведенная формула (132) относится к горизонтальным ленточным конвейерам. Для наклонного конвейера к мощности, подсчитанной по этой формуле, следует прибавить, согласно формуле (130), еще дополнительную мощность $\frac{QH}{270}$ л. с., где H — высота подъема наклонного участка ленты в м.

Винтовым конвейером называют транспортирующее устройство непрерывного действия, рабочим органом которого является винт, вращающийся в желобе (рис. 223).

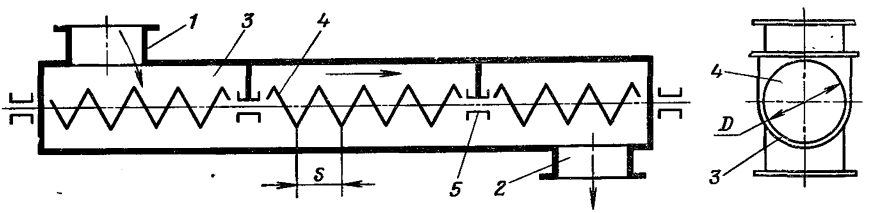


Рис. 223. Схема винтового конвейера:

1, 2 — загрузочный и разгрузочный участки; *3* — желоб (корыто) винта; *4* — винт; *5* — промежуточный подшипник

Винтовые конвейеры применяют для транспортирования главным образом сухих материалов (пылевидного угля и глины) на небольшие расстояния и при сравнительно небольшой производительности. Желоб для винта в этом случае делают закрытым. Нередко короткие винты ставят под бункерами свежих формовочных материалов в качестве питателей.

По числу спиралей винты конвейеров бывают одноходовыми и двухходовыми. Последние рекомендуют применять там, где винт служит питателем, так как двухходовой винт обеспечивает более равномерную подачу материала. Спирали (винтовые поверхности) делают либо стальные и приваривают к валу, либо чугунные литые, в последнем случае секции такой спирали нанизывают и укрепляют на валу.

Диаметр винта $D = 150 \div 600$ мм. Между винтом и желобом оставляют зазор 5—15 мм. Шаг винта s одноходового винта также нормализован и в зависимости от диаметра винта берется от 120—150 мм до 480—600 мм. Бо́льшие значения s рекомендуют для винтов, транспортирующих относительно более подвижные материалы, а меньшие — для менее подвижных материалов.

Винты (обычно с пустотелыми валами) делают небольшой длины, чаще всего около 3 м. Для получения винта большей длины винты

соединяют с помощью особых вставок, которые скрепляют с концами валов болтами. Поверхность такого соединительного стержня-вставки концами пустотелых валов опирается на промежуточный подшипник.

Производительность винтового конвейера на основании формулы (128) может быть выражена через

$$Q = 3600\varphi \frac{\pi D^2}{4} \frac{sn}{60} \gamma = 60\varphi \frac{\pi D^2}{4} sn\gamma \text{ т/ч}, \quad (133)$$

где D и s — размеры винта в м; n — частота вращения вала, об/мин; γ — насыпная масса материала, т/м^3; φ — коэффициент заполнения сечения желоба материалом, равный для песка 0,25—0,30.

Частоту вращения винтового конвейера (об/мин) определяют по эмпирической формуле

$$n = \frac{k}{\sqrt{D}}, \quad (134)$$

где k — коэффициент; для тяжелого неабразивного материала (уголь и др.) $k = 45$; для тяжелого абразивного материала (песок и т. д.) $k = 30$.

Мощность (л.с.) рассчитывают также по эмпирическим формулам, из которых приводим наиболее простую

$$N = \frac{QLw_0}{270}, \quad (135)$$

где Q — производительность, т/ч; L — длина винта, м; w_0 — опытный коэффициент, равный 4,0 для песка и 2,5 для угля.

Формула (135) дает значение потребной мощности для горизонтальных винтовых конвейеров. При установке конвейера наклонно с движением материала вверх предельный угол наклона составляет 15—20°. В этом случае потребная мощность увеличивается на 20—30%.

Пневматический транспорт формовочных материалов и смесей

Транспортирование сухих пылевидных материалов (например, молотых угля и глины) с помощью средств механического транспорта (элеваторов, ленточных и винтовых конвейеров и т. п.) является неудобным из-за сильного пыления материала. Поэтому в первую очередь для таких материалов следует применять пневматический транспорт.

При пневматическом транспортировании материал особыми загрузочными приспособлениями вводится в трубопровод, по которому с большой скоростью движется воздух. Воздух увлекает с собой материал и транспортирует его по трубе до места разгрузки, где он осаждается в приемных устройствах. Таким образом можно транспортировать не только пылевидные, но и кусковые, не только сухие, но также и влажные материалы. Однако увеличение размеров кусков требует увеличения скорости воздуха в трубе, что сильно

повышает расход энергии на транспортирование 1 т материала. По этой причине пневматический транспорт применяют в основном для мелкозернистых материалов.

Основные преимущества пневматического транспорта — отсутствие пыли в помещении, простота самой установки и ее обслуживания, возможность передачи материала на большие расстояния — в несколько сот метров. Основные недостатки пневматического транспорта — высокое потребление энергии по сравнению с механическим транспортом и довольно быстрый износ отдельных частей трубопровода (в местах поворота струи).

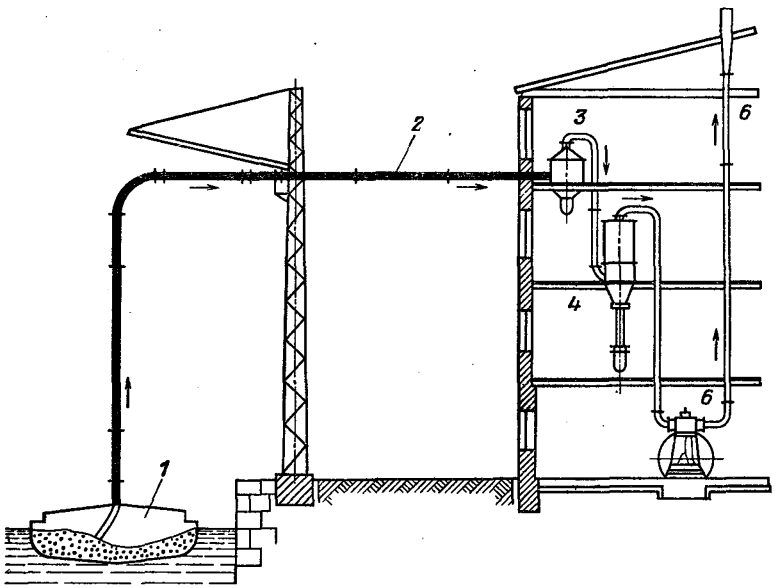


Рис. 224. Схема всасывающей установки пневмотранспорта:

1 — всасывающее сопло; *2* — трубопровод; *3* — разгрузочный циклон; *4* — фильтр; *5* — воздушный насос; *6* — выхлопная труба

Пневматические транспортные устройства бывают двух типов: всасывающие и нагнетательные.

Во всасывающей установке (рис. 224) скорость воздуха в трубопроводе создается путем всасывания воздуха из трубопровода при помощи вентилятора или воздушного насоса. Разрежение в трубопроводе достигает 0,35—0,5 кгс/см². Вентилятор устанавливают в конце трубопровода, за разгрузочным устройством, и он просасывает воздух через всю систему. В трубопровод материал засасывается на загрузочных концах через сопла.

Всасывающие установки пневмотранспорта применяют для транспортирования материалов из разных мест к одному пункту при небольшой длине транспортирования.

В нагнетательной установке (рис. 225) необходимые скорости воздуха в трубопроводе создаются за счет нагнетания его в трубо-

провод извне с помощью нагнетателя (обычно компрессора). Материал, подлежащий транспортированию, вводится в трубопровод через особое загрузочное приспособление. Нагнетатель помещается в самом начале трубопровода, по которому материал может из одного места передаваться к нескольким пунктам разгрузки. Давление воздуха в нагнетательных установках пневмотранспорта зависит от длины трубопровода и составляет от 2—3 до 5—6 ат.

В литейных цехах пневматический транспорт применяют прежде всего для сухих пылевидных и мелкозернистых материалов: молотых угля и глины, свежих сухих песков при подаче их со склада или от места приготовления в смесеприготовительные установки. При этом обычно используют нагнетательную систему пневмотранспорта.

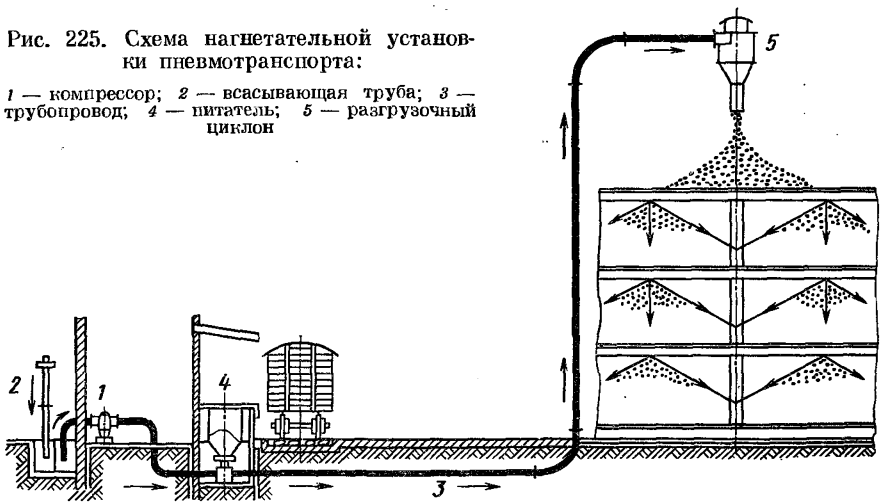


Рис. 225. Схема нагнетательной установки пневмотранспорта:

1 — компрессор; *2* — всасывающая труба; *3* — трубопровод; *4* — питатель; *5* — разгрузочный циклон

Заметим, что, по данным практики, применение пневмотранспорта для свежих песков ведет к их сильному дроблению и расслоению на различные по крупности фракции и не является поэтому оптимальным.

Пневмотранспорт всасывающей системы находит применение для подачи отработанной формовочной смеси от выбивных решеток литейного цеха в центральную смесеприготовительную установку.

В последнее время все большее применение находит пневматический нагнетательный транспорт рабочих формовочных и стержневых смесей от смесеприготовительных установок к местам потребления, который осуществляется путем импульсной подачи, принцип которой будет рассмотрен ниже.

Чтобы частицы транспортируемого материала не осаждались в трубопроводе, необходимо, чтобы они находились в потоке воздуха во взвешенном состоянии.

Скорость воздуха, при которой частица находится во взвешенном состоянии в вертикальной трубе и как бы парит, не опускаясь

и не поднимаясь, в потоке воздуха, называется скоростью парения (подвешивания) данной частицы.

Для определения скорости парения частиц шаровой формы А. О. Спиваковский рекомендует следующую формулу:

$$v_s = \sqrt{28{,}4 \frac{\gamma_к}{\gamma_в} d_к} \text{ м/с}, \qquad (136)$$

где $\gamma_к$ — удельный вес материала частицы, кгс/м³; $\gamma_в$ — удельный вес воздуха, кгс/м³; $d_к$ — диаметр частицы, м.

Рабочую скорость воздуха в трубопроводах пневмотранспорта берут равной 1,1—2,0 v_s. Бóльшие величины принимают для более длинных трубопроводов при наличии большего количества местных сопротивлений и для влажных и тяжелых материалов.

При нормальной (не слишком большой) концентрации аэросмеси $\mu \frac{\text{кг/с пыли}}{\text{кг/с воздуха}}$ транспортируемый материал размещается в трубах неравномерно по сечению. В центре сечения трубы группируются более тяжелые и крупные частицы, а у стенок трубы образуется слой воздуха.

Частица в горизонтальной трубе движется не прямолинейно, а скачками, периодически наталкиваясь на стенки трубы под влиянием силы тяжести и вихревого характера движения воздуха в трубе.

В нагнетательных установках пневматического транспорта пылевидных материалов в качестве загрузочных приспособлений применяют звездчатые, винтовые и другие питатели.

Звездчатый, или лопастной, питатель (рис. 226) представляет собой барабан с лопатками, вращающийся в кожухе от привода. Материал высыпается из бункера в пространство между лопатками барабана и передается в трубопровод, где увлекается струей воздуха. Отводная труба, соединенная с атмосферой, служит для снятия избыточного давления в ячейках питателя, возвращающихся от трубопровода к бункеру.

В винтовых питателях пылевидный материал вводится в трубопровод пневмотранспорта с помощью винта с переменным, постепенно уменьшающимся шагом витков. Последнее обстоятельство препятствует обратному выдуванию пылевидного материала в бункер благодаря постепенному сжатию материала.

В качестве загрузочных устройств для пылевидных материалов применяют также двойные цилиндры, представляющие собой два резервуара, которые устанавливают под спускными отверстиями двойного (двухрукавного) бункера с пылевидным материалом. Каждый из цилиндров по очереди сообщается то с сетью сжатого воздуха, то с атмосферой. Это переключение производится автоматически. При сообщении цилиндра с атмосферой происходит наполнение этого цилиндра материалом. При впуске в цилиндр сжатого воздуха материал из цилиндра поступает в рабочий воздухопровод, где подхватывается и уносится проходящим воздухом.

Для разгрузки пылевидного материала при пневматическом транспорте обычно применяют так называемые циклоны.

Циклон (рис. 227) представляет собой цилиндрический сосуд, в который по касательной подводится труба. По трубе воздухом транспортируется материал. Вследствие кругообразного движения струи в циклоне частицы материала под действием центробежной силы отклоняются к стенкам циклона. Трение о стенки заставляет материал быстро терять скорость, и под действием силы тяжести он падает в коническую нижнюю часть циклона, откуда и спускается в бункер. Воздух, освободившийся от частиц материала, выходит наружу через центровую трубу. Эта труба имеет подвижную часть, которую можно устанавливать на разной высоте с целью регулирования осаждения пыли в циклоне. Иногда за циклоном приходится ставить еще матерчатый фильтр для окончательного обеспыливания воздуха до его выпуска в атмосферу.

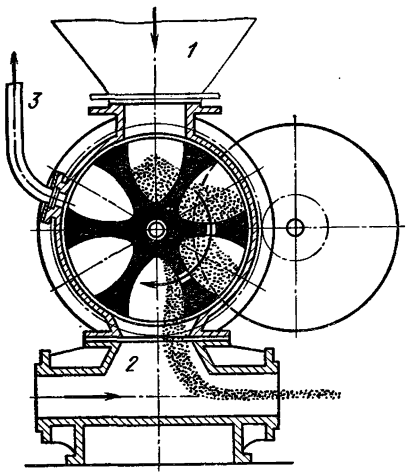


Рис. 226. Схема загрузочного устройства со звездчатым (лопастным) питателем:

1 — бункер; *2* — трубопровод; *3* — отводная труба

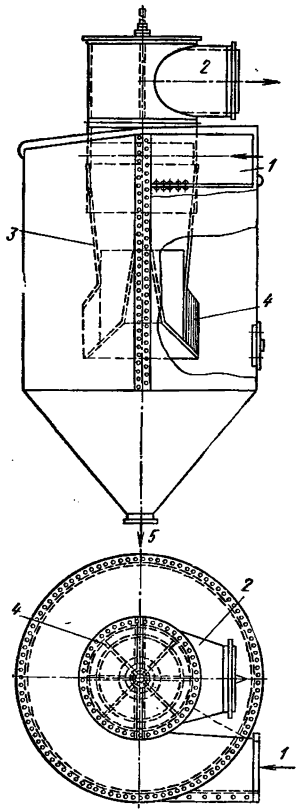


Рис. 227. Циклон:

1 — вход аэросмеси; *2* — выход очищенного воздуха; *3* — регулирующая труба; *4* — направляющие лопатки; *5* — спуск пыли

При расчете установок непрерывного пневматического транспорта пылевидных угля и глины задаются концентрацией смеси $\mu = 20 \div 40$ для угольной пыли и $\mu = 5 \div 20$ для молотой глины.

Зная величину μ и заданную производительность установки, легко найти секундный расход воздуха.

Далее определяют скорость парения v_s транспортируемого материала и назначают скорость воздуха в трубопроводе, которая

должна несколько превышать скорость v_s, как об этом говорилось раньше.

По величине секундного расхода воздуха и рабочей скорости легко рассчитать участки трубопровода.

Участки трубопровода, по которым идет один воздух без материала (всасывающая и выхлопная трубы), рекомендуется рассчитывать так, чтобы скорость в них не превышала 10 м/с.

При расчете потерь давления на преодоление сопротивлений в трубопроводе, по которому движется аэросмесь, исходят из сопротивления трубопровода при продувании через него одного воздуха без транспортируемого материала.

Общее сопротивление (кгс/м²) трубопровода системы при продувании через нее одного воздуха составляет

$$p_в = p'_в + p''_в + p'''_в,$$

где $p'_в$ — потери на трение на прямых участках трубопровода, кгс/м²; $p''_в$ — потери на преодоление местных сопротивлений, кгс/м²; $p'''_в$ — потери на создание скоростного напора воздушной струи, кгс/м².

Потери на трение (кгс/м²) воздуха в прямых трубопроводах круглого сечения выражаются формулой

$$p'_в = \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma v^2}{2g}, \qquad (137)$$

где λ — коэффициент трения для железных труб; $\lambda = 0{,}0125 + \frac{0{,}0011}{d}$; l и d — длина и диаметр трубы, м; v — скорость воздуха в трубе, м/с; γ — объемный вес воздуха, кгс/м³; g — ускорение силы тяжести; $g = 9{,}81$ м/с².

Опыты показывают, что потери на трение (кгс/м²) в прямых трубопроводах при движении по ним не одного воздуха, а аэросмеси с концентрацией μ, значительно больше и могут быть найдены по эмпирической формуле

$$p'_{см} = (1 + k\mu)\, p'_в, \qquad (137а)$$

где k — опытный коэффициент, который для различных материалов колеблется в широких пределах, а при практических расчетах для пылевидных угля и глины может быть принят 0,3—0,4.

Потери давления (кгс/м²) на преодоление местных сопротивлений (повороты, закругления, изменения сечения струи и т. п.) при движении по трубопроводу одного воздуха составляют

$$p''_в = \sum\zeta \frac{\gamma v^2}{2g}, \qquad (138)$$

где $\sum\zeta$ — сумма гидравлических коэффициентов местных сопротивлений.

Вопрос о потерях давления на преодоление местных сопротивлений при движении по трубопроводу аэросмеси недостаточно изучен. Количественное влияние различных факторов (концентрации

смеси, скорости, рода транспортируемого материала и др.) мало известно. Поэтому при расчете рекомендуется поступать следующим образом. Найдя $p''_в$ для воздуха, заменить, пользуясь формулой (137), сумму местных сопротивлений эквивалентной длиной прямого участка трубопровода. Дальше, по формуле (137а) опре-

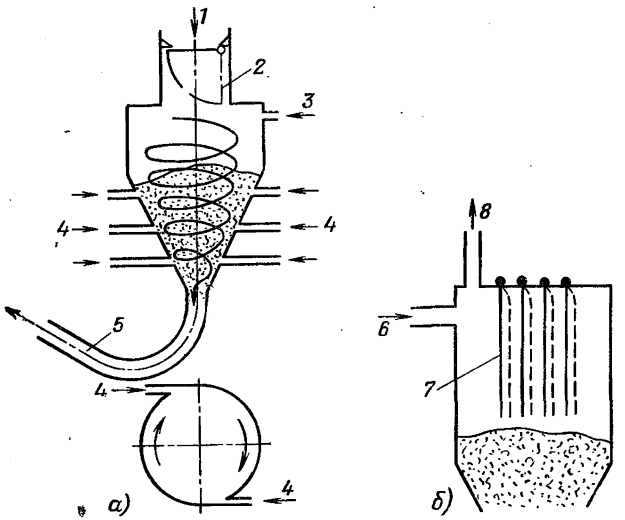


Рис. 228. Схема питателя (*а*) и схема разгрузки в бункер-потребитель (*б*) при импульсном пневмотранспорте формовочных и стержневых смесей:

1 — выгрузка замеса смеси из смесителя в питатель; *2* — клапан; *3* — основной подвод сжатого воздуха; *4* — дополнительный тангенциальный подвод сжатого воздуха; *5* — выходная труба; *6* — вход аэросмеси в разгрузочный бункер; *7* — резиновые занавески; *8* — труба для выхода воздуха

делить искомую величину $p''_{см}$ потерь на преодоление местных сопротивлений для аэросмеси.

Наконец, величина скоростного напора (кгс/м²) воздушной струи будет

$$p'''_в = \frac{\gamma v^2}{2g}. \qquad (139)$$

Очевидно, что для аэросмеси с концентрацией μ $\frac{\text{кг материала}}{\text{кг воздуха}}$ скоростной напор составит, кгс/м²

$$p'''_{см} = (1 + \mu)\frac{\gamma v^2}{2g}. \qquad (139а)$$

Суммируя потери давления при транспортировании аэросмеси по трубопроводу, получим полное падение давления (кгс/м²), которое должны компенсировать воздуходувная машина или источник питания сжатым воздухом, чтобы обеспечить заданный режим транспортирования:

$$p_{см} = p'_{см} + p''_{см} + p'''_{см}.$$

Современный пневматический транспорт рабочих стержневых и формовочных смесей от смесеприготовительных установок к местам потребления по существу является транспортом не непрерывным, а порционным, или импульсным. Изготовленный в смесителе замес смеси поступает непосредственно из него в питатель (рис. 228, *а*), сужающийся внизу на конус и переходящий в трубопровод пневмотранспорта. Масса замеса составляет обычно от 500 до 1000 кг, и эта порция смеси, попав в питатель, разрыхляется и закручивается в нем по винтовой линии впускаемым в этот момент внутрь питателя сжатым воздухом под избыточным давлением 5—6 ат и в смеси с воздухом направляется по трубопроводу в заданный расходный бункер. После поступления замеса смеси в питатель горловина его плотно закрывается клапаном, сжатый же воздух частично поступает в верхнюю цилиндрическую часть питателя и частично по нескольким подведенным тангенциально трубкам — в нижнюю, коническую его часть.

При разветвленном трубопроводе замес направляется к тому или иному определенному бункеру-потребителю через переводные стрелки на трубопроводе, представляющие собой отрезки труб с затворами, пропускающими замес в нужное ответвление системы. Управление затворами стрелок, как и работой питателя, централизовано и автоматизировано.

Чтобы предохранить стенки бункера-потребителя от абразивного действия разгружаемой смеси, через щели в потолке бункера вводят и свободно подвешивают в нем резиновые занавески (рис. 228, *б*). Струя смеси ударяет в эти занавески и отклоняет их от вертикального положения, на стенки же не попадает.

Пневматический транспорт готовых формовочных и стержневых смесей из смесеприготовительных установок к местам потребления является перспективным и в настоящее время находит все большее применение в литейных цехах. При этом возможны передачи не только стержневых смесей на органических связующих и влажных песчано-глинистых формовочных смесей, но также и жидкостекольных смесей для CO_2-процесса. В последнем случае, по данным практики, рекомендуется для предотвращения засорения трубопровода промывать его водой в конце каждой рабочей смены.

Глава II

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ СВЕЖИХ ФОРМОВОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

§ 1. СУШИЛА ДЛЯ ПЕСКА И ГЛИНЫ

В данной главе рассматривается оборудование для сушки и размельчения (дробления и размалывания) свежих формовочных материалов. Сита будут рассмотрены в следующей главе, посвященной оборудованию для приготовления отработанной смеси.

Сушильные плиты и трубчатые сушила. При небольшой потребности в свежих формовочных материалах применяют сушильные печи, представляющие собой боров, перекрытый плоскими чугунными плитами. На таких плитах сушат как песок, так и глину. Толщина слоя сушимого материала около 150 мм. Нагружают материал на плиту и разгружают его вручную. Во время сушки материал следует возможно чаще перемешивать во избежание перегрева. При перегреве глина теряет связующую способность.

Сушильные плиты имеют полезную площадь сушки (площадь плиты) 5—15 м². Производительность плит составляет 60—100 кг/ч на 1 м² площади плиты при сушке песка с влажностью 15%. Для глины с влажностью 25% производительность составляет 30—50 кг/ч на 1 м². Расход условного топлива 100—120 кг на 1 т песка и 300—350 кг на 1 т глины.

Для сушки песка при небольшой потребности применяют также печи в виде вертикальных камер с дымогарными трубками. Сырой песок загружают вручную сверху на решетку, которой перекрыта печь. По мере высыхания песок просыпается между трубками и высыпается сбоку в приямок. Производительность таких трубчатых печей 1—1,5 т/ч песка. Расход условного топлива составляет 75—90 кг/т при влажности песка 15%. Расстояние между трубами в одном горизонтальном ряду 80—100 мм, расстояние между рядами труб по вертикали 160—190 мм, диаметр труб 100—125 мм. Число рядов труб по вертикали 5—6.

Горизонтальные барабанные сушила. При значительной потребности в песке и глине в современных литейных цехах применяют горизонтальные и вертикальные механические сушильные печи. Горизонтальное сушило (рис. 229) представляет собой барабан, имеющий ось с наклоном около 5° к горизонту. Барабан вращается на катках с частотой вращения 2—10 об/мин и приводится при помощи зубчатой передачи от электродвигателя через редуктор. Сушимый материал (песок или глину) загружают в распределительную часть барабана, где имеются винтовые лопатки. Эти лопатки распределяют песок по отдельным продольным каналам барабана, образованным системой продольных перегородок. Ячейковая насадка барабана разделяет песок на ряд отдельных струй, благодаря чему ускоряется процесс сушки. Варианты ячейковой насадки барабана

таких печей с пересыпанием песка с полки на полку показаны на рис. 229, *б*. Пройдя всю длину барабана, песок или глина высыхает и выходит наружу.

Горизонтальные барабанные сушила делают диаметром до 2—2,5 м и длиной до 10 м; их применяют для сушки как песка, так и глины. Производительность таких сушил до 10 т/ч по песку и до 3,5 т/ч по глине. Расход условного топлива 50—100 кг на 1 т песка или 100—150 кг на 1 т глины.

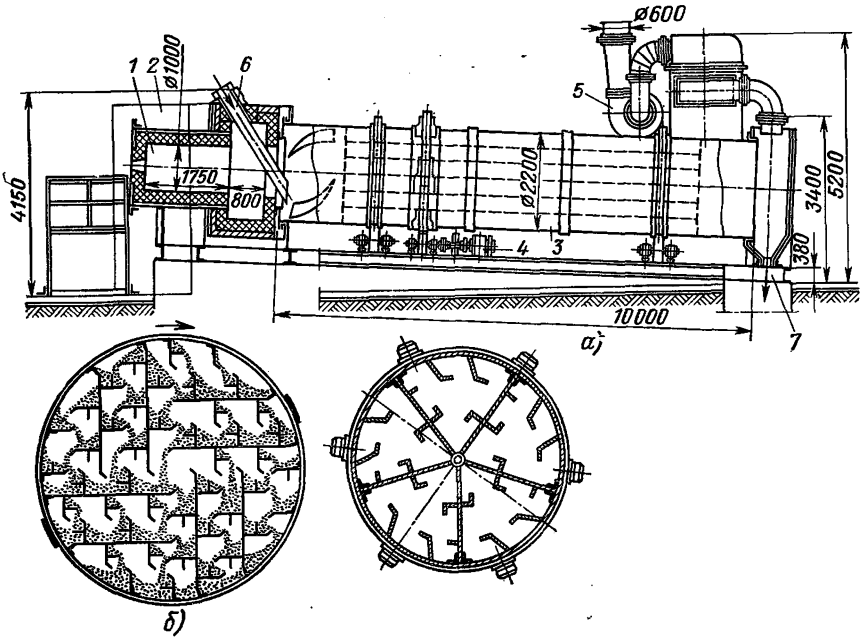


Рис. 229. Схема горизонтального барабанного сушила (*а*) и варианты насадки барабана (*б*):

1 — топка на газе или мазуте; *2* — габарит топки на угле; *3* — барабан; *4* — привод; *5* — дымосос; *6* — загрузка песка; *7* — выход песка

Горизонтальные барабанные сушила делают обычно с попутным потоком топочных газов и сушимого материала, хотя с теплотехнической стороны значительно более эффективен противоток теплопередающей и теплопоглощающей сред. Однако при противотоке в случае слишком высокой температуры газов может перегреться сушимый формовочный материал и произойти дегидратация глинистой составляющей. При попутном же потоке газов и песка наиболее горячие газы соприкасаются с влажным песком, и таким образом глинистая составляющая защищена от перегрева скрытой теплотой испарения влаги песка.

Недостаток горизонтальных барабанных сушил — большая их длина. Однако их можно делать двух- и трехбарабанными, вставляя

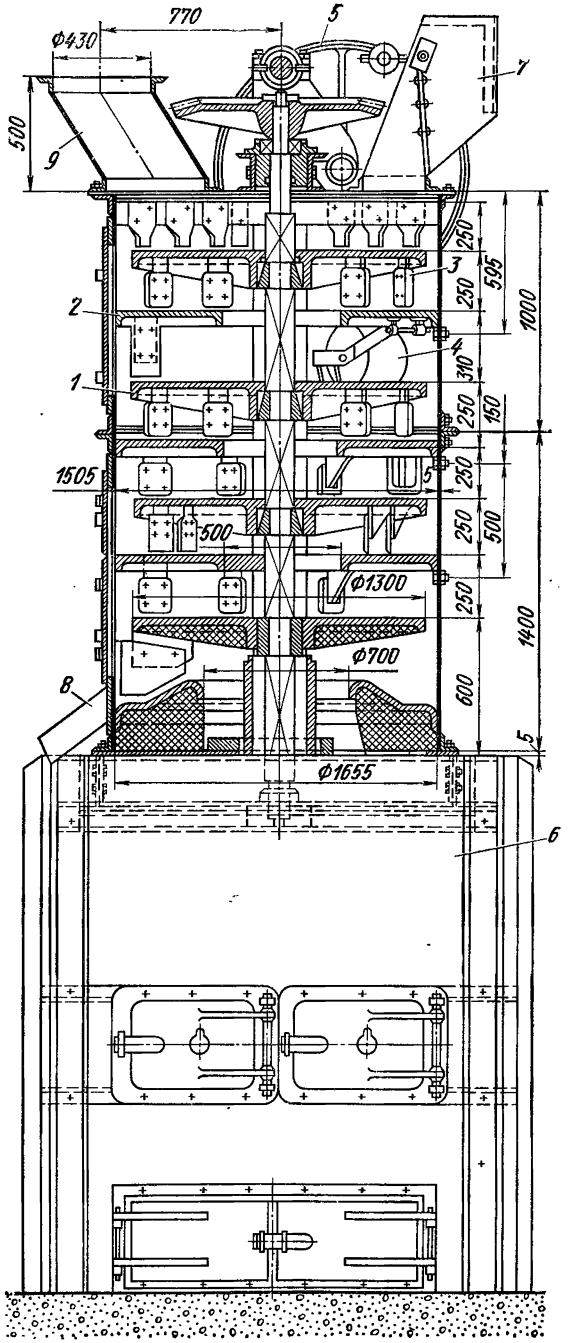


Рис. 230. Схема вертикального многоподового сушила производительностью 2 т/ч песка:

1 — вращающиеся тарелки; *2* — неподвижные кольца; *3* — скребки; *4* — бегунок; *5* — привод; *6* — топка; *7* — загрузка песка; *8* — выход песка; *9* — дымовая труба

один барабан в другой и пропуская сушимый продукт последовательно через эти барабаны.

Вертикальные многоподовые сушила. Вертикальные сушила для песка строят по типу многоподовых печей (рис. 230). Песок в них пересыпается с вращающихся тарелок на неподвижные кольца, а с колец снова на тарелки и т. д. Пересыпание осуществляется с помощью скребков, которые в плане рекомендуется очерчивать по логарифмической спирали, чтобы наклон элемента скребка в каждой точке к направлению радиуса был одинаковым. Рекомендуется к одному из колец подвешивать на кривошипе бегунок для разминания комьев спекающегося при сушке материала.

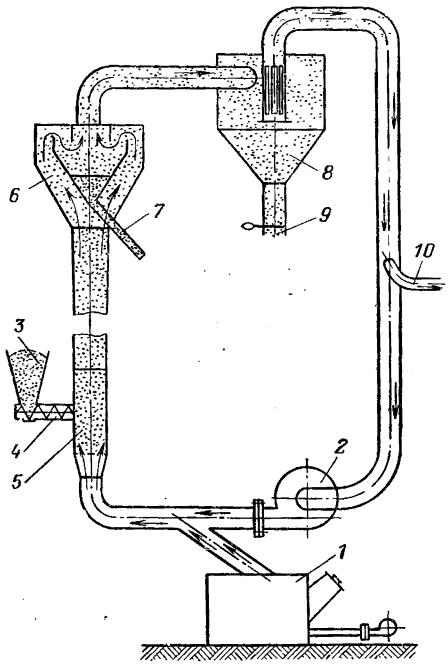


Рис. 231. Схема установки для сушки песка в воздушном потоке:

1 — топка; *2* — главный вентилятор; *3* — сырой песок; *4* — питатель; *5* — сушильная труба; *6* — проточный сепаратор; *7* — выход сухого песка; *8* — циклон; *9* — зола, пыль и мелкий песок; *10* — выход в атмосферу через матерчатый фильтр

Вертикальные сушила делают обычно с противотоком — топочные газы движутся навстречу песку. Поэтому такие печи применяют лишь для сушки кварцевых и тощих малоглинистых песков. Для жирных песков и глины их не применяют еще и вследствие налипания этих материалов на большие горизонтальные поверхности тарелок и колец, в результате чего приходится часто останавливать печи для чистки.

Такие сушила строят производительностью до 4 т/ч. Расход условного топлива в вертикальных сушилах составляет 40—60 кг на 1 т песка.

Сушка песка в воздушном потоке. Для приготовления пылевидного топлива каменный уголь предварительно сушат в воздушном потоке в особых вертикальных трубах, через которые продувается горячая смесь воздуха с топочными газами (рис. 231). Подаваемые в такую сушильную трубу мелкие кусочки сырого угля увлекаются в ней кверху потоком газов, высыхают и на верхнем конце трубы попадают в циклон, где осаждаются. Производительность таких сушил на 1 м^3 объема примерно в 3 раза выше по сравнению с производительностью горизонтальных барабанных печей.

Сушка во взвешенном состоянии формовочного песка должна быть также рациональной. Зерна песка значительно мельче и однороднее по сравнению с кусочками угля, и скорость газов в трубе,

а также длина сушильной трубы значительно меньше. Осаждение сухого песка в этой установке производится в проточном сепараторе, устройство которого рассмотрено ниже. Сушильная труба слегка расширяется кверху для постепенного уменьшения скорости газов. Не успевшие высохнуть частицы песка, более тяжелые, чем сухие, задерживаются в верхней части трубы и выносятся в сепаратор лишь по мере их высыхания.

Сушка песка в кипящем слое. Если через слой зернистого материала продувать снизу воздух (или другой газ), то при достижении некоторой скорости воздуха частицы материала начинают очень

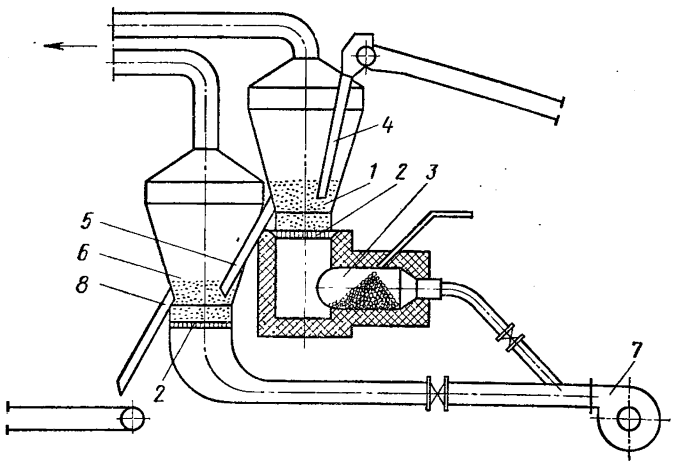


Рис. 232. Схема установки для сушки и охлаждения песка в кипящем слое:
1 — аппарат для сушки; *2* — решетка; *3* — топка; *4* — подача сырого песка; *5* — выход сухого горячего песка; *6* — аппарат для охлаждения; *7* — вентилятор; *8* — выход сухого охлажденного песка

быстро и хаотично перемещаться, образуя как бы кипящую жидкость. Это сходство не только внешнее: такой так называемый кипящий слой материала подчиняется законам гидростатики и обладает текучестью. Наличие большой поверхности контакта твердых частиц с газовой средой и интенсивное перемешивание частиц обусловливают эффективный теплообмен и массообмен между частицами и газовым потоком. Это позволяет эффективно использовать кипящий слой для сушки песка и для охлаждения его после сушки.

Аппарат для сушки песка в кипящем слое (рис. 232) представляет собой камеру круглого или прямоугольного сечения с металлической решеткой внизу и с выносной топкой, обычно поверхностного беспламенного горения, расположенной ниже решетки. Топочные газы проходят снизу вверх через щели решетки и далее через слой непрерывно подаваемого в камеру подлежащего сушке песка, заставляя его «кипеть» и быстро при этом высушиваться. Сухой песок из кипящего слоя по лотку поступает в камеру для охлаждения, устроенную аналогично камере для сушки, но только продуваемую не горячими

топочными газами, а холодным воздухом. Из кипящего слоя камеры охлаждения сухой песок непрерывно отводится и передается к месту потребления.

В установках для сушки и охлаждения формовочного песка в кипящем слое расход условного топлива составляет около 10 кг на 1 т песка. Сечение камеры аппарата принимается из расчета съема с 1 м² решетки 8—10 т/ч сухого песка. Температура топочных газов на входе в слой в сушильном аппарате (под решеткой) 950—1000° С, температура кипящего слоя и газов, выходящих из него, 110—120° С. Из аппарата для сушки песок выходит с температурой 110—120° С, из аппарата для охлаждения — с температурой 20—30° С. Влажность высушенного песка 0,1% при начальной влажности 8—12%. Оптимальная высота кипящего слоя 400—450 мм. Скорость газов, отнесенная к полному сечению камеры, в аппаратах для сушки составляет 0,8—1,0 м/с, а скорость воздуха в аппаратах для охлаждения 1,1—1,9 м/с. Гидравлическое сопротивление кипящего слоя (без учета сопротивления решетки) 300—400 мм вод. ст. [28, 54].

§ 2. ДРОБИЛКИ

Процесс размельчения

Размельчение глины, как и угля, производится в две ступени: сначала грубое (дробление), затем тонкое (размалывание). Подсушка при размалывании в воздушном потоке ускоряет процесс размалывания. Для дробления и размалывания глины в литейных цехах применяют то же оборудование, что и для угля. Действие дробильно-размольных машин основано на раздавливании, раскалывании, ударе или истирании материала.

Эффект размельчения материала в машине оценивают величиной кратности размельчения, или дробления, $e = \frac{D}{d}$ (где D — размер кусков до размельчения, d — после размельчения). Дробилки производят грубое размельчение материала до размера кусков 15—25 мм и имеют кратность дробления $e = 3 \div 12$. Мельницы производят тонкое размельчение предварительно дробленного материала до размеров зерен менее 0,1 мм и имеют, таким образом, кратность дробления $e > 200$.

Существуют две гипотезы, или концепции, процесса размельчения.

Согласно одной гипотезе, высказанной Риттингером, работа размельчения пропорциональна площади F вновь образованных поверхностей раздела размельчаемого куска:

$$A = kF, \qquad (140)$$

где k — коэффициент пропорциональности.

Если взять условно кусок в виде куба с ребром D, который размельчается на куски также правильной кубической формы, то легко

видеть, что суммарная площадь вновь образуемых поверхностей раздела куска составит

$$F = 3(e-1)D^2,$$

где e — кратность дробления.

При достаточно большой кратности дробления можно принять $e - 1 \approx e$, т. е. считать, что затрачиваемая работа пропорциональна кратности дробления.

Эта гипотеза согласуется с практикой главным образом лишь для мельниц, где кратность дробления e имеет большую величину.

По другой гипотезе, высказанной Киком, работа размельчения пропорциональна уменьшению объема кусков материала и определяется условно по закону Гука по формуле

$$A = \frac{\sigma^2}{2E}\Delta V, \qquad (141)$$

где σ — разрушающее напряжение материала при раздавливании; E — модуль упругости материала; ΔV — разность объемов единичных кусков при размельчении, т. е. разность между объемом куска до размельчения и объемом куска размельченного продукта.

Из изложенных гипотез применительно к машинам для размельчения в литейном производстве практически находит приложение вторая из них (141), которой пользуются для прикидочных расчетов работы размельчения в дробилках.

Щековые дробилки

Рабочее пространство щековой дробилки между качающейся и неподвижной щеками имеет клиновидную форму (рис. 233). В него сверху загружают куски материала, а снизу через щель между щеками выпадает продукт дробления. Подвижная щека имеет точку подвеса вверху и качается около нее, нажимая на куски материала и раздавливая их. Щеки обычно делают в виде сменных рифленых плит. При сравнительно небольшом усилии шатуна шарнирный механизм привода обеспечивает большое усилие нажима щеки на раздавливаемый кусок. Угол α между плоскостями щек (рис. 234) называется углом захвата щековой дробилки. При качании подвижной щеки угол α изменяется незначительно. Пренебрегая в первом приближении этим изменением, найдем, каким должен быть угол α, чтобы раздавливаемый кусок материала смог удержаться в выпускной щели дробилки силами трения Pf и $P_1 f$ и не выталкивался из нее кверху. Пренебрегая силой тяжести куска, имеем следующие условия равновесия куска:

$$\sum X = P_1 - Pf\sin\alpha - P\cos\alpha = 0;$$
$$\sum Y = P\sin\alpha - P_1 f - Pf\cos\alpha = 0,$$

откуда находим

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{2\operatorname{tg}\varphi}{1-\operatorname{tg}^2\varphi} = \operatorname{tg} 2\varphi,$$

где f — коэффициент трения; φ — угол трения; $\varphi = \operatorname{arctg} f$.

Очевидно, что для захватывания кусков материала дробилкой должно быть соблюдено условие

$$\alpha \leqslant 2\varphi, \tag{142}$$

т. е. угол захвата должен быть меньше двойного угла трения.

Оптимальную частоту вращения вала щековой дробилки получим из условия, что во время отхода подвижной щеки от неподвижной успевает свободно выпасть продукт дробления через выпускную щель. Угол α также для упрощения принимаем постоянным (рис. 235).

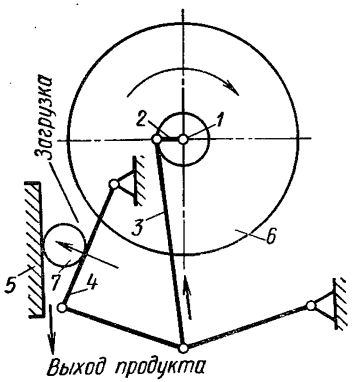


Рис. 233. Кинематическая схема щековой дробилки:

1 — вал; *2* — кривошип; *3* — шатун; *4* — качающаяся щека; *5* — неподвижная щека; *6* — маховик; *7* — кусок дробимого материала

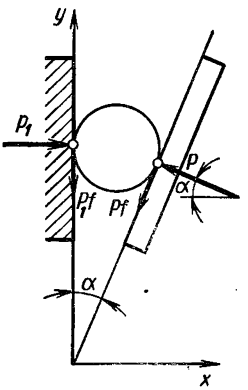


Рис. 234. Схема к определению угла захвата

При отходе подвижной щеки должен успеть выпасть из дробилки кусок материала в виде призмы высотой $h = \frac{s}{\operatorname{tg}\alpha}$, где s — ход щеки, м. Для этого имеется время отхода щеки, равное продолжительности полуоборота вала дробилки $t = \frac{30}{n}$ с. При свободном падении тела имеем

$$h = \frac{gt^2}{2} = \frac{g}{2}\left(\frac{30}{n}\right)^2 = \frac{9{,}81 \cdot 450}{n^2},$$

где n — частота вращения вала, об/мин; g — ускорение силы тяжести; $g = 9{,}81$ м/с^2.

Необходимо, чтобы

$$\frac{9{,}81 \cdot 450}{n^2} = \frac{s}{\operatorname{tg}\alpha}.$$

Отсюда оптимальная частота вращения вала дробилки

$$n_{\text{опт}} = 66{,}5\sqrt{\frac{\operatorname{tg}\alpha}{s}} \text{ об/мин.}$$

Учитывая трение кусков продукта о щеки, принимаем запас времени высыпания 10%; тогда

$$n_{\text{практ}} = 60\sqrt{\frac{\operatorname{tg}\alpha}{s}} \text{ об/мин.} \qquad (143)$$

Производительность щековой дробилки определится следующим образом. Объем призмы продукта, выпадающего из дробилки за один оборот вала, составляет, м³

$$V = \frac{e+(e+s)}{2}\,\frac{s}{\operatorname{tg}\alpha}\,b,$$

где b — длина выпускной щели дробилки, м.

Часовая производительность, т/ч

$$Q = \mu V \gamma n \cdot 60 = \frac{30\mu\gamma n b s\,(2e+s)}{\operatorname{tg}\alpha}, \qquad (144)$$

где μ — коэффициент разрыхления продукта; $\mu = 0{,}25 \div 0{,}5$; γ — насыпная масса материала, т/м³.

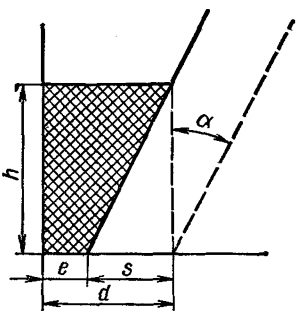


Рис. 235. Схема к определению частоты вращения:

e — минимальная ширина выпускной щели; s — ход подвижной щеки; d — максимальная ширина выпускной щели

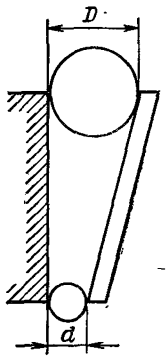


Рис. 236. Схема к определению работы дробления

Расход энергии в щековой дробилке найдем исходя из второй гипотезы, приняв наиболее невыгодный случай нагрузки дробилки (рис. 236), при котором за один ход дробятся одновременно $\frac{b}{D}$ шаров диаметром D, находящихся на входе, и выходят из дробилки $\frac{b}{d}$ шаров диаметром d.

Разность объемов кусков материала до дробления и кусков выходящего продукта в данном приближенном расчете условно берем по объему ряда входящих в дробилку и ряда выходящих из нее кусков

$$\Delta V = \frac{b}{D}\,\frac{\pi D^3}{6} - \frac{b}{d}\,\frac{\pi d^3}{6} = \frac{\pi b}{6}\,(D^2 - d^2).$$

Работа дробления при одном ходе, кгс·см

$$A = \frac{\sigma^2 \Delta V}{2E} = \frac{\pi\sigma^2 b\,(D^2 - d^2)}{12E};$$

здесь σ и E — в кгс/см², а D, d и b — в см.

Потребляемая максимальная мощность, л. с.

$$N = \frac{An}{100 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{\sigma^2 nb\,(D^2 - d^2)}{172 \cdot 10^4 E}. \qquad (145)$$

Усилия по звеньям механизма щековой дробилки при расчете следует определять исходя из работы дробления кусков масимального размера D при наиболее невыгодной загрузке дробилки, т. е. когда эти куски в количестве $\frac{b}{D}$ находятся в самой верхней части входного отверстия (рис. 236).

Примем, что в нижнем положении шатуна давление раздавливаемых кусков на подвижную щеку $Q = 0$, а в верхнем положении шатуна это давление равно Q_{max}.

Пусть s_0 — ход подвижной щеки в этой точке в см. Приняв для упрощения возрастание силы Q по прямолинейному закону, получим

$$A = \frac{0 + Q_{max}}{2} s_0 = \frac{Q_{max} s_0}{2},$$

где A — работа дробления.

Следовательно, максимальная сила давления кусков материала на щеку (кгс)

$$Q_{max} = \frac{2A}{s_0} = \frac{\pi\sigma^2 b\,(D^2 - d^2)}{6Es_0}. \qquad (146)$$

Определив Q_{max}, легко найдем усилия по всем звеньям механизма.

Найденные таким образом усилия следует проверить по мощности электродвигателя и для расчета звеньев на прочность принять большие значения усилий.

Обозначив через P усилие шатуна в кгс и приняв для упрощения равномерное возрастание этого усилия от 0 до P_{max}, получим

$$A = P_{ср} \cdot 2\varepsilon = P_{max}\varepsilon,$$

где $P_{ср}$ — среднее усилие по шатуну; $P_{ср} = \frac{P_{max}}{2}$; A — работа дробления за один ход, кгс·см; ε — эксцентрицитет коленчатого вала, см.

С другой стороны, исходя из мощности N (л. с.) получим

$$A = \frac{N \cdot 75 \cdot 60 \cdot 100}{n} \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Из сопоставления этих двух выражений для A получаем

$$P_{max} = 450 \frac{N}{\varepsilon n} \text{ тс}. \qquad (147)$$

Определив усилие по шатуну, легко найти усилия по остальным звеньям механизма.

Валковые дробилки

Валковая дробилка (рис. 237) представляет собой два гладких валка одинакового диаметра, которые вращаются навстречу друг другу с одинаковой частотой вращения. Для хрупких материалов применяют также рифленые и зубчатые валки. Подшипники одного из валков могут проскальзывать в направляющих и удерживаются пружинами. Между подшипниками обоих валков помещают прокладки, которыми регулируют ширину щели между валками. Размер этой щели определяет максимальную величину кусков раздробленного продукта, выходящих из дробилки.

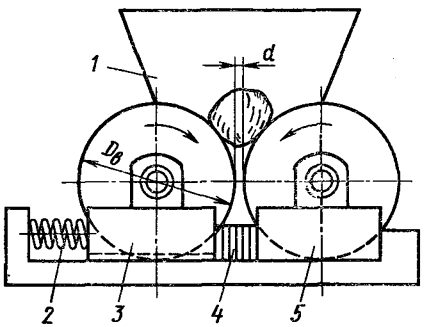


Рис. 237. Схема валковой дробилки:

1 — загрузочная воронка; *2* — пружина; *3* — подвижный подшипник; *4* — установочные прокладки; *5* — неподвижный подшипник

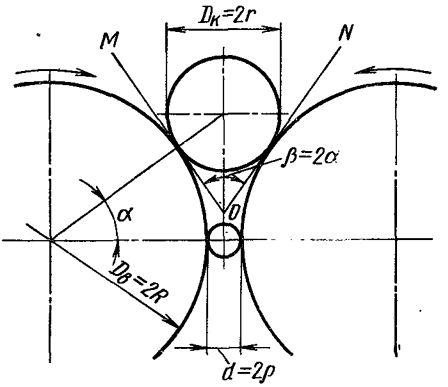


Рис. 238. Схема к выводу основных соотношений для валковой дробилки

Гладкие валки дробят куски материала, как и щековая дробилка, раздавливанием, затягивая кусок между валками силой трения. Зубчатые валки дробят материал раскалыванием.

Легко видеть, что воображаемые плоскости *OM* и *ON* (рис. 238), касательные к поверхностям гладких валков в точках соприкосновения с затягиваемым куском материала, аналогичны щекам в щековой дробилке. Эти плоскости *OM* и *ON* образуют между собой угол $\beta = 2\alpha$, где α называется углом захвата валковой дробилки [1].

При рассмотрении щековой дробилки было установлено, что для затягивания куска в пространство между щеками должно быть соблюдено условие $\beta \leqslant 2\varphi$. Отсюда получаем для валковой дробилки

$$\alpha \leqslant \varphi, \qquad (148)$$

где φ — угол трения материала куска о валки; $\varphi = \operatorname{arctg} f$.

Так, для угла $f = 0{,}3$ и угол захвата должен быть $\alpha \leqslant 16°42'$. Соотношение между диаметрами валков и поступающих в дробилку

[1] В США и Англии углом захвата валковой дробилки называют угол β.

максимальных кусков материала определяется по схеме на рис. 238 из геометрического соотношения

$$\frac{D_в + D_к}{2} \cos\alpha = \frac{D_в + d}{2},$$

откуда после преобразований получаем

$$\frac{D_в}{D_к} = \frac{\cos\alpha - \frac{1}{e}}{1 - \cos\alpha}, \qquad (149)$$

где $e = \frac{D_к}{d}$ — кратность дробления; для гладких валков $e = 3 \div 5$.

При $\alpha = 16°$ (дробление угля) и $e = 4$ формула (149) дает отношение $\frac{D_в}{D_к} \approx 18$. Крупные куски по своей форме обычно меньше приближаются к форме шара и поэтому захват их валками происходит легче. В связи с этим для угля при $D_к > 50$ мм часто принимают (при гладких валках) $\alpha = 23°$; при $D_к = 25 \div 50$ мм $\alpha = 19°$; при $D_к = 12 \div 25$ мм $\alpha = 14{,}5°$.

Для рифленых валков принимают $\frac{D_в}{D_к} = 10 \div 12$, а для зубчатых валков 1,5—4. Кратность дробления в дробилках с рифлеными и зубчатыми валками — до 8. Из таких дробилок выходят куски с размерами не менее 20 мм.

Определим мощность гладких валков, расходуемую на дробление, исходя из второй гипотезы. При длине образующей валков L (см) изменение объема при дроблении ряда кусков, захваченных валками (см. рис. 238), условно составит

$$\Delta V = \frac{L}{2r} \frac{\pi (2r)^3}{6} - \frac{L}{2\rho} \frac{\pi (2\rho)^3}{6} = \frac{2}{3} \pi L (r^2 - \rho^2) \text{ см}^3.$$

Работа дробления за один оборот валка, кгс·см

$$A_1 = \frac{\sigma^2}{2E} \Delta V \frac{2\pi R}{2r},$$

или после подстановки

$$A_1 = \frac{\sigma^2 \pi^2 L (r^2 - \rho^2) R}{3Er}.$$

Потребляемая мощность (без учета трения кусков о валки и трения в подшипниках), л. с.

$$N = \frac{A_1 n}{100 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{\sigma^2 L R n (r^2 - \rho^2)}{137 \cdot 10^3 E r}; \qquad (150)$$

здесь L, R, r и ρ — в см, а σ и E — в кгс/см².

Полный расход мощности с учетом трения дробимого материала о валки и трения в подшипниках составляет 1,6—1,8 N.

Производительность валков (т/ч) при непрерывном потоке выходящего продукта с площадью поперечного сечения $L \cdot 2\rho$ см²

$$Q = \frac{L \cdot 2\rho \pi R n \mu \gamma \cdot 3600}{30 \cdot 1000} = 0{,}377 \mu \gamma L R n \cdot 2\rho, \qquad (151)$$

где все размеры даны в см; γ — плотность дробимого материала, кг/см^3; $\mu = 0{,}2 \div 0{,}3$ — коэффициент разрыхления продукта.

Если принять в расчет самораздвигание валков во время работы на величину p (см), зависящую от жесткости пружин и равную в среднем $1/4 \cdot 2\rho$, то ширина потока продукта будет $2\rho + p$ см и производительность валков, т/ч

$$Q = 0{,}47\mu\gamma LRn \cdot 2\rho. \qquad (151а)$$

При вплотную сдвинутых валках ($2\rho = 0$) ширина потока продукта равна p см (обычно до 1,5 см), и производительность валков, т/ч

$$Q = 0{,}377\mu\gamma LRnp. \qquad (151б)$$

Окружную скорость обычных гладких валков принимают в пределах 2—3, а быстроходных валков 4—6 м/с. При чрезмерно большой окружной скорости выбрасываемый продукт при выходе из дробилки не успевает приобрести окружную скорость валков и отстает от них в своем движении. Происходит сильное истирание материала и выделение пыли. Окружная скорость должна быть тем меньше, чем крупнее куски дробимого материала. Зубчатые и рифленые тихоходные валки имеют окружную скорость 1,5—2, а быстроходные 3—4,5 м/с.

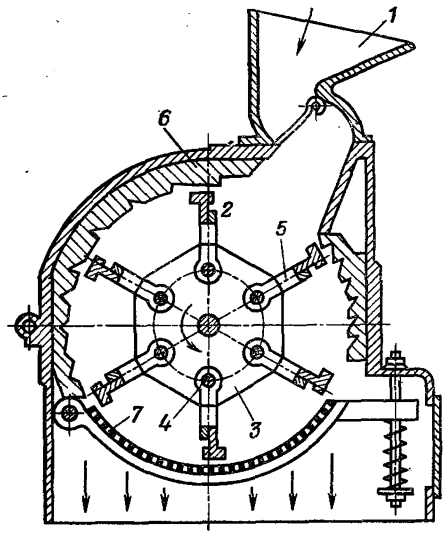


Рис. 239. Схема молотковой дробилки:

1 — загрузка материала; *2* — рабочее пространство; *3* — диски; *4* — болты; *5* — била; *6* — стальная облицовка; *7* — решетка

Молотковые дробилки

Молотковая дробилка (рис. 239) представляет собой быстровращающийся ротор, на котором свободно (на шарнирах) навешены била, или молотки, ударяющие по кускам дробимого материала. Таким образом, молотковая дробилка размельчает материал действием удара молотков.

Загрузка кусков материала в дробилку происходит через загрузочное отверстие кожуха, а выход продукта — через прозоры между колосниками решетки, расположенной внизу машины.

Размеры кусков продукта дробления в молотковой дробилке определяются как шириной прозоров в сменной колосниковой решетке, так и радиальным зазором между молотками и решеткой. По практическим данным, ширина прозоров между колосниками при крупном дроблении (куски до 50 мм) должна быть в 1,5—2 раза больше наибольшего размера кусков, чтобы последние могли пройти.

При мелком дроблении (куски до 5 мм) прозоры должны составлять 25—30 мм. Радиальный зазор между молотком и решеткой тем больше, чем крупнее куски дробимого материала. Чаще всего этот зазор равен 3—5 мм.

Окружные скорости в молотковых дробилках составляют 20—50 м/с. Кратность дробления $e = 6 \div 12$. Молотковые дробилки отличаются большой производительностью и компактностью. Обычный материал для молотков и футеровки — сталь (Ст5), а при дроблении твердых материалов — марганцовистая сталь.

§ 3. МЕЛЬНИЦЫ

Для размалывания угля и глины в литейных цехах применяют шаровые, молотковые и крестовые мельницы, мельницы по типу бегунов, а также вибрационные мельницы.

Шаровые мельницы

Шаровая мельница представляет собой барабан, вращающийся вокруг горизонтальной оси, в которой загружены куски размалываемого материала и стальные шары. При вращении барабана шары увлекаются стенкой в сторону вращения и, достигая определенной высоты, отрываются от нее, падают, размельчают материал ударом. Длина барабана мельницы чаще всего составляет 1,5—2,0 D.

В точке отрыва A (рис. 240) центробежная сила шара весом G кгс уравновешивается радиальной составляющей $G\cos\alpha$ силы тяжести:

$$\frac{G}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R = G\cos\alpha. \quad (152)$$

Сократив π^2 с g, получим

$$\frac{R}{\cos\alpha} = \frac{900}{n^2}. \quad (152а)$$

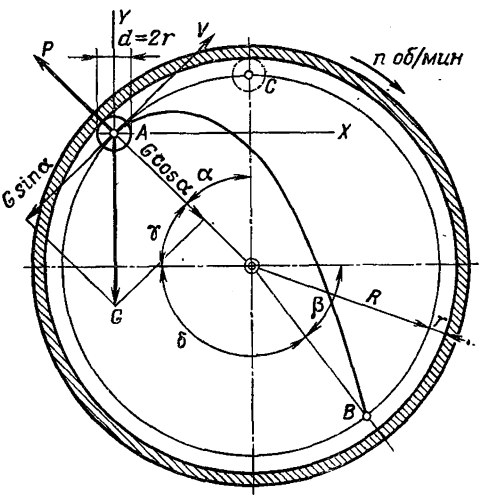


Рис. 240. Траектория движения шаров в мельнице

Выражение (152а) является основным соотношением рабочих параметров шаровой мельницы. Написав в условии (152) центробежную силу в виде $\frac{G}{g}\frac{v^2}{R}$, где v — окружная скорость шара в точке A, получим для соотношения (152а) другое выражение:

$$v^2 = gR\cos\alpha. \quad (152б)$$

В точке A шар отрывается от поверхности барабана и летит с начальной скоростью, равной окружной скорости v (м/с), по параболе AB. Уравнение этой параболы относительно системы координат с началом в точке отрыва шара, очевидно, будет

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \alpha},$$

где α — угол отрыва шара; g — ускорение силы тяжести; $g = 9{,}81$ м/с^2.

Решив это уравнение совместно с уравнением окружной скорости для барабана с радиусом R, найдем следующие координаты точки B падения шара:

$$\left.\begin{aligned} x_B &= 4R \sin \alpha \cos^2 \alpha; \\ y_B &= -4R \sin^2 \alpha \cos \alpha. \end{aligned}\right\} \qquad (153)$$

Можно также доказать, что между углами α, β, γ и δ, показанными на рис. 240, существуют следующие соотношения:

$$\left.\begin{aligned} \beta &= 3\alpha - 90^\circ; \\ \delta &= 3\gamma; \end{aligned}\right\} \qquad (154)$$

угол β называется углом падения шара.

Найдем геометрическое место точек A отрыва шаров, находящихся в разных слоях загрузки мельницы, на различных радиусах R.

Основное соотношение (152) показывает, что величина $\frac{R}{\cos \alpha}$ является постоянной для любого слоя шаровой загрузки. Но величина $\frac{R}{\cos \alpha}$ представляет собой гипотенузу OE прямоугольного треугольника с катетом R и углом α между этим катетом и гипотенузой (рис. 241). Следовательно, все точки отрыва лежат на окружности радиуса

$$\rho = \frac{1}{2} \frac{R}{\cos \alpha} = \frac{450}{n^2} \text{ м}. \qquad (155)$$

Центр этой окружности лежит на вертикальном радиусе барабана в точке O_1.

Геометрическое место точек падения шаров (рис. 242) представляет собой некоторую кривую BB_1O, которая касается в центре барабана O горизонтального диаметра барабана. В самом деле, для $R = 0$ получаем по формуле (152) $\cos \alpha_0 = 0$, т. е. $\alpha_0 = 90^\circ$. А согласно формуле (154) имеем $\beta = 3\alpha - 90^\circ = 180^\circ$, что и подтверждает характер кривой OB_1 около точки O.

Наименьший радиус загрузки R_1 должен быть выбран таким, чтобы шары внутреннего слоя еще могли свободно падать, не сталкиваясь с падающими шарами других слоев. Для этого необходимо, чтобы точки падения шаров всех слоев нагрузки (с радиусами от R до R_1) располагались на части BB_1 кривой падения, не занимая части ее B_1O, находящейся за точкой B_1. Другими словами, необходимо, чтобы точка падения шаров крайнего внутреннего слоя лежала

в точке B_1, т. е. чтобы абсцисса x_1 точки падения в системе координат с началом в точке O была максимальной.

Согласно формуле (153) абсцисса точки падения в системе координат с началом в точке отрыва шара $x = 4R \sin\alpha \cdot \cos^2\alpha$. В системе координат с началом в центре барабана эту абсциссу можно выразить следующим образом:

$$x' = x - R\sin\alpha = 4R\sin\alpha\cos^2\alpha - R\sin\alpha.$$

Взяв первую производную $\frac{dx'}{d\alpha}$ и приравняв ее нулю, найдем, что искомой точке B_1 будет соответствовать точка отрыва с углом $\alpha_1 = 73°50'$. Следовательно, наименьший радиус загрузки должен составлять

$$R_1 = \frac{900\cos 73°50'}{n^2} = \frac{250}{n^2}. \qquad (156)$$

Шары, лежащие на меньших радиусах, при падении будут сталкиваться с падающими шарами других слоев загрузки.

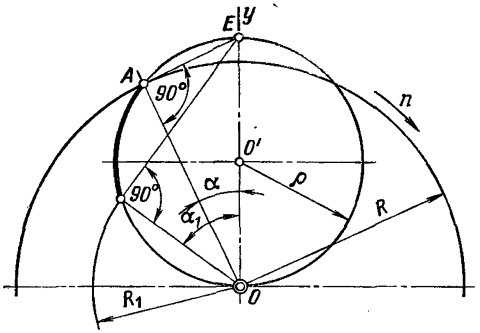


Рис. 241. Геометрическое место точек отрыва шаров

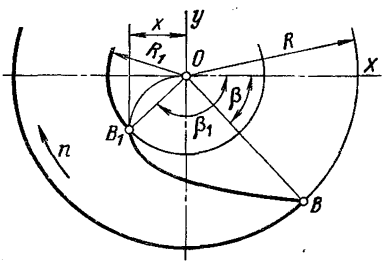


Рис. 242. Геометрическое место точек падения шаров

Наивыгоднейшие условия работы шаров данного слоя загрузки, очевидно, соответствуют максимуму высоты падения шара, считая от вершины параболы до точки падения. При таком условии шар в момент удара будет обладать наибольшей живой силой и может совершить наибольшую работу дробления.

Высота подъема шара от точки его отрыва до вершины параболы, очевидно, составляет $\frac{v^2\sin^2\alpha}{2g}$ м. Разность ординат точек отрыва и падения согласно формуле (153) равна $4R\sin^2\alpha\cos\alpha$. Следовательно, полная высота падения шара от вершины параболы до точки падения

$$H = \frac{v^2\sin^2\alpha}{2g} + 4R\sin^2\alpha\cos\alpha.$$

Подставив в этом выражении $v = \frac{\pi R n}{30}$, а $n = \frac{30\sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{R}}$, что следует из формулы (152), получим после сложения

$$H = 4{,}5 \sin^2\alpha \cos\alpha.$$

Взяв далее первую производную от H по α и приравняв ее нулю, найдем, что максимум высоты падения шара H достигается при угле отрыва $\alpha = 54°40'$. Этот угол является, таким образом, оптимальным углом отрыва.

К изложенному расчету оптимального угла отрыва была предложена следующая уточняющая поправка [64]. Полная абсолютная скорость шара в точке падения B (рис. 240) направлена не вертикально, а наклонно, и является геометрической суммой вектора v_y падения шара, равного $\sqrt{2gH}$, и вектора v_x, равного, очевидно, сохранившейся по инерции горизонтальной составляющей окружной скорости шара v в точке отрыва $v_x = v\cos\alpha$. Следовательно, полная абсолютная скорость шара в точке B будет

$$v_B^2 = v_x^2 + v_y^2.$$

Взяв от этой величины первую производную по α и приравняв ее нулю, получим уточненное значение $\alpha_{опт} = 52°14'$.

Внесение этой поправки в расчет частоты вращения мельницы, назначаемого при различных режимах (см. ниже), дает разницу приблизительно в 3% против обычно применяемых расчетов (без этой поправки).

При выборе частоты вращения мельницы следует иметь в виду, что если слишком медленное вращение барабана мельницы ведет к уменьшению производительности, то при слишком быстром вращении могут возникать столь большие центробежные силы, что под действием их шары прижмутся к стенкам барабана и вовсе не станут падать. Производительность мельницы будет равна нулю.

Частота вращения барабана, при которой центробежная сила шара уравновешивает его силу тяжести с самой верхней точке C (см. рис. 240), называется критической. Очевидно, что при этом

$$P = \frac{G n_{кр}^2 R}{900} = G,$$

откуда критическая частота вращения

$$n_{кр} = \frac{30}{\sqrt{R}} = \frac{42{,}3}{\sqrt{D}},$$

где R — радиус вращения внешнего слоя шаров, м; $D = 2R$.

Рабочая частота вращения шаровой мельницы должна быть меньше критической. При назначении рабочей частоты вращения шаровой мельницы могут быть установлены два режима:

1) режим максимальной абсолютной производительности данной мельницы;

2) режим максимальной экономичности, т. е. максимальной производительности мельницы на единицу затрачиваемой энергии на ее вращение.

Для установления режима максимальной абсолютной производительности мельницы необходимо поставить в наивыгоднейшие условия работы (с углом отрыва $\alpha_{опт} = 54°40'$) крайний внешний слой шаров. Этот слой содержит наибольшее число шаров и имеет решающее значение в данном случае.

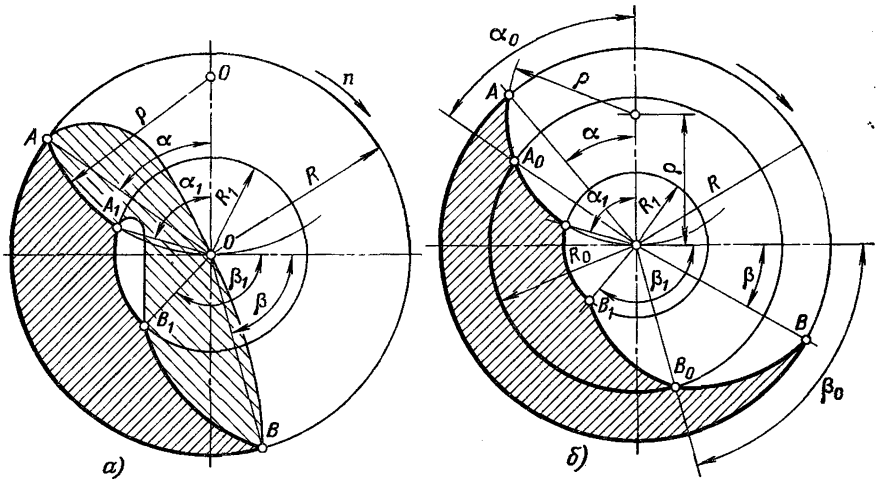


Рис. 243. Расположение шаровой нагрузки при режиме максимальной абсолютной производительности (*а*) и при режиме максимальной экономичности (*б*)

Из отношения (152) легко видеть, что

$$n = \frac{30\sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{R}}.$$

Следовательно, чтобы внешний слой шаров с радиусом R работал с оптимальным углом $\alpha_{опт} = 54°40'$, необходимо установить рабочую частоту вращения, характеризующую режим мельницы с максимальной производительностью, равную

$$n = \frac{30\sqrt{\cos 54°40'}}{\sqrt{R}},$$

что дает после вычисления

$$n = \frac{22{,}8}{\sqrt{R}} = \frac{32}{\sqrt{D}} \text{ об/мин.} \qquad (157)$$

При этом режиме имеем (рис. 243, *а*) радиус внутреннего слоя шаров согласно выражению (156)

$$R_1 = \frac{250R}{22{,}8^2} = 0{,}481R. \qquad (158)$$

Радиус окружности, ограничивающей шаровую загрузку сверху, согласно формуле (155)

$$\rho = \frac{450R}{22{,}8^2} = 0{,}866R. \qquad (159)$$

Для установления режима мельницы с максимальной экономичностью надо взять за основу не внешний слой шаров, а всю массу загрузки. Последняя динамически может быть заменена некоторым условным слоем шаров, который назовем редуцированным слоем. Радиус R_0 такого редуцированного слоя (рис. 243, *б*) будет равен, очевидно, радиусу инерции загрузки:

$$R_0 = \sqrt{\frac{R^2 + R_1^2}{2}}. \qquad (160)$$

Этот редуцированный слой шаров с радиусом R_0 и следует поставить в наивыгоднейшие условия работы с углом отрыва $\alpha_{опт} = 54°40'$. Из общего соотношения (152) при этом условии имеем

$$\cos 54°40' = \frac{n^2 R_0}{900}$$

и, следовательно,

$$R_0 = \frac{900 \cos 54°40'}{n^2}.$$

Согласно формуле (156) имеем

$$R_1 = \frac{250}{n^2}.$$

Подставляя эти значения R_0 и R_1 в соотношение (160), получим следующую формулу для определения частоты вращения мельницы при режиме максимальной экономичности:

$$n = \frac{26{,}3}{\sqrt{R}} = \frac{37{,}2}{\sqrt{D}} \text{ об/мин}. \qquad (161)$$

При таком режиме получим угол отрыва для внешнего слоя шаров по формуле (152)

$$\alpha = \arccos \frac{Rn^2}{900} = \arccos \frac{R \cdot 26{,}3^2}{900R} = \arccos 0{,}767 = 40°; \qquad (162)$$

радиус внутреннего слоя шаров согласно формуле (156)

$$R_1 = \frac{250R}{26{,}3^2} = 0{,}362R; \qquad (163)$$

радиус окружности, ограничивающей шаровую загрузку сверху, согласно формуле (155)

$$\rho = \frac{450R}{26{,}3^2} = 0{,}585R. \qquad (164)$$

Радиус редуцированного слоя шаров при режиме с максимальной экономичностью согласно формулам (160) и (163) будет

$$R_0 = \sqrt{\frac{(1 + 0{,}362)^2 R^2}{2}} = 0{,}752R \qquad (165)$$

и угол отрыва для него $\alpha = 54°50' = \alpha_{опт}$.

При режиме мельницы с максимальной абсолютной производительностью радиус редуцированного слоя шаров согласно формулам (160) и (158) составит

$$R_0 = \sqrt{\frac{(1+0{,}481^2)\,R^2}{2}} = 0{,}785R \qquad (166)$$

и угол отрыва для него

$$\alpha = \arccos\frac{R_0 n^2}{900} = \arccos\frac{0{,}785R\cdot 22{,}8^2}{900R} = \arccos 0{,}454 = 63°. \qquad (167)$$

Можно доказать, что коэффициент заполнения барабана мельницы шаровой загрузкой, равный отношению площади загрузки Ω к площади сечения πR^2 барабана мельницы $\varphi = \frac{\Omega}{\pi R^2}$, составляет при режиме с максимальной абсолютной производительностью мельницы $\varphi = 0{,}4$, а при режиме с максимальной экономичностью $\varphi = 0{,}54$. При этом в первом случае горизонтальный уровень загрузки будет ниже центра барабана на величину $a = \frac{1}{6}R$, во втором случае — выше центра барабана на величину $a' = 0{,}06R$.

Продолжительность движения шаров в мельнице не равна продолжительности одного оборота барабана, потому что шары движутся вместе с барабаном лишь часть времени своего цикла, а другую часть времени они находятся в свободном полете по параболам.

Продолжительность одного оборота барабана мельницы составляет $t = \frac{60}{n}$ с. Продолжительность же одного цикла движения шаров найдем из следующих соображений. Вместе с барабаном шар проходит от точки падения B до точки отрыва A угол $\psi = \gamma + \delta$, который согласно формуле (154) равен $\psi = 4\gamma = 4\,(90° - \alpha)$. Время, в течение которого шар проходит вместе с барабаном этот угол ψ,

$$t_1 = t\frac{\psi}{360°} = \frac{90° - \alpha}{1{,}5n}\ \text{с}. \qquad (168)$$

Время движения шара по параболе от точки A до точки B составляет, с

$$t_2 = \frac{x}{v\cos\alpha} = \frac{4R\sin\alpha\cos^2\alpha\cdot 30}{\pi Rn\cos\alpha},$$

или

$$t_2 = \frac{19{,}1\sin 2\alpha}{n}. \qquad (169)$$

Продолжительность полного цикла движения шаров, таким образом, с

$$t_0 = t_1 + t_2 = \frac{90° - \alpha + 28{,}6\sin 2\alpha}{1{,}5n}. \qquad (170)$$

За один оборот барабана мельницы шары данного слоя совершают

$$i = \frac{t}{t_0} = \frac{90}{90° - \alpha + 28{,}6\sin 2\alpha}\ \text{циклов}. \qquad (171)$$

Так, при режиме с максимальной абсолютной производительностью для шаров крайнего внешнего слоя, работающего с углом отрыва $\alpha_{опт} = 54°40'$, получим

$$\left.\begin{aligned} t_1 &= \frac{23{,}55}{n}\ \text{с};\\ t_2 &= \frac{18}{n}\ \text{с};\\ t_0 &= \frac{41{,}55}{n}\ \text{с};\\ i &= 1{,}44\ \text{цикла}. \end{aligned}\right\} \qquad (172)$$

При том же режиме, но для редуцированного слоя с радиусом $R_0 = 0{,}785R$, работающего с углом отрыва $\alpha_0 = 63°$, получим

$$\left.\begin{aligned} t_1 &= \frac{18}{n}\ \text{с};\\ t_2 &= \frac{15{,}41}{n}\ \text{с};\\ t_0 &= \frac{33{,}41}{n}\ \text{с};\\ i &= 1{,}795\ \text{цикла}. \end{aligned}\right\} \qquad (173)$$

Мощность, потребляемая шаровой мельницей, расходуется на поднятие шаровой загрузки от мест падения B до мест отрыва A и на сообщение шарам кинетической энергии при каждом их цикле движения. Размалываемый материал обычно помещается лишь в промежутках между шарами, и его массой можно пренебречь. Так, в угольных мельницах его масса равняется всего 8—10% массы шаров.

Работа, затрачиваемая на поднятие шаровой загрузки весом G от точки падения B до точки отрыва A,

$$A_1 = G\,\Delta y = G \cdot 4R \sin^2\alpha \cos\alpha. \qquad (174)$$

Эту работу найдем по редуцированному слою шаров. Так, для режима с максимальной абсолютной производительностью (при $R_0 = 0{,}785R$ и $\alpha_0 = 63°$) получим

$$A_1 = G \cdot 4 \cdot 0{,}785R \sin^2 63° \cos 63° = 1{,}13RG\ \text{кгс} \cdot \text{м},$$

где G — в кгс, R — в м.

Работа A_2, расходуемая на сообщение кинетической энергии тому же слою шаров при том же режиме,

$$A_2 = \frac{mv^2}{2} = \frac{G}{2g}\left(\frac{\pi \cdot 0{,}785Rn}{30}\right)^2 = \frac{GR^2n^2}{2920}\ \text{кгс} \cdot \text{м}. \qquad (175)$$

Суммарная работа за один цикл движения шаров

$$A = A_1 + A_2 = 1{,}13GR\left(1 + \frac{Rn^2}{3300}\right)\ \text{кгс} \cdot \text{м}.$$

Мощность без учета трения в цапфах

$$N' = \frac{Ai_0 n}{60 \cdot 75} \text{ л. с.},$$

где i_0 — число циклов движения шаров редуцированного слоя за один оборот барабана, которое согласно формуле (168а) для данного режима равно $i_0 = 1{,}795$.

Приняв мощность, расходуемую на трение в цапфах, равной $\sim 10\%$, получим для режима с максимальной абсолютной производительностью

$$N = \frac{GRn}{2000}\left(1 + \frac{Rn^2}{3300}\right) \text{ л. с.},$$

где G — в кгс; R — в м.

Подставив в это выражение $n = \frac{22{,}8}{\sqrt{R}}$, получим

$$N = 0{,}013G\sqrt{R} \text{ л. с.} \qquad (176)$$

Чтобы шары крайнего внутреннего слоя, падающие по параболе в мельнице, не сталкивались с шарами этого же слоя, поднимающимися кверху по кругу вместе с барабаном, необходимо ограничить размер самих шаров. Можно доказать, что столкновения шаров не будет при следующих предельных диаметрах шаров: для режима с максимальной абсолютной производительностью при $d \leqslant \frac{R}{9}$, а для режима с максимальной экономичностью при $d \leqslant \frac{R}{12}$.

Производительность шаровых мельниц определяется по эмпирическим формулам. Приводим одну из них:

$$Q = AG^{0{,}6} \text{ т/ч}, \qquad (177)$$

где A — опытный коэффициент размолоспособности материала (для углей различных марок $A = 1{,}5 \div 4{,}5$, в частности для донецкого газового угля $A = 2{,}4$); G — масса шаровой загрузки, т.

По конструкции шаровые мельницы бывают двух видов — с ситами и с воздушной сепарацией размалываемого продукта.

Мельница с ситами имеет барабан, составленный из стальных планок, между которыми оставлены зазоры. Загрузка материала в мельницу производится через пустотелую цапфу барабана. Размолотый продукт проваливается сквозь мелкие отверстия, имеющиеся в этих планках, и попадает на частое полигональное сито, окружающее барабан мельницы. Не прошедший сквозь это сито недомол возвращается обратно для дополнительного размалывания в щели, имеющиеся между планками барабана. Недостаток этих шаровых мельниц в том, что частые сита (500 — 600 отверстий на 1 см² сетки) засариваются и требуют частой чистки или смены. Такие мельницы изготовляют на небольшую производительность (до 500 кг в час по углю). Во избежание распространения пыли в помещении мельницы закрывают кожухами с отсосом.

Мельница с воздушной сепарацией имеет сплошной барабан и пустотелые цапфы, через которые уносится размолотый продукт продуваемым через нее воздушным потоком Мельницы с воздушной сепарацией имеют большие размеры и производительность около

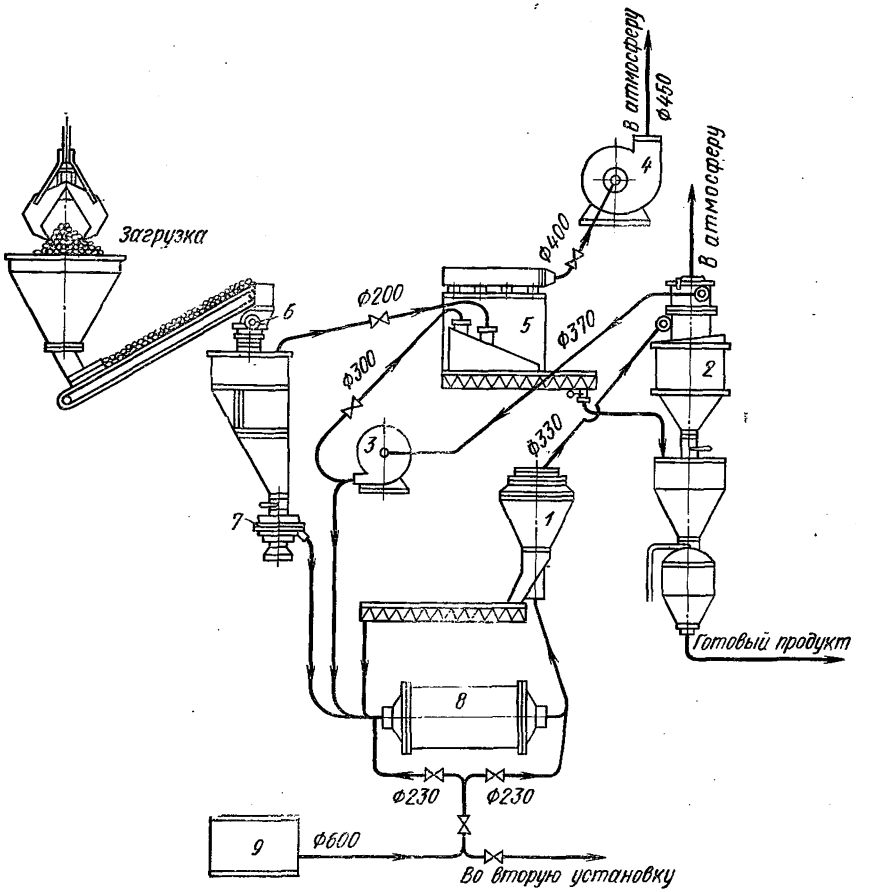


Рис. 244. Схема установки с шаровой мельницей, имеющей воздушную сепарацию размалываемого продукта:

1 — поточный сепаратор; *2* — циклон; *3* — вентилятор; *4* — эксгаустер; *5* — матерчатый фильтр; *6* — дробилка; *7* — тарельчатый питатель; *8* — мельница; *9* — топка

2 т/ч по углю. На рис. 244 показана схема установки с такой мельницей для размалывания угля и глины в литейном цехе. Размалываемый материал, прошедший дробление, поступает в пустотелую цапфу барабана мельницы, где он увлекается входящим воздушным потоком и транспортируется внутрь барабана Для улучшения размалывания в воздушный поток добавляют горячие газы от специальной топки. В систему рециркуляции воздушного потока встроен

проточный сепаратор, в котором производится отделение от аэросмеси недомола, возвращаемого назад в мельницу.

Проточный сепаратор (рис. 245) состоит из двух конусов — наружного и внутреннего. Поток аэросмеси из мельницы входит снизу и проходит в пространство между конусами. Затем наверху поток огибает верхнюю кромку внутреннего конуса и делает поворот

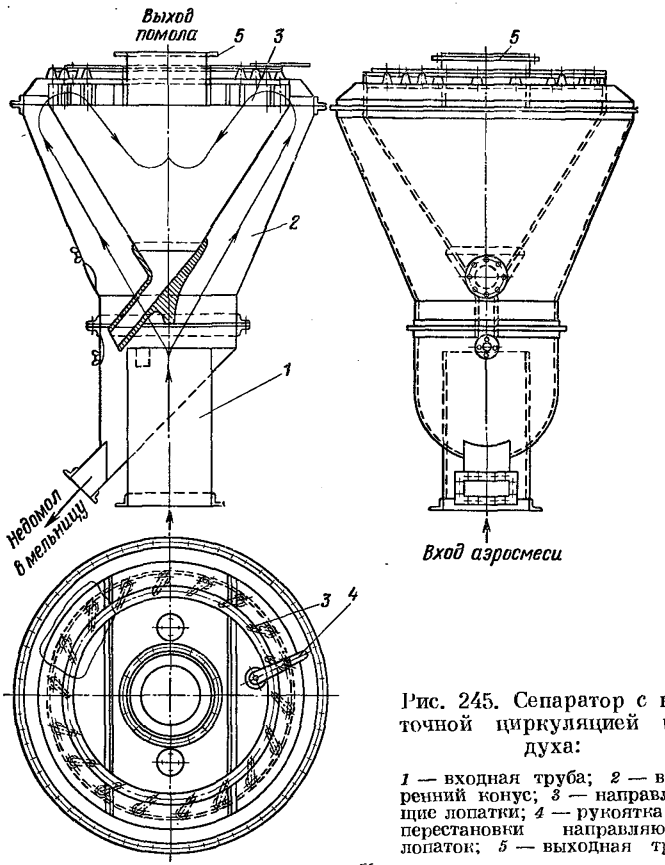


Рис. 245. Сепаратор с проточной циркуляцией воздуха:

1 — входная труба; *2* — внутренний конус; *3* — направляющие лопатки; *4* — рукоятка для перестановки направляющих лопаток; *5* — выходная труба

кверху, чтобы попасть в выходную трубу. На этом повороте центробежная сила выносит недомол из потока в нижний конус, из которого он по лотку и возвращается в мельницу. Годный же тонкий помол уносится воздушным потоком далее и осаждается уже в циклоне, как показано на схеме установки (см. рис. 244). После циклона бóльшая часть воздушного потока возвращается вентилятором обратно на рециркуляцию и идет снова в мельницу. Часть воздуха прокачивается эксгаустером через матерчатый фильтр и выбрасывается в атмосферу.

Молотковые и крестовые мельницы

Молотковые мельницы по типу молотковых дробилок строят с воздушной сепарацией размалываемого продукта (рис. 246).

На роторе, вращающемся с частотой ≈ 1500 об/мин, на шарнирах подвешены в три ряда молотки, которые измельчают материал. Размолотый материал уносится потоком воздуха, создаваемым вентилятором мельницы, и направляется сначала в проточный

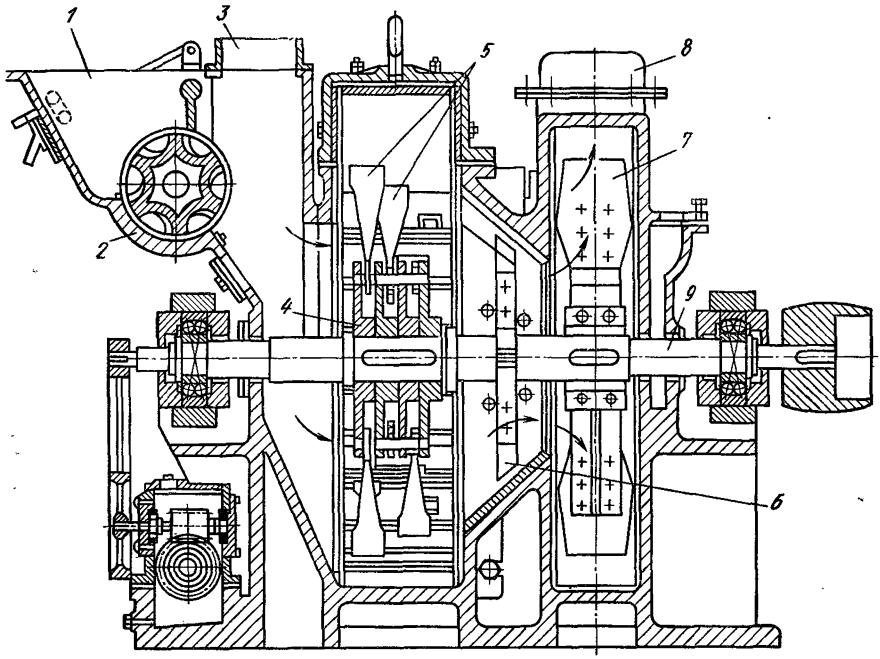


Рис. 246. Молотковая мельница:

1 — загрузочная воронка; *2* — звездчатый питатель; *3* — подвод воздуха и продуктов горения; *4* — ротор; *5* — молотки; *6* — крестовина с ножами; *7* — вентилятор; *8* — выход аэросмеси; *9* — вал

сепаратор для отделения недомола, а затем в циклон для осаждения годного помола. Установка имеет рециркуляцию воздуха, к которому для подсушки размалываемого материала примешиваются топочные газы. Часть воздуха из системы выбрасывается в атмосферу. Для окончательного обеспыливания эту часть воздуха после циклона желательно пропускать через матерчатый фильтр или второй циклон. Для задержания крупных частиц материала и недопущения их прохода из мельницы в вентилятор служит крестовина с ножами, которую можно переставлять на валу. Чем меньше зазор между ножами крестовины и стенкой, тем более тонкий помол пропускает крестовина из мельницы. Кожух мельницы изнутри имеет сменную футеровку в виде плит из стали. Производительность опи-

санной мельницы 1 т/ч угля. Молотковые мельницы хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации.

Если вместо свободного подвешивания на шарнирах била закрепить на роторе мельницы жестко, то получится крестовая мельница. На рис. 247 показана крестовая мельница для размалывания угля.

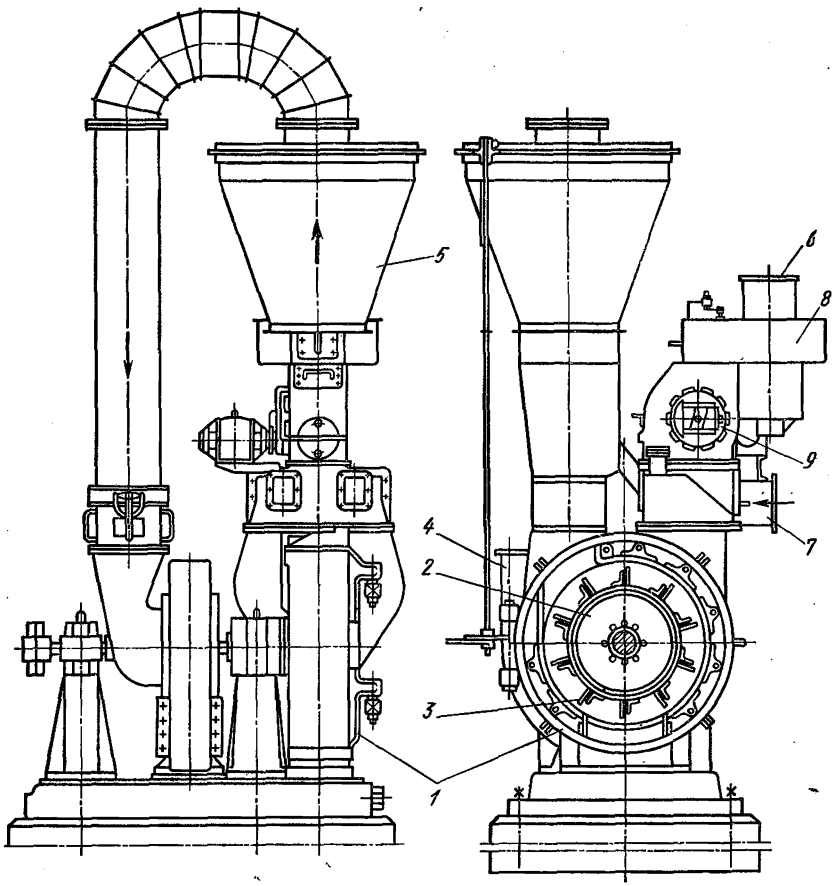


Рис. 247. Размалывающая установка с крестовой мельницей:

1 — мельница; *2* — ротор; *3* — лопатки; *4* — вентилятор; *5* — проточный сепаратор; *6* — загрузка угля; *7* — вход горячего воздуха; *8* — питатель сырого угля; *9* — магнитный сепаратор

На роторе мельницы имеются жестко закрепленные лопатки, которые размельчают материал. В остальном устройство мельницы аналогично шаровым или молотковым мельницам с воздушной сепарацией продукта размалывания. Производительность крестовой мельницы описанного типа (с диаметром ротора 850 мм и $n = 1500$ об/мин) составляет 2—2,5 т/ч (считая по бурому углю).

Мельницы по типу бегунов

Чаша мельницы (рис. 248) вращается от привода и имеет форму конической тарелки со сменной рабочей частью. Над чашей находятся три катка, один из которых показан на чертеже. Катки также

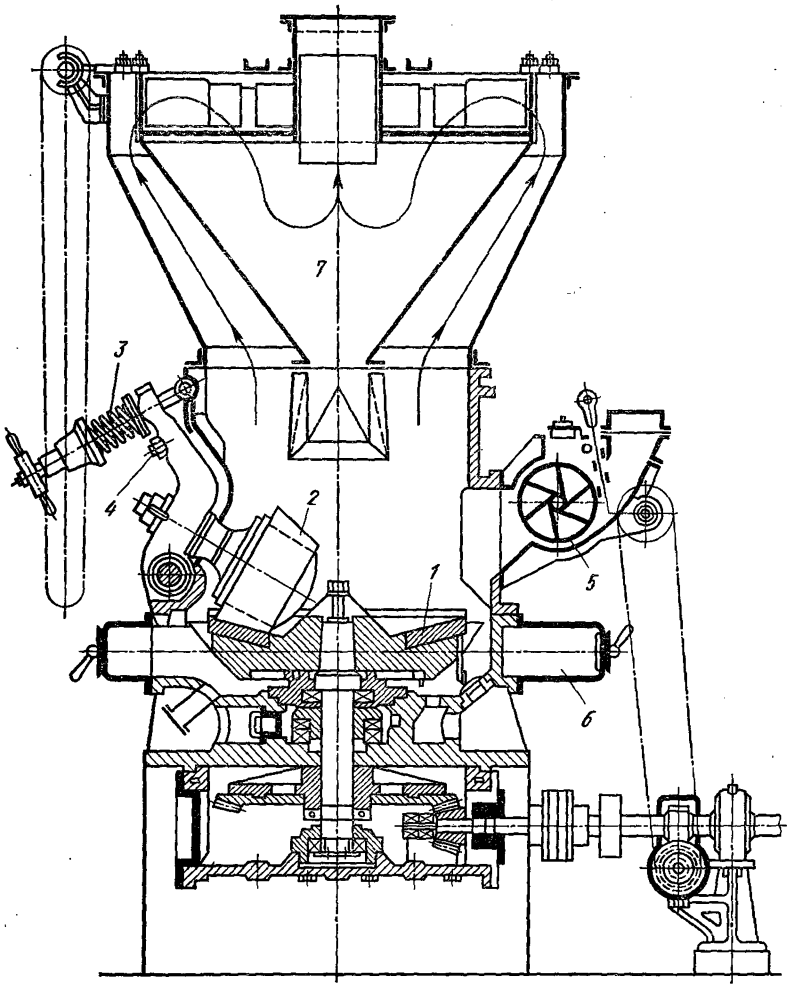


Рис. 248. Мельница по типу бегунов:

1 — чаша; *2* — каток; *3* — пружина катка; *4* — упорный винт; *5* — питатель; *6* — кожух, в который подводится воздух от вентилятора; *7* — проточный сепаратор

имеют коническую форму, однако вершина конуса катка не совпадает с вершиной конуса рабочей поверхности чаши. Вследствие этого качение катков по чаше происходит со скольжением, и материал катками не только размалывается, но также и истирается.

Оси катков монтированы на рычагах, которые с помощью пружин с регулируемым натяжением прижимают катки к чаше. При помощи

упорных винтов рычаги с катками можно установить так, чтобы между катком и чашей оставался зазор определенного размера. Обычно катки устанавливают с постепенно уменьшающимися зазорами относительно чаши, считая от места загрузки материала в мельницу.

В спиральный кожух, имеющийся вокруг мельницы, вдувается тангенциально по трубе от вентилятора воздух, уносящий размолотый продукт в проточный сепаратор, встроенный в мельницу. В сепараторе отделяется недомол, падающий снова в мельницу. Далее поток направляется в циклон для осаждения готового помола. Часть воздуха из циклона выбрасывается в атмосферу, по пути проходя второй циклон или матерчатый фильтр для окончательного обеспыливания. Взамен этой части воздуха, удаляемой в атмосферу, в систему добавляются свежий воздух и топочные газы для подогрева воздуха в системе подсушивания размалываемого материала.

Мельницы по типу бегунов хорошо зарекомендовали себя в работе.

Вибрационные мельницы

Вибрационная мельница (рис. 249) имеет кожух, опирающийся на пружины и приводимый в колебательное движение с помощью вращающегося вала с дебалансом. Внутрь кожуха загружают мелко

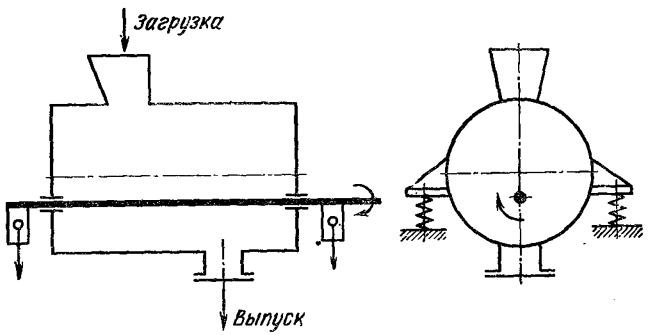


Рис. 249. Схема вибрационной мельницы

раздробленный материал, подлежащий размалыванию, вместе с особыми мелющими телами, имеющими различную форму (цилиндрики, звездочки и др.). При вибрации мельницы мелющие тела производят тонкое размалывание материала, оказывая на куски его давление под действием инерционных сил. Разгрузка помола производится через выпускной патрубок кожуха мельницы, а загрузка сверху через воронку.

В качестве примера приведем характеристику мельницы, установленной в литейном цехе Липецкого тракторного завода: объем загрузки 200 дм^3; частота вращения вала 1500 об/мин; полуамплитуда колебаний мельницы $a = 3$ мм; мощность привода 14 кВт; размеры кусков загружаемого материала 2 мм; тонкость помола 10—20 мкм.

Глава III

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ОТРАБОТАННОЙ ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ

§ 1. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ЖЕЛЕЗООТДЕЛИТЕЛИ

Типы электромагнитных железоотделителей

Для отделения металлических ферромагнитных частиц (застывших брызг металла, шпилек и пр.) от отработанных формовочных смесей применяют шкивные, барабанные и подвесные магнитные железоотделители.

Шкивной железоотделитель (рис. 250) представляет собой вращающийся многополюсный электромагнит; его устанавливают на конце ленточного конвейера в качестве ведущего шкива. Немагнитный материал (отработанная смесь) переваливается через такой шкив свободно. Магнитные же включения притягиваются электромагнитом, прижимаются к ленте и перемещаются вместе с ней, отрываясь от нее лишь на нижней части ее ветви, после того как она сойдет со шкива.

Магнитная система железоотделителя состоит из насаженных на вал колец (сердечников) из легированной стали и намотанных на них катушек. Направления намотки витков, а следовательно, и тока в катушках чередуются (например, в первой катушке — по часовой стрелке, во второй — против часовой стрелки, в третьей — опять по часовой стрелке и т. д.). Такая намотка обеспечивает

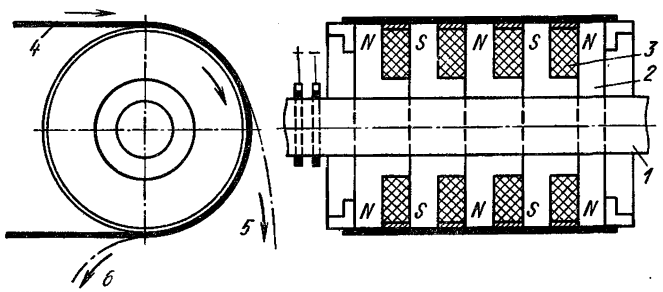


Рис. 250. Шкивной железоотделитель:

1 — вал; *2* — сердечник; *3* — катушки; *4* — лента конвейера; *5* — немагнитный материал; *6* — магнитные включения

полярность сердечников, помеченную на рисунке. Система получается многополюсной, магнитные потоки пронизывают сепарируемый материал в нескольких местах по ширине ленты. Сепарация при этом интенсивная.

Катушки пропитывают и заливают теплопроводящим изолирующим составом. Для предохранения от повреждений их закрывают

латунными кольцами. Ток к катушкам подводится с помощью двух коллекторных колец и щеток. Необходимый для электромагнитных железоотделителей постоянный ток получают при помощи умформера, представляющего собой динамомашину, приводимую от того же электродвигателя переменного тока, который служит для привода железоотделителя. На рис. 251 дана схема сил, действующих на ферромагнитную частицу массой m.

Подробный расчет барабанных электромагнитных железоотделителей приведен в работе В. Ф. Сумцова и др. «Совершенствование магнитной сепарации отработанной смеси».[1]

Барабанный железоотделитель состоит из вращающегося полого латунного барабана (или из другого немагнитного материала) и неподвижной магнитной системы, находящейся внутри барабана. Сепарируемая отработанная смесь подается по желобу сверху. Магнитный материал отклоняется из общего потока, как показано на схемах, и отрывается от барабана лишь внизу, где ослабевает магнитное поле барабана.

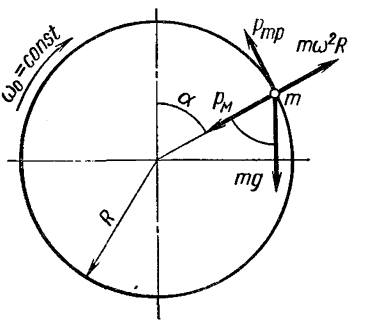


Рис. 251. Схема сил, действующих на ферромагнитную частицу на поверхности магнитного железоотделителя:

m — частица; ω_0 — окружная скорость барабана; R — радиус барабана; $P_{тр}$ — сила трения; mg — сила тяжести

Магнитная система барабанных железоотделителей выполняется в двух вариантах (рис. 252, *а* и *б*). В первом варианте катушки надеты на ось барабана, во втором они расположены по диаметрам барабана. Магнитная система второго варианта позволяет получить при одном и том же диаметре барабана более сильное поле (разместить большее число витков обмотки).

Барабанные железоотделители обычно бывают меньшей производительности и поэтому имеют поле меньшей напряженности, чем шкивные. Кроме того, шкивные железоотделители весьма удобны тем, что они легко включаются в смесеприготовительную непрерывно действующую систему в качестве концевых шкивов ленточных конвейеров отработанной смеси, не требуя ни лишнего места, ни каких-либо специальных питателей. Барабанные же железоотделители обычно делают со встряхивающими лотковыми питателями и чаще всего применяют как передвижные машины в литейных цехах единичного литья.

Подвесной железоотделитель (рис. 253) представляет собой короткий ленточный конвейер, который устанавливают на высоте 150—200 мм над лентой с отработанной смесью в перпендикулярном к ее движению направлении. Между верхней и нижней ветвями железоотделителя имеется прямоугольная магнитная

[1] «Литейное производство», 1976, № 3, с. 25—26.

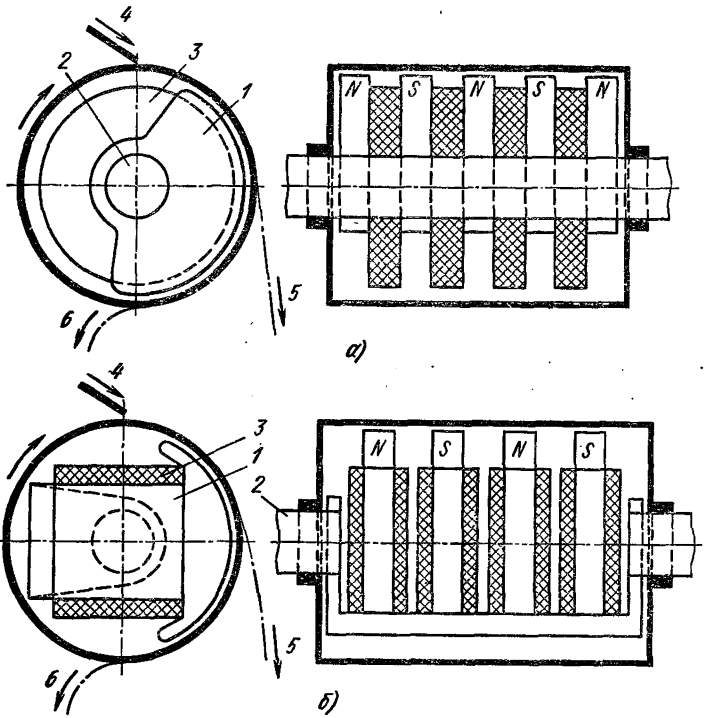


Рис. 252. Магнитные барабаны с осевым (*а*) и поперечным (*б*) расположением катушек:

1 — сердечник; *2* — ось; *3* — катушки; *4* — подача сепарируемого материала; *5* — немагнитный материал; *6* — магнитные включения

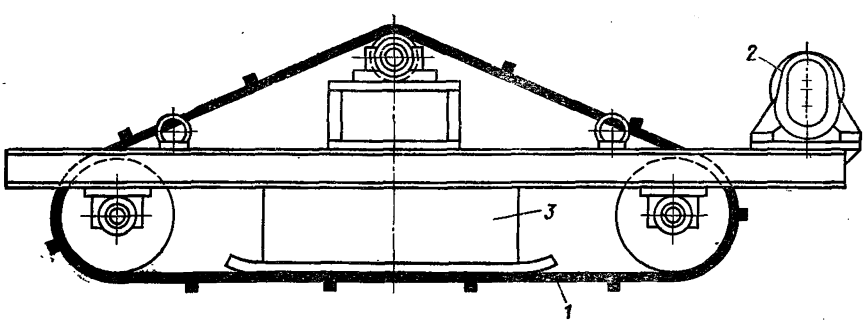


Рис. 253. Подвесной магнитный железоотделитель:

1 — лента магнитного железоотделителя; *2* — электродвигатель; *3* — магнитная шайба

шайба, которая выбирает из отработанной смеси металлические магнитные частицы, и они выносятся лентой железоотделителя в сторону. Ленту железоотделителя выполняют с поперечными ребрами, из профильной поперечно-ребристой штампованной резины. Подвесные железоотделители могут быть установлены в любом месте над ленточным конвейером отработанной смеси и в дополнение к магнитному шкиву, обычно имеющемуся на приводном конце, дают более эффективное отделение отработанной смеси от магнитных включений, что очень важно в условиях работы современных автоматических литейных линий.

§ 2. СИТА

Процесс просеивания

При просеивании зернистого материала не все зерна с размерами меньше отверстий сита успевают пройти сквозь отверстия. Эффективность просеивания может быть оценена отношением

$$\varepsilon = \frac{m}{m_0},$$

где m — масса зерен, прошедших сквозь сито; m_0 — масса зерен, которые по своим размерам могли бы пройти сквозь данное сито.

Величина ε называется коэффициентом полезного действия просеивания и для сит различных видов бывает различной.

Основным фактором, влияющим на к. п. д. просеивания, является направление движения просеиваемого материала относительно полотна сита. Наиболее благоприятным для просеивания будет направление движения материала, перпендикулярное к полотну сита. В этом случае зерна имеют наибольшую возможность проникать сквозь отверстия сита. Наихудшим случаем будет движение материала в направлении вдоль полотна сита, в особенности если движение зерен вдоль полотна происходит с большой скоростью. Наиболее неблагоприятные условия будут при этом, если размер зерна приближается к размеру отверстия сита (так называемые трудные, или предельные, зерна).

Ввиду этого рационально, в особенности для тонкого просеивания, применять сита с прямоугольными или овальными отверстиями, располагая отверстия большого размера в направлении движения материала по ситу.

Барабанные сита

Барабанное сито представляет собой цилиндрический или конический барабан с сетчатой боковой поверхностью, вращающийся около горизонтальной или слегка наклонной оси (рис. 254). Внутрь барабана с одного конца непрерывно загружают материал, который при вращении барабана просеивается через его сетку. Крупные части (отсев) проходят всю длину барабана и выходят из него с другого конца, переваливаясь через край.

Цилиндрические сита (рис. 254, *а*) делают с наклонной осью и монтируют на валу либо на бандажах, вращающихся на роликах. Большие цилиндрические сита делают с регулируемым углом наклона оси для изменения скорости движения материала вдоль сита в зависимости от способности его просеиваться.

Конические сита ставят на горизонтальной оси с питанием в узкий конец барабана (рис. 254, *б*) либо на наклонной оси с питанием в широкий конец (рис. 254, *в*). Последняя схема рациональнее, так как через широкий конец барабана проходит наибольший поток материала, и использование просеивающей поверхности сита наилучшее. При заданной производительности диаметр сита, представленного на рис. 254, *в*, должен быть меньше, чем диаметр сита, представленного на рис. 254, *б*.

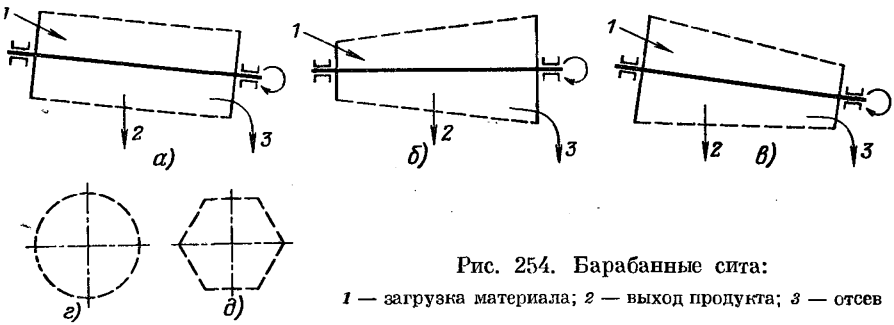


Рис. 254. Барабанные сита:
1 — загрузка материала; *2* — выход продукта; *3* — отсев

В сечении барабанные сита бывают круглые (рис. 254, *г*) и многоугольные (рис. 254, *д*). Последние носят название полигональных. Полигональные сита имеют бóльшую производительность, чем сита круглого сечения тех же размеров, так как материал при вращении полигонального сита переваливается с грани на грань и благодаря ударам быстрее просеивается.

Барабанные сита широко применяют в современных литейных цехах для просеивания отработанной формовочной смеси, а также и для свежих песков. Обычно производительность цилиндрических барабанных сит выше, чем полигональных. Размеры ячеек сетки барабанных сит отработанной смеси 6—15 мм. Рационально применять сетки с прямоугольными ячейками.

Рассмотрим движение просеиваемого материала в барабане цилиндрического сита. Предельное положение равновесия частицы материала на внутренней поверхности неподвижного барабана сита будет в точке A, лежащей на радиусе с углом φ трения материала о сито (рис. 255). При вращении к действующим силам добавляется центробежная сила инерции. Новая точка B предельного положения равновесия будет характеризоваться углом поднятия $\beta > \varphi$, который определится из условия

$$G \sin \beta = P_f,$$

где P_f — сила трения, возбуждаемая как радиальной составляющей $G\cos\beta$ веса G частицы, так и центробежной силой

$$P_c = \frac{G}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R.$$

Таким образом, имеем

$$G\sin\beta = f\left(G\cos\beta + \frac{G}{9{,}81}\frac{\pi^2 n^2 R}{900}\right),$$

где $f = \operatorname{tg}\varphi$ — коэффициент трения. Отсюда частота вращения сита, об/мин

$$n = 30\sqrt{\frac{\sin(\beta-\varphi)}{R\sin\varphi}}, \qquad (178)$$

где R — радиус барабана сита, м.

Угол поднятия β рекомендуется брать в пределах $\beta = \varphi + (5 \div 10°)$, но не больше $\beta = 48°$.

Для выяснения характера движения частицы материала вдоль барабана сита рассмотрим схему на рис. 256. Частица, вращаясь вместе с барабаном, поднимается от точки *1* до точки *2*, лежащей на радиусе с углом поднятия β. При дальнейшем поднятии равновесие частицы нарушается, и она начинает скользить вниз по внутренней поверхности барабана по линии наибольшего ската. Направление этой линии составляет с направлением касательной к окружности в точке *2* угол, величина которого $\psi \approx 2\alpha$. Израсходовав свою живую силу, частица остановится в некоторой точке *3* и отсюда снова будет подниматься, вращаясь вместе с барабаном, до новой точки *4*, в которой она снова потеряет равновесие на барабане и опять начнет соскальзывать.

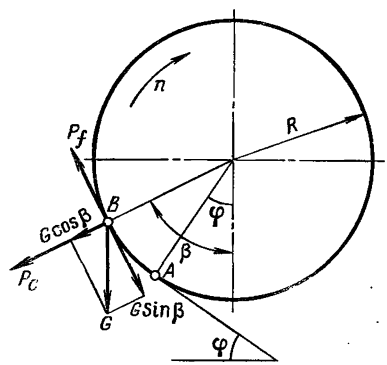


Рис. 255. Угол поднятия частицы на барабанном сите

При достаточно правильной, ровной внутренней поверхности барабана и постоянном коэффициенте трения величина отрезков *2—3*, *4—5* и т. д. соскальзывания частицы будет весьма малой и в пределе равной нулю. В своем абсолютном движении частица будет перемещаться вдоль оси сита по образующей $2N$ с некоторой скоростью v. Относительно же сита частица будет двигаться по винтовой линии с углом подъема ψ.

Как видно из параллелограмма скоростей, эта абсолютная скорость v частицы является геометрической суммой окружной переносной скорости $u = \frac{\pi R n}{30}$ и относительной скорости w, направленной под углом $180 - \psi = 180 - 2\alpha$ к скорости u. Отсюда осевая

скорость движения материала вдоль сита составит

$$v = u \operatorname{tg} 2\alpha = \frac{\pi R n}{30} \operatorname{tg} 2\alpha. \qquad (179)$$

Материал в барабане сита, перемещаясь вдоль его оси, постепенно просеивается, так что площадь сечения материала, которая имеет вид сегмента, будет по длине сита переменной.

В начале барабана, в месте загрузки сита, центральный угол сегмента загрузки, по практическим данным, не должен превышать 90°. По другим данным рекомендуется иметь величину стрелки сегмента $h = 0{,}1$ до $0{,}125R$.

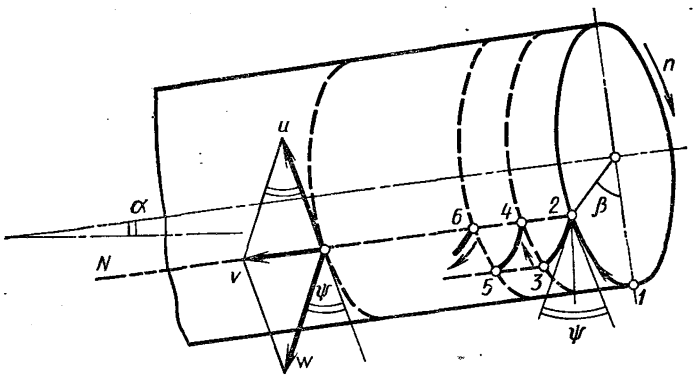


Рис. 256. Движение частицы вдоль барабанного сита

Имея площадь сечения F материала в сите (площадь сегмента) в месте загрузки и рассматривая движущийся вдоль оси сита сегмент как одно целое, получим производительность барабанного сита, т/ч

$$Q = 3600 \mu \gamma v F, \qquad (180)$$

где μ — коэффициент относительного разрыхления материала при просеивании, равный 0,80—0,95; γ — плотность материала, т/м³; v — осевая скорость движения материала вдоль барабана сита, м/с; F — площадь сечения материала в сите (площадь сегмента) в месте загрузки сита, определяемая приближенно по формуле

$$F = 1{,}9h\sqrt{Rh} \text{ м}^2,$$

где h — стрелка сегмента, м; R — радиус барабана сита, м.

Длину барабана сита (в м) чаще всего принимают в пределах $4—5R$. Можно приближенно также считать, что на 1 т/ч просеиваемой отработанной формовочной смеси требуется 20—30 дм² поверхности барабанного сита. Мощность, потребляемая барабанными ситами, берут по практическим данным.

Положительные качества барабанных сит — простота конструкции и спокойная, плавная работа ввиду отсутствия ударного действия и неуравновешенных масс. Недостатком барабанных сит,

особенно круглого сечения, является направление движения просеиваемого материала вдоль полотна сита, что способствует высокой интенсивности просеивания. К. п. д. просеивания барабанных сит обычно составляет $\varepsilon = 0{,}6 \div 0{,}75$.

Вибрационные сита

Вибрационное сито представляет собой плоское сито, совершающее под действием динамических факторов колебания в направлении, перпендикулярном к полотну сита. По методу сообщения колебаний полотну вибрационные сита делятся на инерционные и ударные.

Рама инерционного вибрационного сита опирается на пружины и совершает колебания под действием инерционной силы неуравновешенной массы, вращающейся на валу, подшипники которого укреплены на раме (рис. 257). Привод с простым дебалансом (*а*) сообщает колебания ситу не только перпендикулярно плоскости

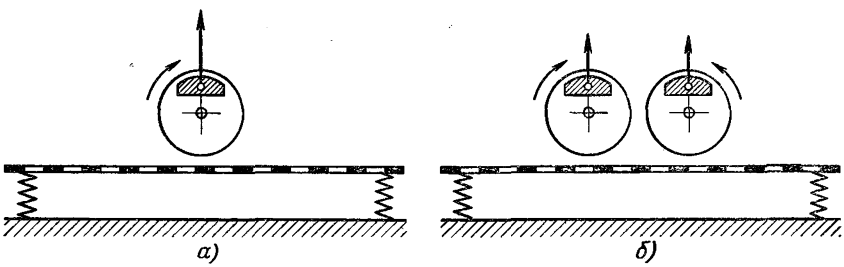


Рис. 257. Схемы привода инерционных вибрационных сит:
а — с простым дебалансом; *б* — с самобалансом

полотна, но частично и в плоскости полотна. Траектория точек сита при этом имеет вид эллипсовидных кривых, параметры которых зависят от соотношения жесткости упругих связей сита в направлениях, перпендикулярном и параллельном полотну.

Привод с помощью механизма самобаланса (*б*) сообщает ситу колебания только в направлении, перпендикулярном к полотну. В направлении же, параллельном полотну сита, возмущающие силы обоих дебалансов уравновешиваются.

Инерционные вибрационные сита устанавливают чаще всего под углом 15—25° к горизонту. Полная амплитуда колебаний $2a = 2 \div 5$ мм. Число полных колебаний в минуту $n = 1200 \div 3000$. Производительность инерционных вибрационных сит на 1 м² площади сетки, по практическим данным, составляет 3—5 м³/ч при размерах ячеек 0,5—2 мм, 5—10 м³/ч при размерах ячеек 2—5 мм и 10—20 м³/ч при размерах ячеек 5—12 мм.

На рис. 258 показано двухъярусное инерционное вибрационное сито для отработанной формовочной смеси. Сито имеет сварную раму, установленную на восьми пружинах. На раме смонтирован вал с дебалансом, приводимый от стационарного электродвигателя через ременную передачу. Верхнее полотно сита выполнено в виде

листа толщиной 4 мм с отверстиями диаметром 40 мм (на рисунке условно показана сетка). Нижнее полотно представляет собой сетку, плетеную из проволоки диаметром 4 мм, с ячейками 15 × 15 мм. Ширина сита 1900 мм, длина 5000 мм, число колебаний в минуту 870. Материал подается на верхнее полотно и, пройдя сначала сквозь него (грубое просеивание), попадает на нижнее, на котором подвергается уже тонкому просеиванию. Производительность сита (до 200 м³/ч) регулируется изменением угла его наклона. Для одновременного дробления комьев просеиваемой смеси над верхним полотном на переставных по высоте осях надеты с большим зазором чугунные

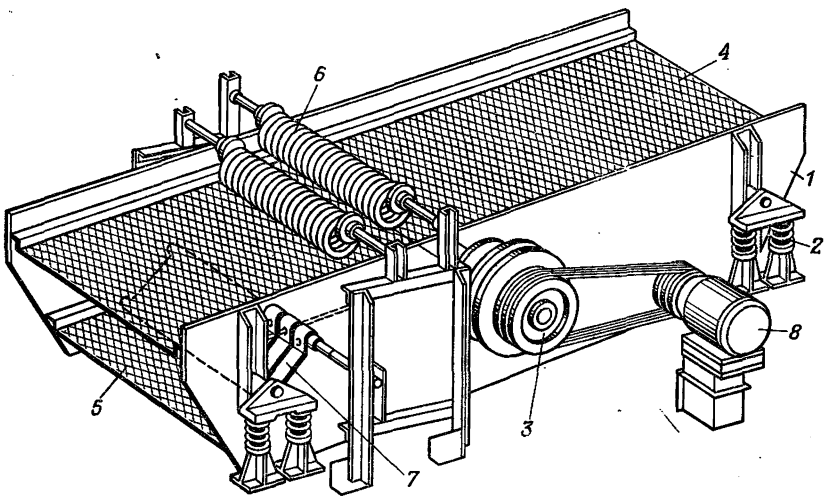


Рис. 258. Вибрационное инерционное сито для грубого и тонкого просеивания отработанной формовочной смеси:

1 — рама сита; *2* — опорные пружины; *3* — вал с дебалансом; *4* — верхнее полотно; *5* — нижнее полотно; *6* — кольца; *7* — башмаки; *8* — электродвигатель

кольца, а над нижним полотном на шарнирах смонтирован ряд металлических башмаков с приклепанной к их основанию резиной.

Кроме инерционных сит, применяют также ударные вибрационные сита, в которых колебания сообщаются не всему ситу, а лишь его полотну, и передаются ему от специального, электромагнитного или механического, ударного механизма. При этом полотно сита закреплено с двух противоположных (коротких) сторон на раме. Электромагнитный ударный механизм представляет собой электромагнит с подпружиненным якорем, колебания которого с помощью штока, или толкателя, передаются полотну сита. Механический ударный механизм передает колебания полотну сита с помощью подпружиненного штока, который приводится от вращающегося кулачка.

Применяют также и вибрационные сита с электромагнитными вибраторами на раме. В них колебания сообщаются не только одному

полотну сита, но и легкой подвижной части рамы, которая вложена в неподвижную, опертую на амортизаторы основную часть рамы.

Вибрационные сита различных типов имеют амплитуду колебаний $2a$ в пределах 2—5 мм и число колебаний в минуту чаще всего 1000—2000 (иногда значительно выше).

Положительным качеством вибрационных сит является характер движения на них просеиваемого материала. При колебаниях полотна сита материал подбрасывается кверху и, падая, движется в направлении, приближающемся к перпендикулярному относительно полотна. Такое направление наиболее благоприятно для просеивания. Кроме того, при подбрасывании и падении материала, как и при всяком встряхивании, происходит концентрация наиболее мелких фракций около самого полотна сита, а более крупные фракции располагаются над мелкими, дальше от сетки сита. Это также благоприятствует быстрому просеиванию.

Благодаря указанным обстоятельствам к. п. д. просеивания вибрационных сит весьма высок, обычно в пределах $\varepsilon = 0{,}90 \div 0{,}98$. Вибрационные сита особенно эффективны при тонком просеивании. В литейном производстве вибрационные сита в последнее время все чаще находят применение вместо более громоздких барабанных сит как для отработанной смеси, так и для свежих формовочных материалов.

Общим недостатком вибрационных сит является передача колебаний опорной конструкции. Поэтому при их установке на значительной высоте поддерживающая конструкция должна быть достаточно надежной.

§ 3. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГОМОГЕНИЗАЦИИ И ОХЛАЖДЕНИЯ ОТРАБОТАННОЙ СМЕСИ

Отработанная формовочная смесь после выбивной решетки в литейных цехах поточно-массового производства с применением сырых литейных форм неравномерна по своей температуре и влажности. В зависимости от того, из какой части формы ее выбили, ближе или дальше расположенной от отливки, температура ее может достигать 80—120° С и выше, а влажность колебаться в пределах от нуля до 3%. Поэтому при подготовке отработанной смеси, кроме магнитной сепарации и просеивания, необходимо также усреднение, или гомогенизация, ее по влажности и охлаждение до температуры, близкой к комнатной.

Гемогенизация отработанной смеси частично осуществляется при ее просеивании. Однако в современных смесеприготовительных системах, имеющих в своем составе установки для испарительного охлаждения, эффективная гомогенизация отработанной смеси осуществляется в агрегате предварительного увлажнения на входе в эти установки.

На рис. 259 приведена принципиальная схема установки для испарительного охлаждения отработанной формовочной смеси, апробированной многолетней практикой [86, 87]. В установке смесь

перед испарителем (охладительным конвейером) проходит через лопаточный смеситель, где она подвергается предварительному увлажнению. В настоящее время эта операция в такого рода установках производится в особых смешивающих барабанах, или гомогенизаторах (рис. 260).

Гомогенизирующий цилиндроконический барабан вращается около оси, наклоненной по углом 18° к горизонту. Отработанная смесь непрерывно поступает внутрь барабана через его открытый торец с ленточного конвейера, имеющего скорость 1,3 м/с, в направлении

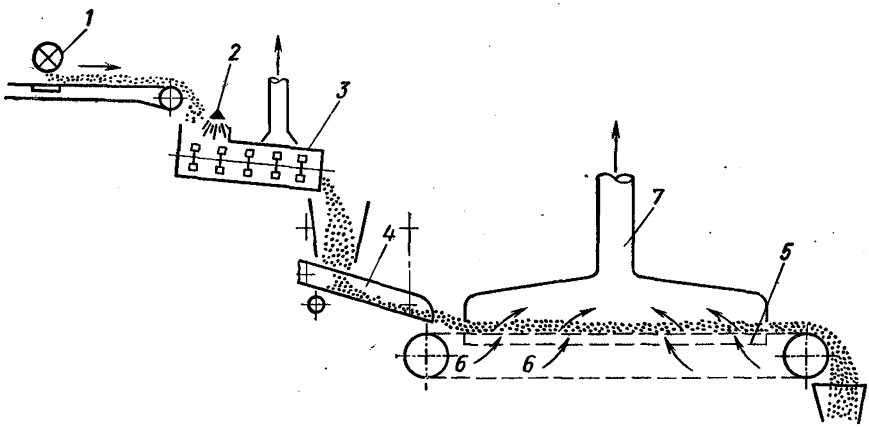


Рис. 259. Схема установки для испарительного охлаждения отработанной формовочной смеси:

1 — весы; *2* — увлажнение; *3* — лопаточный смеситель; *4* — виброжелоб; *5* — перфорированный пластинчатый конвейер; *6* — воздух от вентилятора; *7* — отсос

под углом 30° к оси барабана в плане и непрерывно выходит из барабана, переваливаясь через его кромку. Вода для увлажнения подается внутрь барабана через восемь форсунок, включаемых автоматически в зависимости от влажности поступающей смеси. Чтобы смесь не налипала на поверхность барабана, он подогревается лампами инфракрасного излучения на 3—5° выше температуры смеси. Для предотвращения коррозии барабан изготовляют из коррозионностойкой стали.

На рисунке показан гомогенизационный барабан пропускной способностью 200 т/ч. Такие гомогенизаторы и соответствующие им охладители системы Бюрера строятся швейцарской фирмой «Fischer» с пропускной способностью 100—400 т/ч.

Установки испарительного охлаждения с гомогенизационными барабанами и продувкой смеси на перфорированных пластинчатых конвейерах успешно работают на современных автоматических литейных линиях. Так, на Волжском автомобильном заводе работает несколько таких установок производительностью по 200 т/ч. На рис. 261 приведена принципиальная схема такой установки. Испаритель, или перфорированный конвейер, установки, на котором

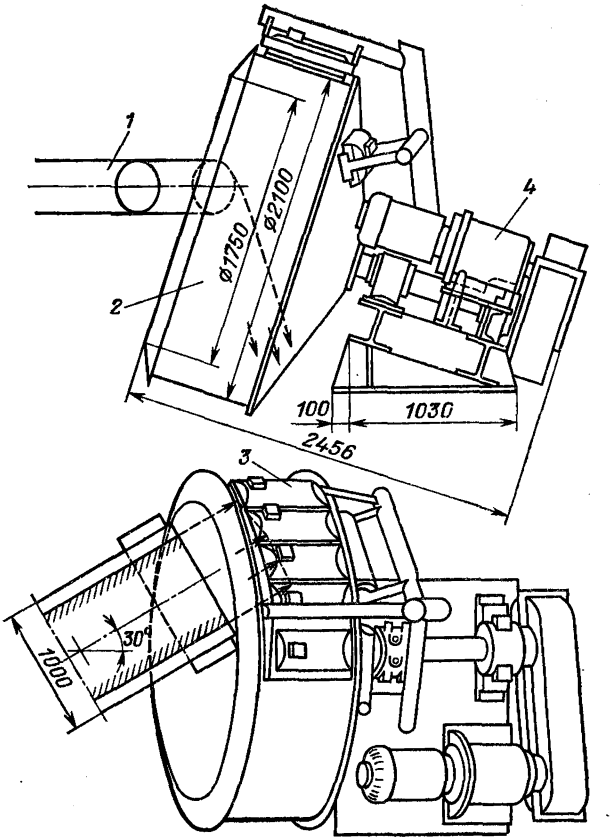


Рис. 260 Гомогенизатор:

1 — ленточный конвейер для подачи отработанной смеси в барабан; *2* — гомогенизационный барабан; *3* — нагреватели; *4* — привод.

Объем смеси в барабане 1,35 м³; частота вращения 25,6 об/мин; число нагревателей 7; мощность нагревателей 21 кВт; мощность электродвигателя 18 кВт

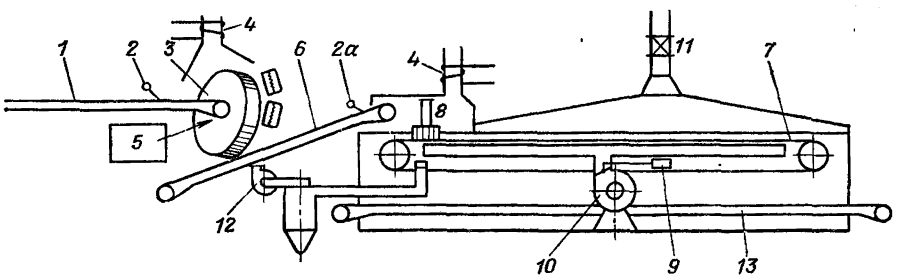


Рис. 261. Схема установки Фишера для охлаждения отработанной формовочной смеси с гомогенизатором:

1 — ленточный конвейер подачи смеси в гомогенизатор; *2* и *2а* — щупы количества смеси на ленте; *3* — гомогенизатор; *4* — отсосы; *5* — автоматическое увлажнение; *6* — ленточный конвейер подачи смеси в охладитель; *7* — перфорированный пластинчатый охладительный конвейер; *8* — грабли, разравнивающие смесь; *9* — дроссельный клапан; *10* — главный вентилятор; *11* — отсос над охладителем; *12* — отсасывающее устройство; *13* — уборочный ленточный конвейер под охладителем

производится испарительное охлаждение, имеет ширину 2 м и длину 30 м и сделан из коррозионно-стойкой стали. Скорость его 10 м/мин, следовательно, продолжительность охлаждения составляет 3 мин. Отверстия расположены на пластинах конвейера с шагом 40 × 40 мм и имеют диаметр 3 мм. Количество продуваемого воздуха 23 000 м³ в час, давление 275 мм вод. ст. Температура поступающей в гомогенизатор смеси в среднем 100° С, а температура смеси после охладителя 35° С. Увлажнение смеси в гомогенизаторе производится из расчета 1% влаги на каждые 25° необходимого охлаждения.

Охлаждение отработанной формовочной смеси в потоке центральной смесеприготовительной системы может быть осуществлено и с применением других устройств и машин, установок для охлаждения в кипящем слое, охладительных барабанов, машин типа маятниковых смесителей (но без катков) с интенсивной продувкой воздухом. Однако все эти установки пока не нашли устойчивого промышленного применения.

§ 4. РЕГЕНЕРАЦИЯ ОТРАБОТАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ СМЕСЕЙ

Процесс регенерации состоит из предварительной подготовки отработанной смеси, заключающейся в ее дроблении или разминании комьев, магнитной сепарации и просеивании, и основной операции отделения от зерен песка инертных пленок шамотизированной глины или стержневых крепителей, а также в обеспыливании смеси. Существует несколько способов регенерации.

1. **Регенерация путем промывки в воде.** Подготовленная смесь поступает в бассейн с проточной водой, которая уносит мелкую пыль и отмокшие и частично отделившиеся во время предварительной подготовки глинистые пленки. Оседающий в промывочном бассейне, или отстойнике, песок выгребают и сушат в печи, после чего, если нужно, сортируют просеиванием на ситах. Этот гидравлический метод регенерации находит применение в литейных цехах, имеющих установки для гидравлической выбивки стержней, что является характерным главным образом в тяжелом машиностроении и станкостроении. При этом регенерационная установка служит одновременно и для осветления отработанной воды, которая снова используется в установке. Применение этого метода регенерации будет рассмотрено ниже, в гл. III четвертого раздела книги.

2. **Регенерация путем механического перетирания подготовленной сухой смеси,** при котором глинистые пленки отделяются от зерен песка и превращаются в пыль; последняя удаляется из смеси интенсивным отсосом воздуха. Перетирание может быть осуществлено в каком-либо механическом устройстве типа валков или катковых смесителей с рабочими органами, облицованными резиной, путем создания струй смеси с большими скоростями движения, направленных друг против друга и энергично перетирающихся при встрече. Из множества подобных предложенных решений в промышленности

нашли частичное применение пневматические регенерационные установки (рис. 262).

В установке этого типа регенерируемый материал инжектируется подводимой струей сжатого воздуха и подается кверху по вертикальной трубе, из которой выбрасывается с большой скоростью (20—25 м/с) на конический колпак. При ударе о колпак смесь интенсивно перетирается, глинистые пленки отделяются от зерен и вместе с пылевидными фракциями уносятся в отсасывающую трубу. Песок же падает вниз и частично поступает снова на регенерацию, совершая повторные циклы регенерации, а частично пересыпается и поступает из данной секции в следующую, вниз по ступеням каскадного потока, к выходу из камеры установки [26].

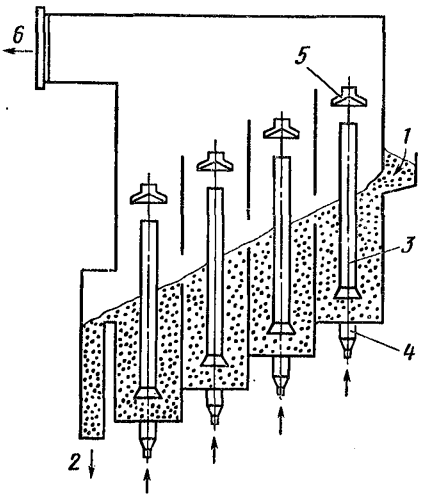


Рис. 262. Схема пневматической установки для регенерации:

1 — непрерывная загрузка отработанной смеси; *2* — непрерывный выпуск регенерата; *3* — рабочая труба; *4* — подвод сжатого воздуха; *5* — колпак; *6* — отсос пыльного воздуха

3. **Регенерация путем прокаливания**, применяющаяся для отработанных стержневых смесей, в которых инертные пленки связующих не отделяются от зерен при отмокании или же механическом перетирании. В этом случае для отделения инертных пленок применяют прокаливание отработанной стержневой смеси при температуре 750—800° С в барабанных горизонтальных печах, а также в вертикальных многоподовых печах.

Из печи песок, имеющий температуру $\approx$ 550° С, попадает в охладительный барабан, продуваемый холодным воздухом. Назначение этого барабана — не только охлаждение песка, но и дожигание инертных пленок. Для ускорения охлаждения песка его обрызгивают в барабане водяной пылью с таким расчетом, чтобы на выходе из барабана температура песка была 65—85° С.

Кроме рассмотренных трех основных способов регенерации, было предложено много других, которые, однако, на практике широкого применения не нашли.

Глава IV

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ФОРМОВОЧНЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ СМЕСЕЙ

§ 1. СМЕШИВАЮЩИЕ БЕГУНЫ

Нормальные смешивающие бегуны периодического действия. Заключительный и наиболее ответственный этап приготовления формовочных и стержневых смесей заключается в смешивании их составных частей, после чего формовочные смеси для сырых форм дополнительно подвергаются разрыхлению.

В качестве смешивающих машин в современных смесеприготовительных установках применяют катковые смесители, из которых главными являются нормальные смешивающие бегуны, сдвоенные бегуны и маятниковые смесители.

Нормальные смешивающие бегуны системы Симпсона (рис. 263) имеют неподвижную чашу и два гладких катка, которые катятся по слою смешиваемого материала, загруженного в чашу, описывая круги вокруг центрального вертикального вала и в то же время вращаясь вокруг собственной оси. При помощи плужков смешиваемый материал направляется под катки.

Катки смешивающих бегунов смонтированы на кривошипах, что дает им возможность приподниматься при попадании под них случайных твердых комьев и пропускать их. Кривошипы катков имеют кронштейны с упорными регулирующими винтами, упирающимися в траверсу. Эти винты ограничивают перемещение катков вниз и тем самым устанавливают величину минимального зазора *а* между катками и дном чаши, что предотвращает дробление зерен песка.

Нормальные смешивающие бегуны являются смесителями периодического действия. В непрерывной смесеприготовительной системе перед ними устанавливают бункера с дозаторами для загрузки составных частей замеса. После перемешивания замес выдается из бегунов через открываемые для этого в днище чаши разгрузочные отверстия. Загрузку составных частей замеса и выдачу готового замеса производят, не останавливая вращения бегунов.

Продолжительность смешивания одного замеса в нормальных бегунах, включая время загрузки дозаторами и разгрузки замеса, составляет для единой формовочной смеси 3—5 мин, для облицовочной смеси 6—9 мин и для стержневых смесей 6—12 мин.

Нормальные смешивающие бегуны дают высокое качество перемешивания составных частей формовочных и стержневых смесей. Они равномерно распределяют составные части в массе смеси и обеспечивают хорошее обволакивание песчаных зерен оболочками влажной глины или другого связующего. Смешивающее действие бегунов сводится к давлению катков на смесь, скольжению катков относительно днища чаши и к дополнительному перемешиванию смеси плужками.

Наезжая на смесь, находящуюся на дне чаши бегунов, катки своим весом давят на нее; смесь деформируется и частично выжимается из-под катков вперед и в стороны. При этом происходит взаимное перемещение зерен, и распределение составных частей в смеси становится более равномерным.

Для увеличения силы воздействия катков на смесь в чаше часто применяют конструкции с дополнительной нагрузкой их с помощью пружины. Сами катки при этом могут быть сделаны более

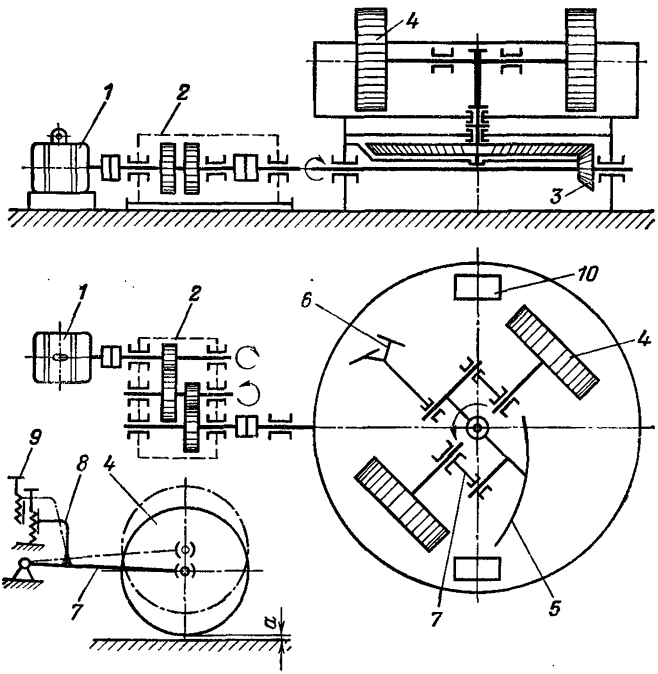


Рис. 263. Кинематическая схема нормальных смешивающих бегунов:

1 — электродвигатель; *2* — редуктор; *3* — конические шестерни; *4* — катки; *5* и *6* — плужки; *7* — кривошип; *8* — кронштейн кривошипа; *9* — регулирующий винт; *10* — разгрузочные дверки днища чаши

легкими. Известна также конструкция бегунов с автоматически регулируемой силой воздействия на смесь в процессе перемешивания замеса, например с увеличенной силой в начале цикла или же с поддерживанием постоянной силы прижима в течение всего цикла [83].

Скольжение катков бегунов относительно днища чаши происходит вследствие разности переносной скорости движения точек на поверхности катка ($u = \Omega R = \text{var}$) и относительной скорости ($w = \omega r = \text{const}$) (рис. 264). Как видно из схем *а*, *б* и *в* на рисунке, для точек, лежащих на образующей катка, соприкасающейся с дном чаши (или слоем материала в чаше), скорости u и w имеют противоположные направления. Поэтому абсолютные скорости указанных

точек катка (относительно неподвижной чаши) будут равны геометрическим суммам или, в данном случае, арифметическим разностям скоростей u и w.

$$v = \bar{u} + \bar{w} = u - w.$$

Скорость v и представляет собой скорость скольжения катка относительно чаши. Как показано на рисунке, без скольжения по чаше будет катиться только одна какая-то окружность *2* катка.

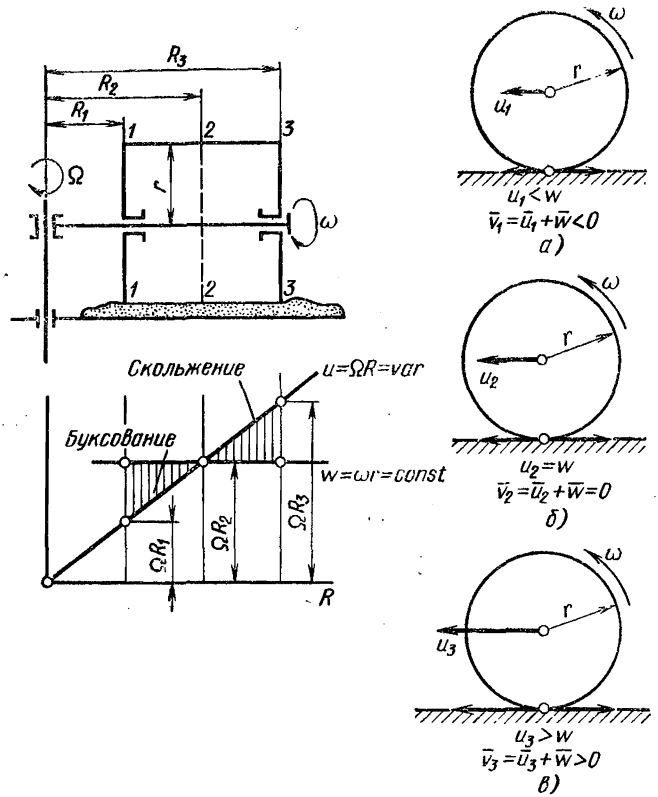


Рис. 264. Кинематика катка бегунов:

а, *б* и *в* — скорости на окружностях *1—1*, *2—2* и *3—3* катка

Наибольшее скольжение будет наблюдаться на крайних окружностях катка. Из них окружность *1* будет иметь скольжение, направленное назад (буксование), а окружность *3* — скольжение, направленное вперед.

Скольжение катков бегунов относительно чаши может быть весьма полезным при смешивании формовочных и стержневых смесей, в особенности глинистых. При скольжении каток оказывает растирающее действие на смешиваемый материал, если только он имеет достаточное сцепление с этим материалом. Нормальные смешивающие

бегуны описанного типа изготовляют с емкостью замеса 0,25—2,5 м³; их широко применяют в литейных цехах для приготовления формовочных и стержневых смесей.

Сдвоенные бегуны (восьмерка). Для облегчения включения в непрерывно действующую смесеприготовительную систему предложен ряд конструкций бегунов непрерывного действия.

Так, например, в бегунах на пластинчатом конвейере смесь проходит под катковым агрегатом, смонтированным сверху и перемешивающим ее на ходу. В бегунах с вращающейся чашей смесь,

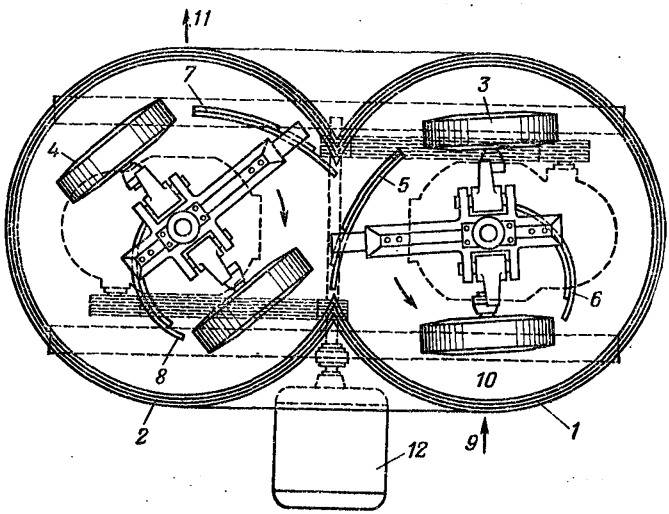


Рис. 265. Сдвоенные бегуны-восьмерка:

1 — чаша первая; *2* — чаша вторая; *3* и *4* — катковые агрегаты; *5* и *7* — наружные скребки; *6* и *8* — внутренние скребки; *9* — непрерывная загрузка материалов; *10* — место загрузки; *11* — непрерывная выдача смеси; *12* — электродвигатель для привода обоих агрегатов

направляясь неподвижно установленными плужками, проходит путь на дне чаши по спирали. Передвигаясь постепенно от бортов чаши к разгрузочному отверстию в центре, она перемешивается при этом установленными над чашей тремя двухкатковыми агрегатами. Однако ввиду недостаточного времени обработки качество перемешивания в бегунах непрерывного действия этих типов было неудовлетворительным.

Рассмотрим нашедший широкое применение в современных автоматизированных литейных цехах смеситель, представляющий собой сдвоенные бегуны, имеющие две пары катков нормальных смешивающих бегунов и две чаши, соединяющиеся между собой бортами так, что в плане они образуют фигуру восьмерки (рис. 265). Такие смесители могут быть как смесители непрерывного, так и периодического действия.

На рис. 266 показаны схемы взаимного расположения катковых агрегатов при последовательных фазах их вращения в случае работы

бегунов как смесителя непрерывного действия [69]. Загрузка составных частей смеси при этом производится непрерывно в чашу *1*, а выдача готовой смеси непрерывно из чаши *2* через окно в ее борту.

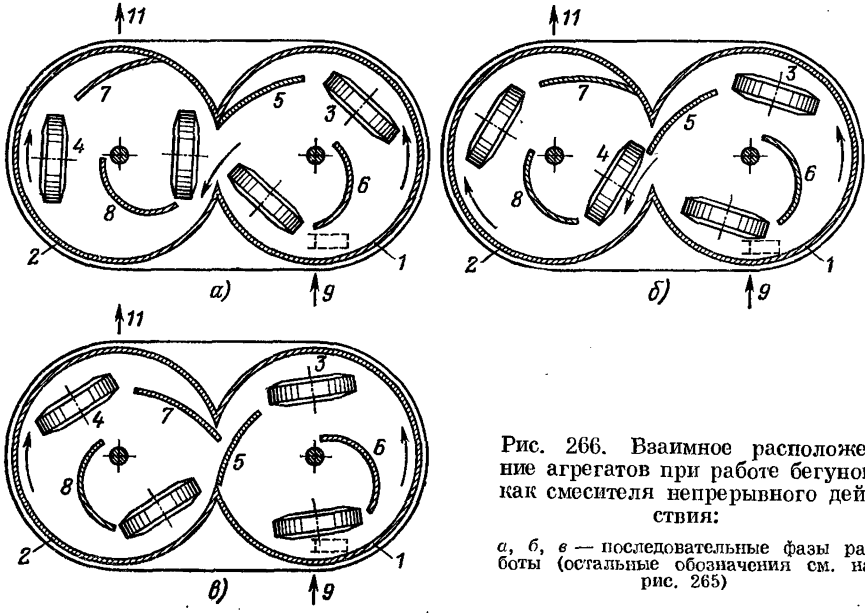


Рис. 266. Взаимное расположение агрегатов при работе бегунов как смесителя непрерывного действия:

а, *б*, *в* — последовательные фазы работы (остальные обозначения см. на рис. 265)

При вращении агрегата чаши *1* ее наружный скребок *5* гребет внутренней поверхностью смесь перед собой и направляет ее постепенно под следующий за ним каток. При прохождении этим скребком *5* проема между бортами чаш *1* и *2* (от положения *а* до положения *в*) часть передвигаемой этим скребком смеси под действием центробежной силы передается в чашу *2*. Когда же при вращении агрегата чаши *2* этот проем между бортами чаш проходит наружный скребок *7* агрегата чаши *2*, то он передает обратно в чашу *1* на рециркуляцию уже гораздо меньшее количество смеси. Происходит это потому, что теперь проем между бортами чаши частично загораживает скребок *5* чаши *1*, только что прошедший этот проем (см. положения *б* и *в*). Таким образом, все время из чаши *1* в чашу *2* передается больше смеси, чем из чаши *2* в чашу *1*. Смесь после неоднократной рециркуляции, описывая в смесителе траек-

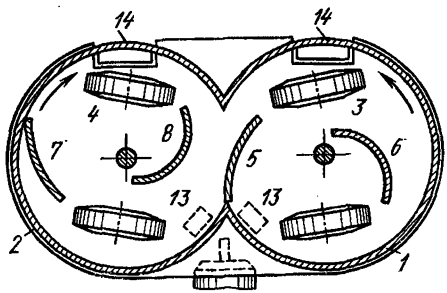


Рис. 267. Взаимное расположение агрегатов при работе бегунов как смесителя периодического действия:

13 — места загрузки материалов; *14* — разгрузочные дверцы (остальные обозначения см. на рис. 265)

тории в виде восьмерок, смешиваясь с вновь непрерывно поступающими материалами, непрерывно выдается из смесителя.

Если сдвоенные бегуны используют в качестве смесителя периодического действия, то взаимное расположение катковых агрегатов чаш *1* и *2* устанавливают по схеме на рис. 267. В этом случае при прохождении наружными скребками чаш *1* и *2* проем загораживается и остается одинаково свободным, так что количество материала, передаваемого из чаши *1* в чашу *2* и обратно, будет также одинаково. Замес описывает в машине траектории в виде восьмерок до тех пор, пока он не будет выпущен через открывающиеся разгрузочные дверцы *14*.

Сдвоенные бегуны выпускаются швейцарской фирмой «Fischer» двух моделей — мод. SKM 2×12 с чашами диаметром 2 м и мод. SKM 2×24 с чашами диаметром 2,5 м. Они имеют производительность на непрерывном режиме 100 и 200 м³/ч при времени пребывания смеси в бегунах 1,5 мин или соответственно 40—50 и 60—100 м³/ч при времени пребывания смеси в машине 4 мин. Кроме того, эта фирма выпускает строенные бегуны-триплекс мод. SKM 3×24, имеющие три чаши с тремя катковыми агрегатами, которые при непрерывном режиме работы дают производительность приблизительно в 1,4—1,5 раза большую, чем большая модель сдвоенных бегунов.

§ 2. МАЯТНИКОВЫЕ СМЕСИТЕЛИ

Принцип действия маятникового смесителя (рис. 268) состоит в следующем. На роторе, вращающемся около вертикальной оси, на маятниках или кривошипах смонтированы два или три катка, расположенных в горизонтальных плоскостях на разных уровнях. При вращении ротора катки под действием центробежных сил отклоняются на маятниках к борту чаши. Благодаря особому ограничительному устройству катки, однако, не доходят до соприкосновения с бортом на величину небольшого регулируемого зазора.

Составные части замеса, загруженные в смеситель сверху, сбрасываются с ротора центробежной силой в кольцевое пространство между ротором и бортом чаши. Далее они поднимаются со дна чаши при помощи плужков, укрепленных на роторе, число которых соответствует числу катков. Материал подгребается этими плужками и подается ими в виде струй или потоков, стелющихся по цилиндрическому борту чаши, под катки, которые проезжают по этим потокам. Катки и цилиндрический борт чаши облицованы резиной. Смеситель продувается воздухом от вентилятора, что способствует охлаждению и обеспыливанию смеси.

Выдача готового замеса производится через открывающуюся дверцу в борту чаши. Маятниковый смеситель, таким образом, является смесителем периодического действия. Ввиду того что ротор его вращается примерно втрое быстрее, чем вертикальный вал обыкновенных смешивающих бегунов, продолжительность обработки в нем замеса значительно меньше. Так, для единой формовочной смеси цикл обработки, включая загрузку составных частей и выдачу

замеса, составляет 1,5 мин, а для облицовочных и стержневых смесей — до 3 мин. Емкость замеса маятниковых смесителей 0,25—2 м^3.

В маятниковом смесителе плужки со значительной скоростью бросают смесь на резиновую поверхность борта чаши (рис. 269), где смесь движется по окружности борта и за счет центробежной

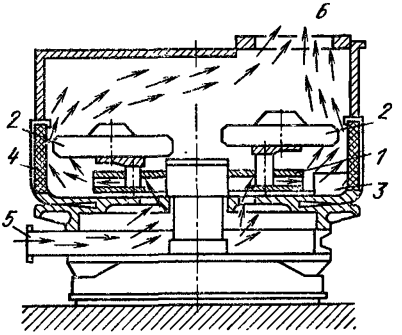


Рис. 268. Принцип работы маятникового смесителя:

1 — ротор; *2* — катки; *3* — плужок; *4* — резиновая обкладка борта чаши; *5* — воздух от вентилятора; *6* — отсос

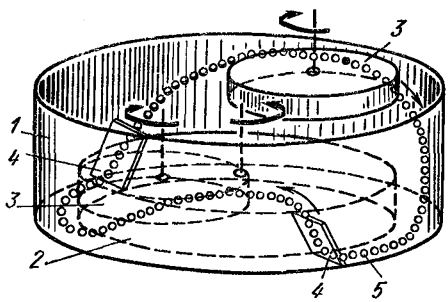


Рис. 269. Схема движения смеси в маятниковом смесителе:

1 — неподвижная чаша; *2* — ротор; *3* — катки; *4* — плужки; *5* — траектория смеси

силы прижимается к борту. При этом пограничный слой смеси, прилегающий к борту чаши, тормозится трением о резиновую поверхность борта (рис. 270). Чем дальше отстоит элементарный слой потока смеси от резины борта чаши, тем меньше сказывается это тормо-

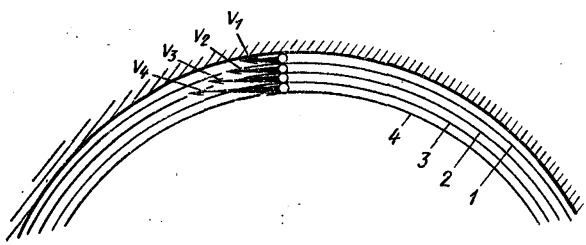


Рис. 270. Схема движения потока смеси по борту чаши в маятниковом смесителе:

1, 2, 3, 4 — элементарные слои потока смеси; $v_1 < v_2 < v_3 < v_4$ — скорости их движения

жение. Следовательно, в потоке смеси, движущейся по поверхности борта чаши, происходит взаимное скольжение элементарных слоев потока относительно друг друга, т. е. перетирание смеси.

Это перетирающее действие и является, как видно, главным элементом рабочего процесса маятникового смесителя, обеспечивающим перемешивание и обволакивание песчаных зерен смеси влажной глинистой составляющей. Роль катков в этом смесителе, по-видимому, является подсобной. Они в лучшем случае могут проезжать по струям смеси, если расположение катков выбрано правильно.

Незначительная роль катков в маятниковом смесителе мод. 115 была экспериментально подтверждена в производственных условиях. Для опыта такой смеситель был запущен со снятыми катками; все показатели качества формовочной смеси (для формовки отопительных радиаторов) от этого не ухудшились.

Произведем расчет траектории поднимаемой плужком струи смеси, движущейся по цилиндрической внутренней поверхности борта чаши маятникового смесителя. Развернем окружность борта чаши и отложим ее по оси абсцисс. По оси ординат отложим высоту взлета струи смеси над верхней кромкой плужка. В первом приближении движение смеси можно рассматривать как плоское движение

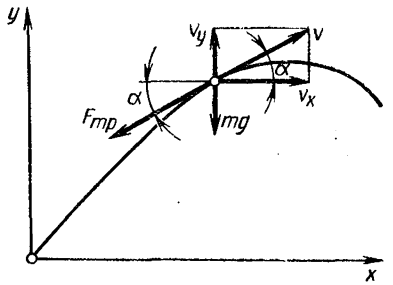


Рис. 271. Расчетная схема для определения траектории потока смеси в маятниковом смесителе

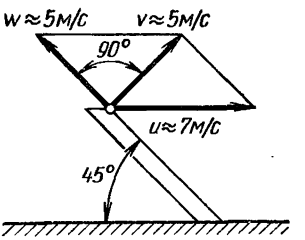


Рис. 272. Скорости движения смеси при подбрасывании ее плужком

материальной точки, брошенной под углом к горизонту и подвергающейся торможению постоянной силой трения $F_{тр}$, возбуждаемой центробежной силой, прижимающей ее к борту (рис. 271). Центробежная сила, прижимающая частицу к борту чаши, составит

$$\frac{mv_x^2}{R} = \frac{m\left(\frac{dx}{dt}\right)^2}{R},$$

где v_x — проекция на ось абсцисс вектора v абсолютной скорости движения частицы в данный момент времени t; R — радиус чаши.

Сила трения между частицей и резиновой обкладкой борта чаши $F_{тр}$ будет направлена против вектора скорости v и составит

$$F_{тр} = f\frac{m\left(\frac{dx}{dt}\right)^2}{R}.$$

Уравнения движения частицы будут иметь вид

$$\left.\begin{aligned}\frac{d^2x}{dt^2} &= -f\frac{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2}{R}\cos\alpha;\\ \frac{d^2y}{dt^2} &= -g - f\frac{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2}{R}\sin\alpha,\end{aligned}\right\} \qquad (181)$$

где α — текущее значение угла между векторами v и v_x.

Решение уравнений (181) методом приближенного численного интегрирования с шагом времени 0,03 с было выполнено И. З. Зорохович. Приведем результаты этого решения для плужка с углом подъема 45° для смесителя мод. 115. При частоте вращения вертикального вала смесителя $n = 75$ об/мин и диаметре чаши $2R = 1925$ мм средняя окружная скорость на плоскости скребка составляет $u \approx$

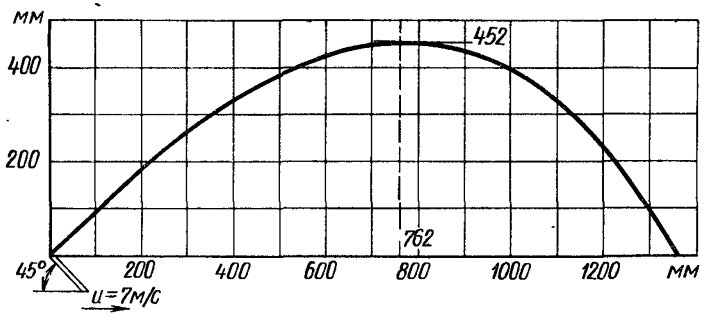


Рис. 273. Траектория абсолютного движения смеси в маятниковом смесителе мод. 115

≈ 7 м/с. Эта скорость является скоростью переносного движения смеси в начальный момент подбрасывания ее плужком (рис. 272). Приняв, что плужок бросает смесь с абсолютной скоростью v, направленной перпендикулярно к его плоскости, получим начальную скорость $v \approx 5$ м/с. Скорость смеси относительно ротора w в этот

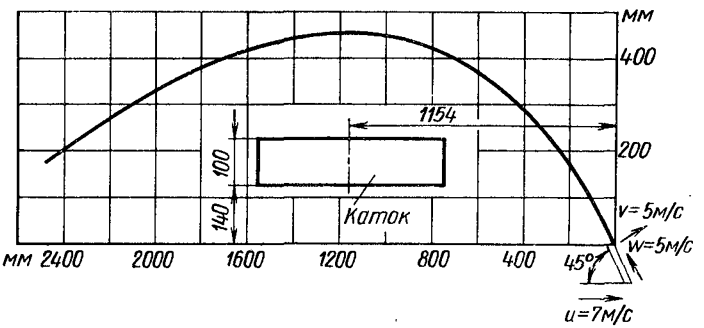


Рис. 274. Траектория движения смеси относительно ротора в маятниковом смесителе мод. 115

момент также 5 м/с. Коэффициент трения смеси о резиновую обкладку борта чаши принимаем $f = 0{,}7$. Абсциссы точек траектории относительного движения (рис. 274) находим путем вычитания из соответствующих абсцисс траектории абсолютного движения (рис. 273) величин ut для данных значений времени t.

На графике рис. 274 нанесено положение катка смесителя. Поток или струя смеси облетает каток, и центр струи не встречается с ним.

Следовательно, размещение катков в этом смесителе требует корректировки. Заметим, что устройство ротора с тремя рабочими плужками и соответственно тремя катками (вместо двух катков, как у смесителя мод. 115) вполне рационально, так как за один оборот ротора при этом осуществляется три подбрасывания смеси вместо двух и производительность смесителя значительно возрастает при тех же его габаритных размерах. Современные маятниковые смесители делают обычно с тремя катками.

§ 3. СМЕСИТЕЛИ ДРУГИХ ТИПОВ

Кроме катковых смесителей рассмотренного типа — нормальных смешивающих бегунов, сдвоенных бегунов и маятниковых смесителей, имеются также смесители других типов, которые можно разделить по принципу действия на следующие группы.

1. Смесители с вращающейся чашей и одним или несколькими катковыми агрегатами, расположенными сверху над чашей. Пример такой компоновки смесителя периодического действия приведен на схеме рис. 275, *а*. Смешивающее действие интенсифицируется, но конструкция значительно усложняется. На этом же принципе были основаны также смесители непрерывного действия со спиральной траекторией движения смеси по дну чаши, от борта, где происходит загрузка, до центра, где она разгружается из чаши через отверстие вниз. Широкого применения смесители этой группы не получили.

2. Смесители с неподвижной чашей. Катки можно заменять или в смеситель дополнительно устанавливать пропеллерные перемешивающие агрегаты, располагая их над чашей или на центральном вертикальном валу машины. Примеры приведены на схемах рис. 275, *б* и *в*. На схеме *б* на центральном валу вращаются три радиальные лопасти со сменными скребками, перемешивающими смесь, и над чашей, кроме того, смонтированы два пропеллерных (звездчатых) приводных агрегата. На схеме *в* на центральном валу вращаются два башмака, посаженных на изогнутых пружинах. Башмаки центробежной силой прижимаются к борту чаши и оказывают перемешивающее и перетирающее действие на смесь. На эскизах схемы *в* показано движение смеси [103] при недостаточной (*1*), нормальной (*2*) загрузке и при перегрузке (*3*).

3. Лопаточные, или винтовые, смесители. Примеры применения такого рода смесителей были рассмотрены при описании машин для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей и миксер-слингеров для них (см. рис. 152—154 и 163—165). Лопаточные смесители с одним и двумя валами в корыте, периодического и непрерывного действия выпускают производительностью до 80 т/ч и применяют также для изготовления обычных стержневых смесей на жидких связующих, а также иногда для формовочных наполнительных смесей. В установках испарительного охлаждения отработанной формовочной смеси лопаточные смесители можно применять вместо гомогенизационных барабанов.

4. Барабанные смесители. В настоящее время из этой группы применяют лишь гомогенизационные барабаны, рассмотренные выше (см. рис. 260) и дающие наиболее высокую степень однородности отработанной формовочной смеси в установках ее испарительного охлаждения.

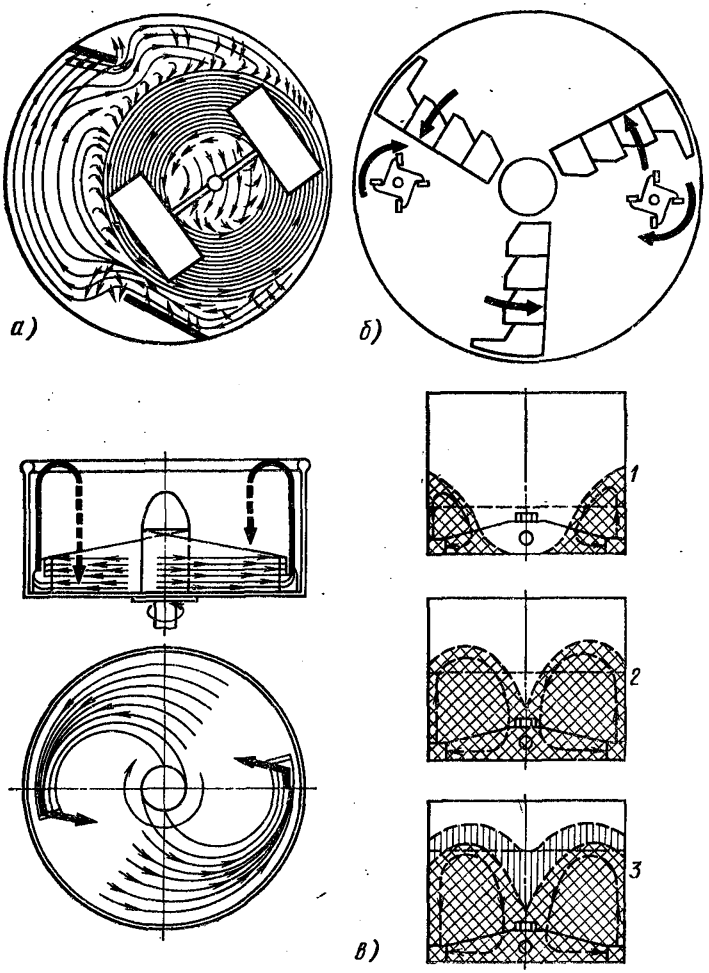


Рис. 275. Принцип действия смесителей некоторых типов

5. Комбинированные смесители для формовочных смесей, совмещающие в себе различные принципы работы. Так, известен комбинированный смеситель непрерывного действия системы Юнкерат, представляющий собой сочетание барабанного смесителя одновременно с лопаточным и катковым (валковым) органами. Широкого промышленного применения такого рода сложные смесители не получили.

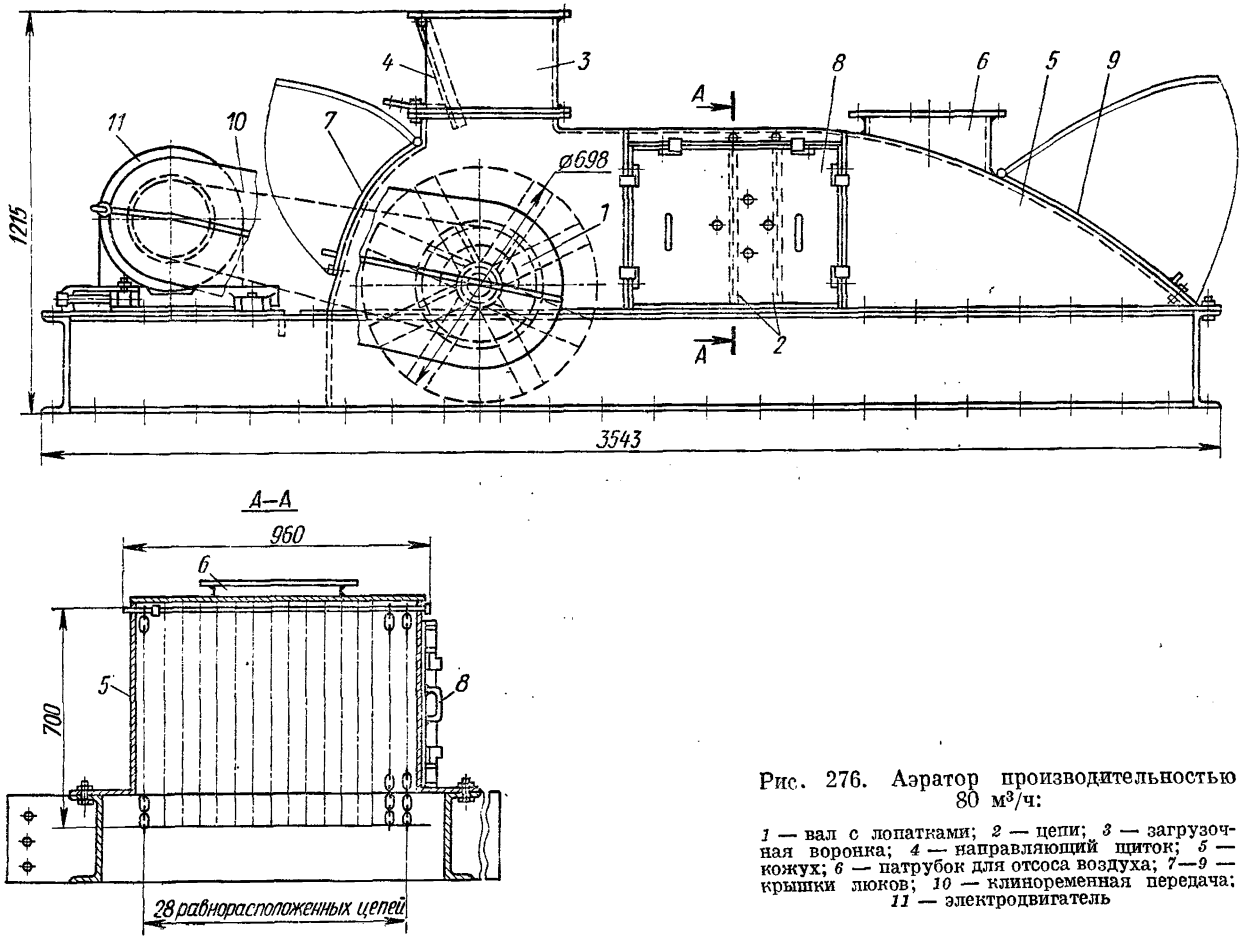


Рис. 276. Аэратор производительностью 80 м³/ч:

1 — вал с лопатками; *2* — цепи; *3* — загрузочная воронка; *4* — направляющий щиток; *5* — кожух; *6* — патрубок для отсоса воздуха; *7—9* — крышки люков; *10* — клиноременная передача; *11* — электродвигатель

6. Месильные машины для изготовления жирных формовочных смесей типа глин. Применяют в литейных цехах с развитой формовкой по шаблону и формовкой крупных отливок по кирпичу. Эти машины представляют собой резервуар с парой вращающихся изогнутых лопаток. Лопатки вращаются в противоположных направлениях с неодинаковыми скоростями при встрече, а также при прохождении вдоль поверхности резервуара перетирают и перемешивают смесь. Машина работает как смеситель периодического действия (отдельные замесы).

7. Пропеллерные мешалки в виде бака с вращающимся валом с лопатками. Применяют для жидких смесей типа формовочных красок.

§ 4. РАЗРЫХЛИТЕЛИ

Для разрыхления готовых формовочных смесей существует два типа машин — дезинтеграторы и аэраторы

В качестве рабочих органов дезинтегратора служат два диска с пальцами, быстро вращающихся в кожухе в противоположных направлениях. Смесь непрерывно подается внутрь кожуха и попадает на пальцы, которые перебрасывают и хорошо разрыхляют ее. Однако вследствие небольшой производительности в одном агрегате (обычно до 15 м³/ч) дезинтеграторы в современных центральных смесеприготовительных системах не применяются; их заменяют другой разрыхляющей машиной — аэратором.

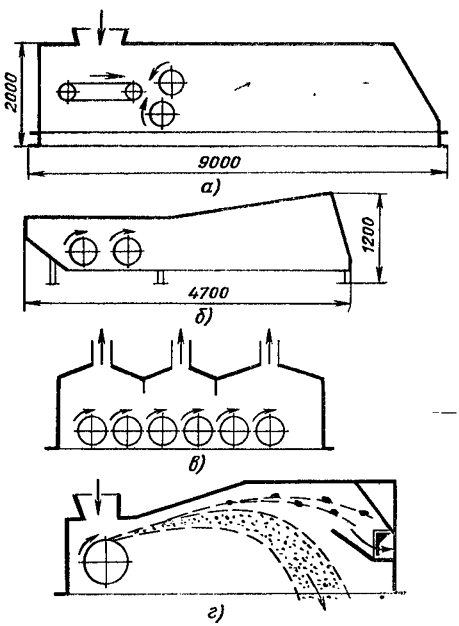


Рис. 277. Схемы компоновки некоторых современных аэраторов:

а — с двумя роторами и ленточным питателем; *б* — попутный с двумя роторами; *в* — попутный с тремя роторами и отсосом; *г* — для литейных цехов литья из медных сплавов

Аэратор (рис. 276) имеет вал с лопатками, бросающими смесь на цепную завесу. Разрыхленная смесь падает из открытого снизу кожуха аэратора на ленточный конвейер. Для регулирования направления потока смеси на лопатки вала в приемной воронке сделан щиток, который можно закреплять в разных положениях. Из кожуха аэратора отсасывается воздух, что важно при недостаточно остывшей смеси.

На рис. 277 приведены схемы компоновки некоторых типов современных аэраторов. На схеме *а* показан аэратор с двумя роторами, вращающимися в противоположных направлениях, на которые смесь

подается ленточным питателем, расположенным под загрузочным отверстием кожуха. На схеме *б* представлен так называемый попутный аэратор, который устанавливают на ленточном конвейере формовочной смеси. Он имеет два ротора, которые своими лопатками захватывают смесь с движущейся ленты и бросают ее вдоль кожуха по ходу ленты. Кожух внутри облицовывается резиной. Аэраторы с указанными на схемах *а* и *б* размерами имеют производительность до 200 т/ч. На схеме *в* показан принцип устройства попутного аэратора с тремя двойными роторами. Попутные аэраторы применяют иногда и на линиях подготовки отработанной формовочной смеси для ее рыхления и частичной гомогенизации и предварительного охлаждения и ставят между магнитным сепаратором и ситом.

На схеме *г* показан аэратор для обработки отработанной смеси в литейных цехах, изготовляющих отливки из медных сплавов. Кроме разрыхления смеси, в этом аэраторе происходит также отделение металлических (немагнитных) включений, которые пролетают дальше потока смеси и улавливаются отдельно.

Глава V

АВТОМАТИЗАЦИЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СМЕСЕПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

§ 1. ТИПОВАЯ СХЕМА СМЕСЕПРИГОТОВИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

На рис. 278 показана схема смесеприготовительной системы автоматической литейной линии блока цилиндров чугунолитейного цеха Волжского автомобильного завода, являющаяся типовой для современных установок такого типа. Смесеприготовительная установка оборудована двумя маятниковыми смесителями с массой замеса 2,27 т и имеет цикловую производительность до 150 т/ч. Цикл работы смесителей 105 с. Из смесителей смесь выгружается в промежуточные бункера емкостью 4 м^3, снабженные реечными (колосниковыми) качающимися питателями, которые равномерно выдают смесь на систему ленточных конвейеров, передающих смесь в бункера формовочных автоматов с промежуточным разрыхлением в аэраторе.

Отработанная смесь после выбивной решетки подвергается первой магнитной сепарации надленточным сепаратором, затем грубому и тонкому просеиванию с разминанием комьев на вибрационном сите, после этого повторной магнитной сепарации другим надленточным сепаратором и, наконец, поступает в гомогенизатор. Далее смесь проходит охладитель установки испарительного охлаждения. После этого подготовленная отработанная смесь еще раз подвергается магнитной сепарации на ленте с концевым магнитным шкивом и с помощью элеватора поднимается в бункера емкостью по 80 м^3, установленные над смесителями с тарельчатыми питателями диаметром 2 м.

Свежий песок, получаемый заводом в готовом для применения виде, подается со склада формовочных материалов системой ленточных конвейеров и элеватором в бункера емкостью 30 м^3 над смесителями также с тарельчатыми питателями диаметром 2 м.

Отработанная смесь и свежий песок из этих бункеров поступают в весовой бункерный дозатор емкостью 2,5 м^3, имеющийся над каждым смесителем. Весовой дозатор опирается на тензометрические датчики системы автоматического взвешивания. Он имеет челюстной затвор с пневмоприводом. Отработанная смесь и свежий песок подаются в весовой дозатор одновременно, причем количество дозируемых материалов определяется временем работы тарельчатых питателей.

Бентонит и уголь вводят в смесь в виде бентонитно-угольной суспензии, содержащей 15—25% бентонита (Na—Ca) и 8—10% угля (остальное — вода) в количестве 1,5—3,7% от массы замеса. Бентонит для приготовления суспензии применяют в порошке, а уголь гранулированный, с зерном, соответствующим модулю мелкости по AFS 52—72. В отличие от порошкообразного угля, гранулиро-

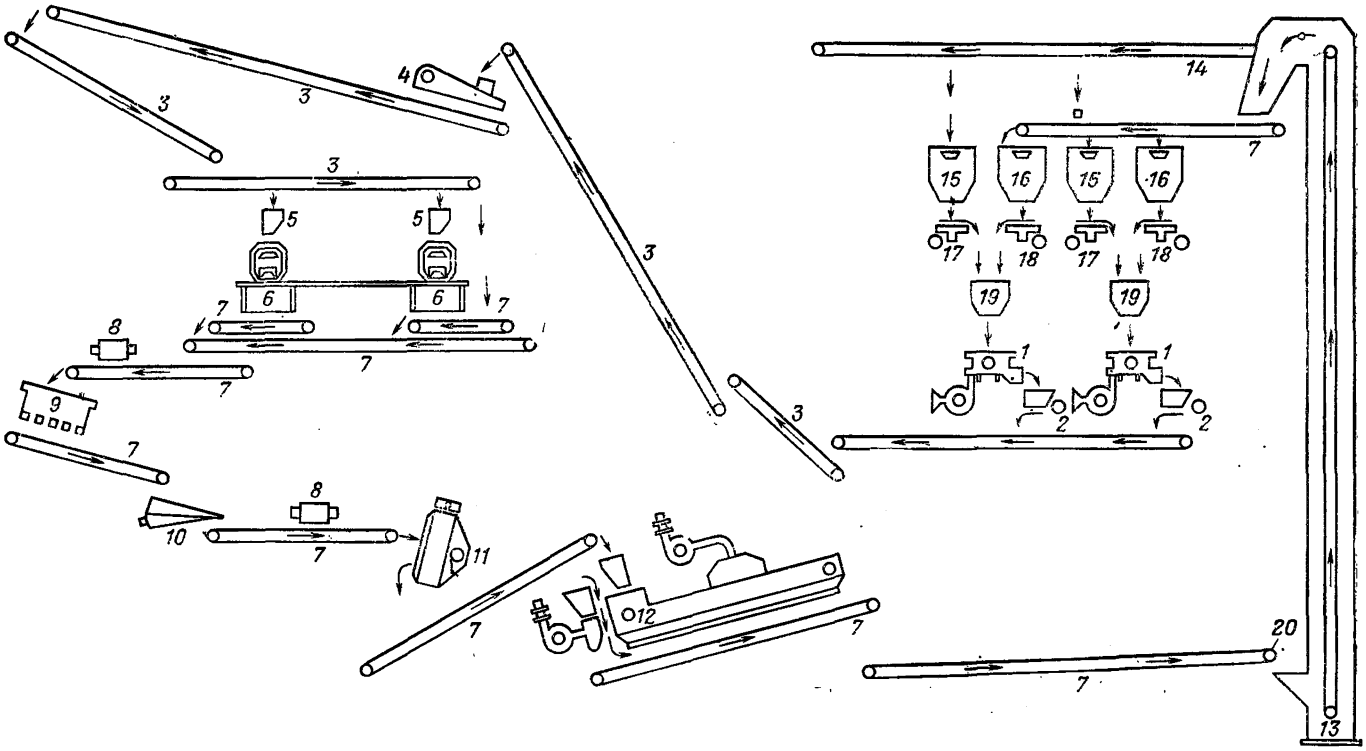


Рис. 278. Схема типовой смесеприготовительной системы для автоматической линии опочной формовки чугунного литья:

1 — смесители; *2* — реечный дозатор; *3* — система ленточных конвейеров для готовой смеси; *4* — аэратор; *5* — расходные бункера; *6* — формовочные автоматы для верхней и нижней полуформ; *7* — система ленточных конвейеров для возврата отработанной смеси; *8* — магнитные сепараторы; *9* — сито для отработанной смеси; *10* — вибропитатель; *11* — гомогенизатор; *12* — охладитель; *13* — элеватор; *14* — ленточный конвейер для свежего песка; *15* — бункера для свежего песка; *16* — бункера для отработанной смеси; *17*, *18* — тарельчатые питатели; *19* — весовой бункерный дозатор; *20* — магнитный шкив

ванный уголь не снижает газопроницаемости смеси и горит дольше, что усиливает его противопригарное действие. Суспензия приготовляется в установке с двумя баками (предварительного и окончательного смешивания) емкостью по 6 м^3, имеющими по две пропеллерные мешалки. Суспензия подается насосами в расходный бак над смесителями, также снабженный мешалками для поддержания составляющих суспензии во взвешенном состоянии. Из расходного бака суспензия отмеривается дозаторами и подается в смесители.

В современных литейных цехах поточно-массового производства с автоматическими литейными линиями обычно для каждой линии имеется своя смесеприготовительная установка. В частности, установками по рассмотренной схеме оборудованы на ВАЗе каждая из четырех автоматических линий опочной формовки чугунолитейного цеха. Для двух автоматических линий безопочной формовки смесеприготовительная система общая.

§ 2. АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ СМЕСИТЕЛЯМИ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Центральная смесеприготовительная система (ЦСС) современного механизированного литейного цеха является участком, вполне подготовленным для комплексной автоматизации. Она представляет собой замкнутую цепь связанных транспортными средствами машин и устройств: ее работа прерывается лишь в двух случаях — на операции смешивания составных частей смеси и при распределении готовой смеси по расходным бункерам.

Автоматизация работы смесителей периодического действия — нормальных смешивающих бегунов или же маятниковых смесителей осуществляется путем программирования цикла их работы по времени и состоит в автоматическом чередовании рабочих операций по заданному графику цикла. Такое чередование операций цикла производится:

а) либо с помощью набора электромеханических реле времени, каждое из которых отсчитывает продолжительность своей операции и затем включает следующее по порядку реле;

б) либо с помощью кулачкового распределительного аппарата типа командоконтроллера (КЭП и др.).

Цикл работы смесителя периодического действия характерен тем, что в течение некоторого промежутка времени, когда происходит перемешивание замеса, не работает ни один из исполнительных механизмов загрузки и разгрузки. В течение этого времени продолжает работать лишь один электродвигатель, приводящий смеситель в действие. Этот электродвигатель вообще работает непрерывно и не связан с автоматической системой управления. На рис. 279 приведен в качестве примера график такого цикла, состоящего из пяти последовательных операций и разрыва времени t_x. Для контролирования промежутка времени t_x в системе управления необходимо иметь отдельное реле времени, называемое реле рабо-

чего цикла. Оно отсчитывает продолжительность всего рабочего цикла $T_{раб}$, в которую входит и время t_x.

Кроме того, для переключения всей системы автоматики на повторение цикла необходимо иметь еще одно реле времени, называемое реле переключения. Оно отсчитывает постоянное время $t_{перекл}$.

В данном примере система автоматического управления имеет семь реле времени. Из них одно контролирует общую длительность рабочего цикла, одно служит для переключения на новое повторение цикла и пять управляют отдельными операциями цикла.

При включении автоматической системы управления включаются реле, следящее за общей продолжительностью рабочего цикла, а также одновременно реле разгрузки бегунов.

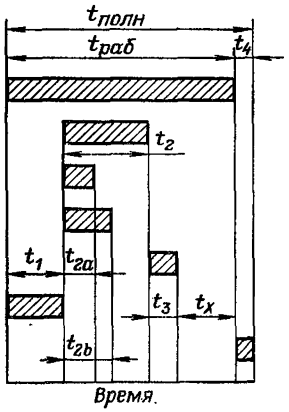


Рис. 279. График цикла бегунов и последовательность действия отдельных реле времени

В течение времени t_1 реле разгрузки бегунов дает ток в электромагнитный пневматический клапан, который подает сжатый воздух в пневматические цилиндры, открывающие разгрузочные дверцы бегунов. Затем ток в цепи клапана прерывается, вследствие чего пневматические цилиндры переключаются и закрывают разгрузочные дверцы. В то же время реле разгрузки бегунов автоматически включает три реле загрузки, которые управляют операциями загрузки песчаной составляющей замеса, например отработанной смеси и двух сортов освежающих добавок. Загрузка песчаной части замеса производится через дозатор бункерного типа. Затворами бункера и дозатора управляет реле загрузки песчаной составляющей замеса через электромагнитный пневматический клапан и пневматические цилиндры. Для загрузки сухих пылевидных материалов служат вибрационные питатели. Два реле загрузки освежающих добавок включают на определенные промежутки времени t_{2a} и t_{2b} исполнительные механизмы дозаторов или вибраторы питающих желобов. Одновременно включаются вибраторы на бункерах во избежание зависания в них материала.

В момент, когда заканчивает свою операцию и автоматически выключает нагрузку реле загрузки с наиболее длительным временем (в данном случае со временем операции t_2), оно автоматически включает реле подачи воды. В течение времени его действия t_3 в бегуны подается вода для увлажнения замеса. Вода подается под постоянным давлением, поддерживаемым в водопроводной линии при помощи редукционного клапана. Доступ воды в бегуны открывает и закрывает электромагнитный клапан, управляемый реле подачи воды. Водомер (суммарный счетчик) служит для контроля количества воды.

При прекращении действия реле подачи воды одно реле общего рабочего цикла продолжает работать в течение времени t_x. По истечении времени $T_{раб}$ с начала цикла это реле автоматически выключается, включая при этом реле для переключения на новое повторение цикла. Последнее в течение времени $t_4 = 4$ с автоматически переключает реле общего цикла на повторение всего цикла операций. Продолжительность полного цикла, таким образом, составляет

$$T_{полн} = T_{раб} + t_4 = T_{раб} + 4 \text{ с.}$$

В СССР маятниковые смесители и бегуны выпускаются с автоматическим управлением циклом с помощью командоаппаратов (КЭП). При этом отпадает необходимость в промежутке времени t_x, так как отсчет времени нового цикла КЭПом начинается сразу же после окончания предыдущего.

§ 3. МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ УВЛАЖНЕНИЯ ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ В ПРОЦЕССЕ ЕЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПРИГОТОВЛЕНИЯ

Рассмотрим вопрос о методах контроля и регулирования степени увлажнения формовочных смесей при их автоматическом приготовлении в его развитии.

Система программного управления циклом смесителей периодического действия была разработана и освоена в промышленности примерно к 1950 г. Однако уже на первом этапе эксплуатации таких автоматизированных смесителей выяснилось, что доза воды на замес, предусматриваемая в программе цикла, нуждается в оперативном корректировании, вследствие того что отработанная смесь, входящая в состав формовочной смеси в значительном количестве (до 90%), имеет в практических условиях производства переменную влажность (при отсутствии в то время установок для ее гомогенизации и охлаждения). Поэтому начинается второй этап развития автоматического смесеприготовления — разработка и применение автоматических устройств, компенсирующих переменную влажность отработанной смеси, обеспечивающих влажность готового замеса в заданных пределах. Этот этап занял практически все десятилетие 50-х годов.

Были разработаны две системы регулирования влажности: система конечного состояния (СКС) и система предварительной калькуляции (СПК).

По системе СКС влажность замеса доводится до заданной по датчику, непрерывно следящему за влажностью замеса в чаше смесителя [79]. При этом вода в чашу подается по двум трубам — одной большого и второй малого диаметра. Сначала при увлажнении замеса работают обе трубы. Влажность замеса быстро возрастает. В момент, когда эта влажность, измеряемая датчиком, приблизится к заданному для смеси значению влажности на некоторую небольшую, заранее установленную величину, труба большого диаметра автоматически перекрывается, и продолжает работать только одна труба малого диа-

мётра, через которую в смеситель будет подаваться уже только одна маленькая струйка воды. Подача воды автоматически прекращается, когда влажность замеса по информации от датчика станет равной заданной.

Система регулирования СПК заключается в контроле влажности и температуры дозы обработанной смеси в дозаторе, приготовленной для очередного замеса, и в автоматическом отмеривании необходимой для попадания в анализ дозы воды в специальный бачок, который потом, при приготовлении этого очередного замеса, опорожняется в чашу смесителя по команде автоматики, программирующей цикл.

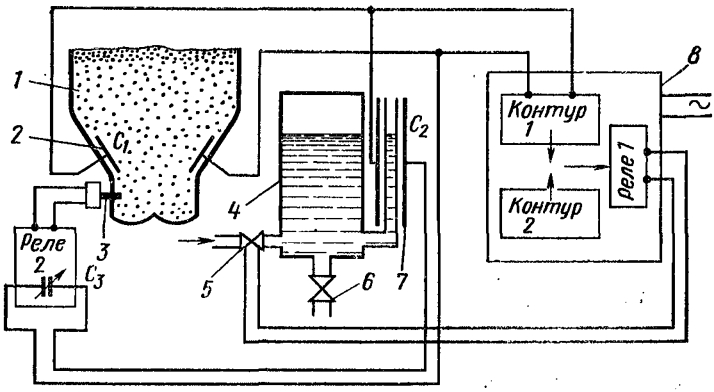


Рис. 280. Схема автоматического регулирования влажности по системе СПК:

1 — дозатор отработанной смеси; *2* — емкостный датчик влажности отработанной смеси; *3* — термометр; *4* — бачок для воды; *5* — кран отсечки наполнения бачка; *6* — кран спуска воды из бачка в смеситель, управляемый автоматом программирования цикла; *7* — емкостный датчик уровня воды в бачке; *8* — счетно-решающее устройство

На рис. 280 приведен один из примеров такой системы [43]. Влажность отработанной смеси в дозаторе измеряется емкостным датчиком, представляющим собой конденсатор с обкладками, находящимися в дозаторе и изолированными как от стенок дозатора, так и от смеси. Емкость C_1 этого датчика-конденсатора будет тем больше, чем больше влажность отработанной смеси в дозаторе, так как с увеличением влажности смеси диэлектрическая постоянная ее увеличивается (для сухого песка она равна 2—3, а для воды 81).

Конденсатор C_1 включен в колебательный контур *1* счетно-решающего устройства, куда подключается параллельно также емкость C_2 водомерной трубки бачка, в котором отмеряется доза воды. Когда сумма емкостей $C_1 + C_2$ достигнет заданной постоянной величины, частота колебаний контура *1* сравняется с постоянной частотой контура *2*, работающего в противофазе контуру *1*. В этот момент реле *1* прекратит дальнейшее наполнение бачка. Таким образом, чем меньше влажность отработанной смеси в дозаторе, т. е. чем меньше емкость C_1, тем больше будет доза воды, запасенная в бачке (емкость C_2).

Для компенсации воды, теряемой испарением во время перемешивания замеса, датчик температуры в дозаторе через реле *2* ступенчато включает в счетно-решающее устройство тем бо́льшую емкость C_3, чем выше температура обработанной смеси. При этом емкость C_3 включается последовательно с емкостью C_2, и таким образом она уменьшает суммарную емкость C_{2+3} (так как при этом $\frac{1}{C_{2+3}} = \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}$, или $C_{2+3} = C_2 \frac{C_3}{C_2 + C_3}$). Следовательно, чем выше температура обработанной смеси, тем больше потребуется емкость C_2 для достижения резонанса колебаний контуров *1* и *2*, т. е. доза воды в бачке с увеличением температуры в дозаторе увеличивается.

Изложенные решения автоматического регулирования влажности формовочных смесей хотя и нашли промышленное применение в ряде стран, однако примерно к 1960 г. они перестают полностью удовлетворять практику. 60-е годы — новый, третий этап, характеризующийся доводкой увлажнения смеси в процессе ее приготовления по технологическому свойству формуемости, о котором говорилось выше (см. § 4, гл. II первого раздела).

Влажность формовочной смеси лишь в том случае может однозначно определять ее рабочие свойства, когда остаются постоянными другие многочисленные факторы ее состава и обработки. В условиях же производства имеют место их постоянные колебания, и при одинаковой влажности свойства смеси могут получаться неодинаковыми.

Технологическое свойство формуемости является весьма важным для получения качественной литейной формы, и определение оптимальных пределов формуемости практически оказалось более важным, чем влажности.

Формуемость смеси оказывается наиболее чувствительной к изменению увлажнения смеси, как видно из графика формуемость — влажность, приведенного на рис. 48. В интервале увлажнения 0,2—0,3% формуемость изменилась от 80 до 20, т. е. в 4 раза. Поэтому, имея в качестве датчика состояния смеси в чаше смесителя показания по формуемости, доводку увлажнения смеси можно вести с наибольшим приближением к заданному состоянию смеси.

Метод контроля и доводки увлажнения смеси по формуемости был разработан Г. Дитертом в 1962 г. [80]. Производственное решение системы регулирования по формуемости сводится к следующему [81]. Свойство формуемости смеси в процессе ее приготовления в смесителе непрерывно контролируется с помощью небольшого вибрационного желоба (рис. 281), на который поступает проба смеси, непрерывно отбираемая из чаши смесителя коротким винтовым отборником. Желоб имеет три этажа. На верхнем этаже имеется щель, через которую проходит на средний этаж контролируемый поток смеси. Избыток смеси на верхнем этаже сбрасывается через кромку в конце желоба.

На среднем этаже имеются две щели — первая шириной 6 мм, вторая шириной 12 мм. В зависимости от свойства формуемости смеси

через эти щели просыпается большее или меньшее ее количество (остаток же сбрасывается в конце желоба).

На нижнем этаже желоба имеется два источника света, лучи от которых улавливаются двумя фотореле, помещенными против них на другом борту желоба.

При значении свойства формуемости смеси в оптимальных пределах 70—80%, т. е. при технологически наилучшем увлажнении,

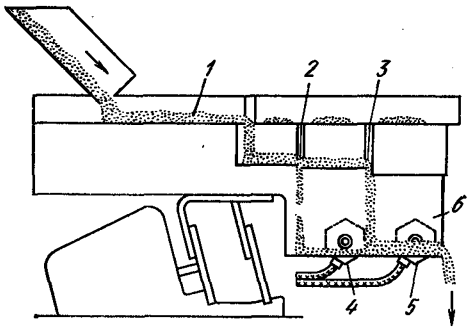


Рис. 281. Вибрационный желоб для контроля свойства формуемости формовочной смеси в процессе ее приготовления в смесителе:

1 — поток смеси, непрерывно отбираемый из чаши смесителя; *2* — узкая щель; *3* — широкая щель; *4* и *5* — источники света; *6* — корпус виброжелоба

потоки смеси, проходящие через щели шириной 6 и 12 мм, таковы, что на нижнем этаже желоба смесь не перекрывает первый источник света, но закрывает второй источник (рис. 282, *а*). Если смесь недоувлажнена (формуемость или просыпаемость велика), то через щель шириной 6 мм ее просыпается слишком много, и первое (так же, как и второе) фотореле не улавливает света — закрыты оба источника (рис. 282, *б*). Если же смесь переувлажнена (формуемость

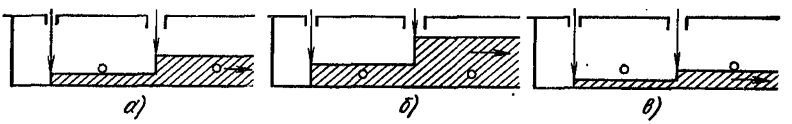


Рис. 282. Схема перекрытия источников света потоками смеси при оптимальном (*а*), недостаточном (*б*) и избыточном (*в*) увлажнении

мала), то через обе щели ее будет просыпаться слишком малое количество и будут открыты оба источника света (рис. 282, *в*). Ширина щелей может быть установлена и другая, в зависимости от характера контролируемой смеси.

Вибрационный желоб описанного типа применяют для автоматического контроля и регулирования технологически оптимальной степени увлажнения формовочных смесей по свойству формуемости для смесителей как периодического, так и непрерывного действия в современных смесеприготовительных системах. Эта новая система, базирующаяся на системе СКС, была разработана американской фирмой «Dietert» и нашла промышленное применение в ряде стран. Она является до сих пор единственной отработанной производственной

системой, базирующейся на учете технологических свойств смеси. Следует заметить, что не исключены построение и разработка систем базирующихся на контроле и других технологических свойств формовочных смесей.

В качестве иллюстрации эффективности рассмотренной системы регулирования увлажнения смеси по свойству формуемости с помощью вибрационного желоба приведем пример из практики литейного цеха ковкого чугуна ЗИЛа, где автоматическая литейная линия системы Кюпкель—Вагнер обслуживается смесеприготовительной системой фирмы «Fischer», имеющей установку для испарительного охлаждения с гомогенизатором и испарителем и два смесителя непрерывного действия мод. SKM 2 × 24 (сдвоенные бегуны) с виброжелобами для контроля увлажнения. На рис. 283 показаны гистограммы (кривые распределения) выполненных А. В. Белоусовым [10] замеров влажности смеси непосредственно после выбивной решетки, после гомогенизатора и после смесителей. Как видно, смесь после выбивной решетки имеет два максимума на кривой распределения, соответствующих части формы, близко расположенной к отливке, и части формы, удаленной от отливки и мало прогретой ее теплотой. Гомогенизатор выравнивает свойства отработанной смеси и выдает ее в охладитель с однородной влажностью. После смесителя с доводкой увлажнения по свойству формуемости, контролируемому на вибрационном желобе, смесь получается весьма однородной по влажности с малыми отклонениями против среднего значения и по сравнению с заданными пределами по ТУ.

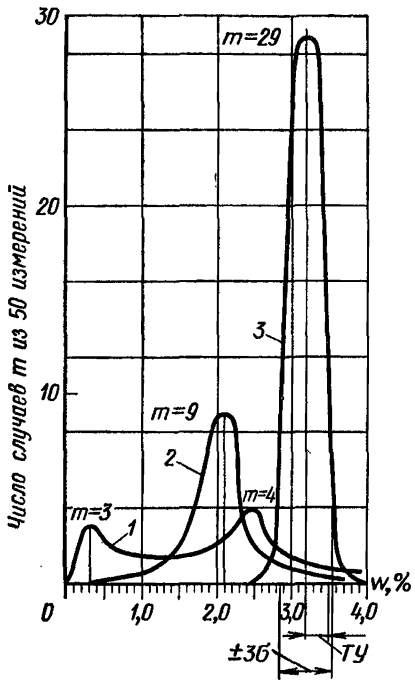


Рис. 283. Кривые распределения замеров влажности смеси после выбивной решетки (*1*), после гомогенизатора (*2*) и после смесителя (*3*) в смесеприготовительной системе автоматической литейной линии ковкого чугуна ЗИЛ [10]. Число замеров 50, с интервалом 12 с

В заключение необходимо упомянуть о критериях технологически оптимального увлажнения формовочных смесей и о природе этого технологически оптимального состояния. Этот вопрос, возникший в связи с применением регулирования увлажнения по технологическим свойствам смесей, до сих пор в значительной степени остается открытым. По этому вопросу было высказано несколько различных мнений.

Так, в работах Ф. Хофмана [92, 93] рекомендуется установленная опытным путем влажность ~4,5%, несколько превышающая оптимальную влажность, обеспечивающую максимальную прочность смеси во влажном состоянии на сжатие и соответствующую значению формуемости в пределах 70—80% или другому технологическому свойству, предложенному этим автором и названному им уплотняемостью. Уплотняемость представляет собой относительную деформацию образца смеси в гильзе диаметром 50 мм при прессовании его пуансоном давлением 10 кгс/см² и начальной высоте образца до прессования 100 мм. Природы оптимального состояния данный автор не раскрывает.

Ю. Баст сделал попытку рассмотреть вопрос о природе состояния оптимальной технологичности формовочной смеси с точки зрения физико-химического процесса набухания бентонита при увлажнении [9, 74]. Он приходит к выводу, что для формовочной смеси с Na-бентонитом максимальная прочность достигается при содержании воды в бентоните около 15%, что соответствует образованию одного мономолекулярного слоя воды между Si—O-слоями решетки бентонита. Для Ca-бентонита этот максимум достигается при содержании в нем воды около 25%, что соответствует образованию двух мономолекулярных слоев воды в решетке.

Для получения состояния оптимальной технологичности формовочной смеси необходимо иметь некоторый оптимум свойств, находящийся между наилучшими прочностными и пластическими свойствами, т. е. сдвиг от состояния максимальной прочности в сторону увеличения влажности, эквивалентный образованию еще одного дополнительного мономолекулярного слоя воды в решетке бентонита. Таким образом, для смеси с Na-бентонитом рекомендуется увлажнение, соответствующее образованию двух слоев, а для смеси с Ca-бентонитом — трех мономолекулярных слоев в решетке бентонита. Так, для Na—Ca-бентонита Аскан-гель образование первого мономолекулярного слоя воды происходит при увлажнении его приблизительно до 18,5%, а состоянию оптимальной технологичности формовочной смеси отвечает содержание воды в этом бентоните в пределах 20—24%. При этом при расчете влажности смеси по оптимальному влагосодержанию бентонита следует учитывать ту воду (в среднем 0,5—0,6%), которая идет на смачивание поверхности зерен песчаного скелета формовочной смеси.

§ 4. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ФОРМОВОЧНЫХ СМЕСЕЙ

Автоматизация контроля физико-механических свойств формовочных смесей с обратной связью, осуществляемая в процессе их приготовления в сочетании с доводкой увлажнения по технологическому свойству формуемости, может служить для дальнейшей стабилизации свойств смесей путем регулирования также дозирования связующих и других добавок в смеситель.

Приведем описание такой системы, разработанной фирмой «Dietert» [82], для смесителей как периодического, так и непрерывного действия (рис. 284).

Проба смеси периодически сбрасывается плужком с ленточного конвейера, на который разгружается смеситель, и через вибросито и маленький аэратор попадает в автомат контроля, где уплотняется в гильзе двусторонним прессованием (рис. 285). При этом верхний пуансон имеет вмонтированные в нем датчики, измеряющие температуру и влажность на торце образца смеси (рис. 286). Затем производится испытание образца в гильзе на газопроницаемость путем продувки через него от вентилятора воздуха через калиброванный

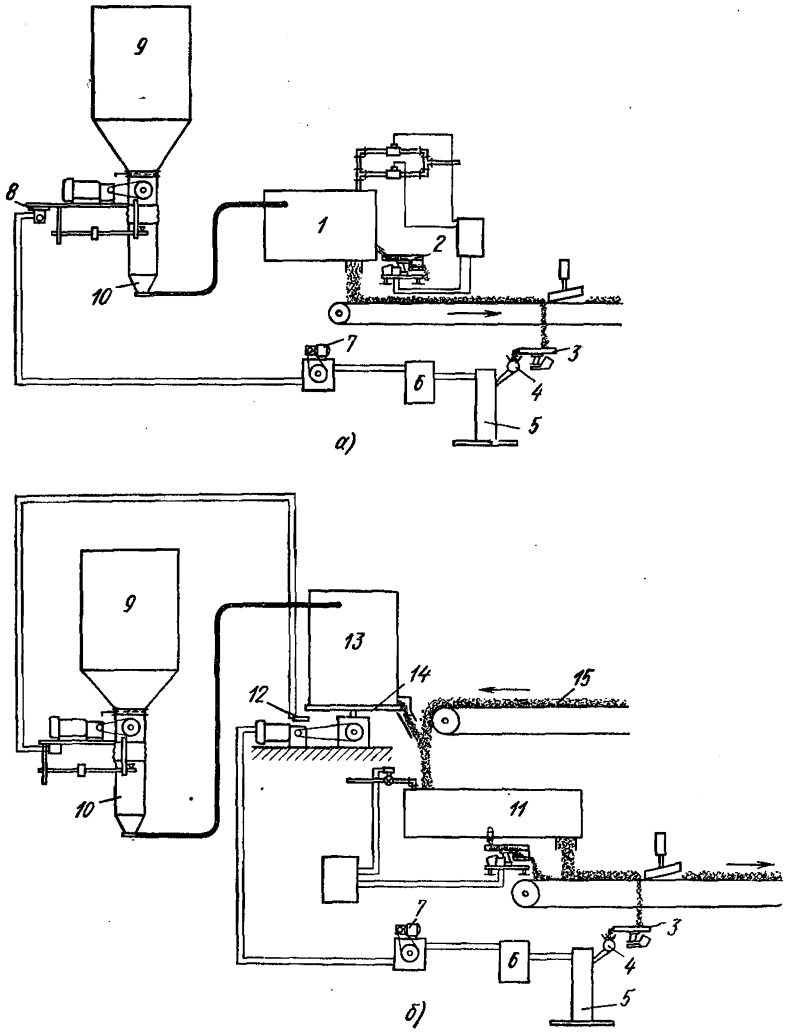
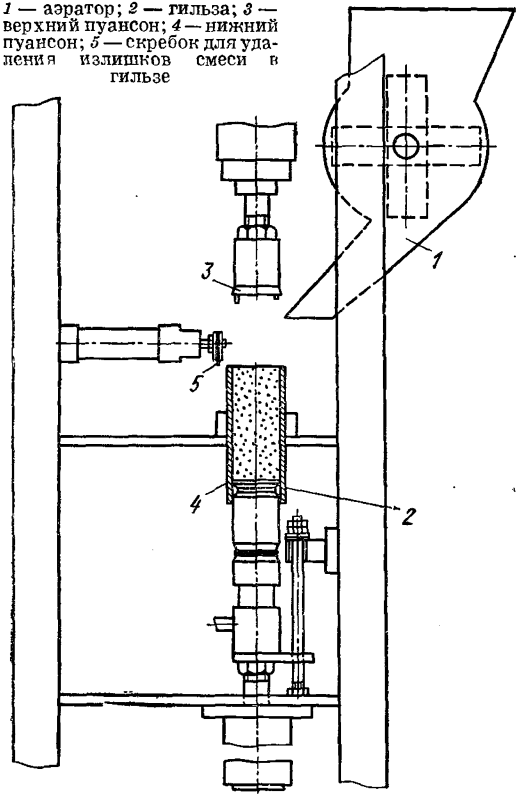


Рис. 284. Компоновка системы автоматического контроля физико-механических свойств формовочной смеси в процессе ее приготовления в смесителе периодического (*а*) и непрерывного (*б*) действия:

1 — смеситель периодического действия; *2* — виброжелоб для контроля формуемости; *3* — вибросито для пробы смеси; *4* — аэратор для разрыхления пробы смеси; *5* — прибор для комплексного контроля физико-механических свойств смеси; *6* — компьютер; *7* — серводвигатель компьютера; *8* — серводвигатель исполнительного механизма, изменяющего дозу связующей добавки; *9* — бункер со связующей добавкой; *10* — весовой дозатор; *11* — смеситель непрерывного действия; *12* — серводвигатель исполнительного механизма изменения скорости вращения тарельчатого питателя; *13* — распределительная емкость со связующей добавкой; *14* — тарельчатый питатель; *15* — питатель отработанной смеси

Рис. 285. Наполнение гильзы и уплотнение образца:

1 — аэратор; *2* — гильза; *3* — верхний пуансон; *4* — нижний пуансон; *5* — скребок для удаления излишков смеси в гильзе



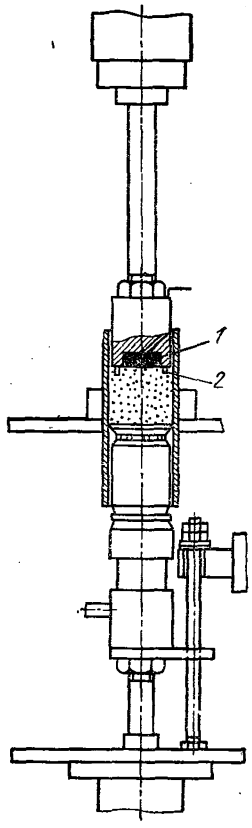


Рис. 286. Измерение влажности и температуры образца:

1 — датчик влажности; *2* — датчик температуры

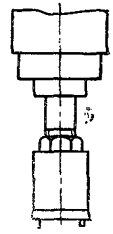
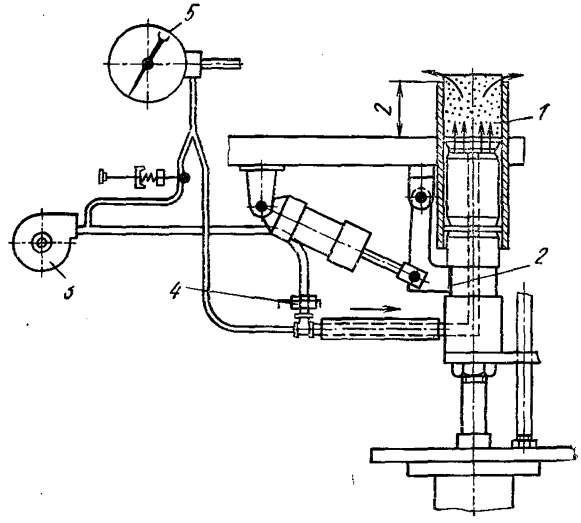


Рис. 287. Измерение газопроницаемости:

1 — образец; *2* — замок; *3* — вентилятор; *4* — калиброванный ниппель; *5* — манометр



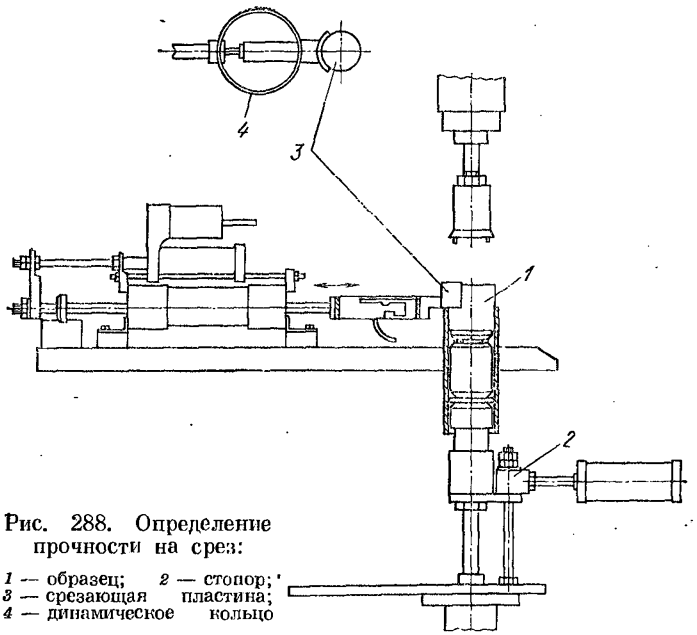


Рис. 288. Определение прочности на срез:

1 — образец; *2* — стопор; *3* — срезающая пластина; *4* — динамическое кольцо

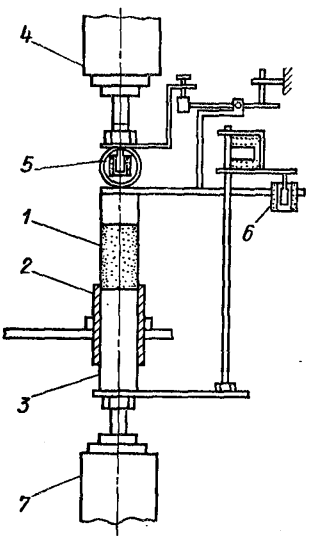


Рис. 289. Определение прочности на сжатие:

1 — образец; *2* — гильза; *3* — нижний пуансон; *4* — верхний пневмоцилиндр; *5* — динамометрическое кольцо; *6* — измерение деформации образца; *7* — нижний пневмоцилиндр

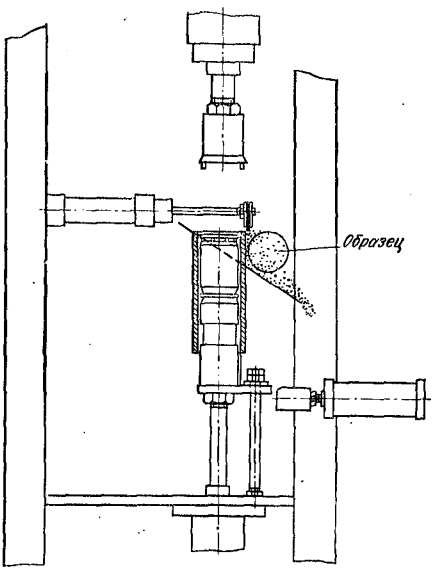


Рис. 290. Сброс образца после испытания

ниппель (подобно ускоренному методу контроля) и оценки газопроницаемости по сопротивлению (противодавлению) перед образцом (рис. 287). И, наконец, образец подвергается испытанию на срез (рис. 288) или на сжатие (рис. 289) с измерением как прочности, так и деформации, после чего использованный образец выталкивается из прибора (рис. 290), освобождая место для следующей, очередной пробы смеси.

По результатам контроля прочности смеси (на срез или на сжатие) производится автоматическое корректирование дозирования

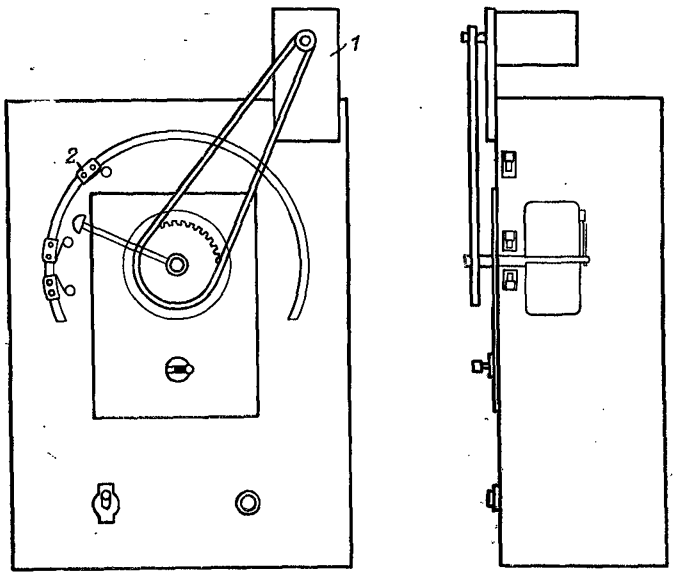


Рис. 291. Регулятор пределов изменения дозы связующей добавки:
1 — серводвигатель; *2* — ограничители

связующей добавки — пылевидного бентонита или глины в смеситель. Для этого (при отклонении от нормы трех показаний прочности из пяти соседних) контролирующий автомат-компьютер включает свой серводвигатель, который начинает вращаться в ту или иную сторону. С этим серводвигателем электрически связан другой такой же серводвигатель, который вращается синхронно с первым и изменяет баланс коромысла весов дозатора связующей добавки в установке со смесителем периодического действия (рис. 284, *а*) или же меняет скорость вращения тарельчатого питателя связующей добавки в установке со смесителем непрерывного действия (рис. 284, *б*). Диапазон изменения дозирования добавки ограничивается пределами, устанавливаемыми на регуляторе (рис. 291), связанном с серводвигателем компьютера.

§ 5. КОНТРОЛЬ ИЗНОСА ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ ПРИ ЕЕ ОБОРОТЕ В СИСТЕМЕ

Вопрос об износе формовочной смеси при ее обороте в системе можно рассматривать в двух аспектах: поддержания количественного баланса состава смеси и качественного изменения ее зерновой основы.

Количество активного компонента в смеси (активного бентонита, каменноугольной пыли, крахмалита) после каждой заливки уменьшается по мере прогрева формы теплотой металла отливки до температур деструкции данного компонента. Так, количество активного компонента, оставшегося в смеси после n-й заливки, может быть рассчитано по формуле

$$A_n = A\left(1 - \frac{q}{Q}\right)^n, \qquad (182)$$

где A — исходное количество компонента в смеси; q — масса смеси в той части формы вокруг отливки, которая прогревается к моменту выбивки до температур деструкции данного компонента; Q — масса смеси во всей форме.

По методике [60] можно рассчитать количество освежения смеси бентонитом, каменным углем и другими добавками.

Так, для автоматической литейной линии на ЗИЛе с размерами опок 1100 × $\times 750 \times \frac{285}{285}$ мм при массах в форме залитого металла 110 кг, стержней 12 кг и смеси 780 кг расчетное освежение по бентониту получилось 0,62%, каменноугольной пыли 0,15%, и крахмалиту 0,02% при принятых на практике эксплуатации системы 0,7—0,8%, 0,15—0,20% и 0,01—0,015% соответственно. На автоматических литейных линиях опочной формовки ВАЗа освежение по бентониту составляет 0,3—0,75%, по углю 0,14—0,33% и по крахмалиту 0,015—0,05%.

Освежение песком должно компенсировать унос смеси из системы вместе с отливками ($\approx 1\%$) и частичное превращение песчаных зерен в мелочь и пыль вследствие их растрескивания, с учетом некоторого пополнения за счет стержней, большая или меньшая часть которых может переходить в систему, в зависимости от организации технологического процесса. Чаще всего освежение песком устанавливается практически. Например, для автоматических литейных линий среднего автомобильного литья на ВАЗе оно составляет 1,5—3,5% и на ЗИЛе 1,3—1,45%.

Вопрос о качественных изменениях зерновой основы формовочной смеси при повторных заливках был исследован Ф. Хофманом [94].

Кварцевые зерна песчаной основы формовочной смеси при повторных заливках постепенно покрываются припекшейся к ним пленкой неактивной, шамотизированной глинистой составляющей. Эта так называемая оолитная пленка, более или менее пористая, покрывает поверхность кварцевых зерен сначала частично, затем более или менее сплошной оболочкой, утолщающейся от заливки к за-

ливке, по мере износа формовочной смеси. Чистые кварцевые зерна имеют свойство при нагреве теплотой отливки до 575 °С быстро расширяться вследствие аллотропического превращения α—β-кварца. При этом в литейной форме возникают напряжения, ведущие к образованию поверхностных и других дефектов отливок. Зерна кварца, покрытые припекшимися к ним инертными оолитными пленками, расширяются в меньшей степени при заливке, и с увеличением степени оолитизации зерен склонность смеси к образованию поверхностных дефектов на отливках уменьшается. При сильном износе смеси, т. е. при большой степени оолитизации зерен возникают дефекты отливок уже другого рода. Таким образом, практически существует некоторая оптимальная степень оолитизации (в некоторых пределах), при которой получается минимальное число отливок с дефектами из-за формовочной смеси.

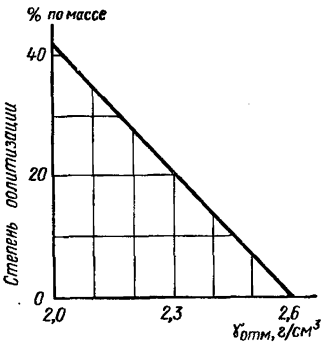


Рис. 292. Связь степени оолитизации формовочной смеси с плотностью отмытых и прокаленных зерен [94]

Плотность чистого кварцевого зерна равна 2,65 г/см³, а оолитных пленок около 1,8 г/см³. Таким образом, степень оолитизации зерен формовочной смеси может быть легко контролируема по плотности $\gamma_{отм}$ отмытой и прокаленной песчаной основы смеси (рис. 292) или (почти также точно) по плотности $\gamma_{вл}$ влажной, находящейся в рабочем состоянии формовочной смеси. В последнем случае определять $\gamma_{вл}$ рекомендуется пикнометром емкостью 100 мл на пробе смеси массой 25 г. Плотность влажной формовочной смеси является практически весьма простым и

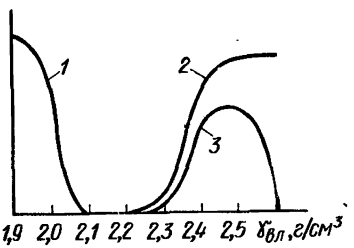


Рис. 293. Влияние средней плотности влажной формовочной смеси на склонность к образованию дефектов отливок [94]:

1 — пригар и раздутие; *2* — поверхностные дефекты; *3* — взрывной пригар

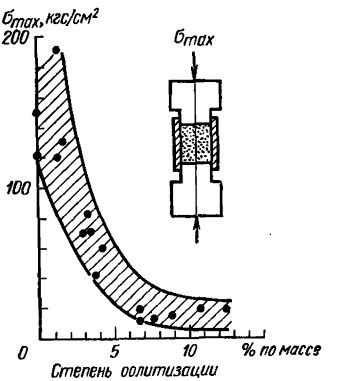


Рис. 294. Влияние степени оолитизации формовочной смеси на напряжения, возникающие при нагреве до 600—800 °С (при постоянной длине образца)

доступным критерием контроля износа формовочной смеси при обороте в системе.

Связь степени оолитизации формовочной смеси с дефектами отливок, по данным Ф. Хофмана, представлена на рис. 293. Как видно, меньше дефектных отливок получается при плотности влажной смеси $\gamma_{вл}$ от 2,1 до 2,3. Этому оптимальному интервалу соответствует значение плотности отмытой и прокаленной песчаной основы смеси $\gamma_{отм} = 2{,}2 \div 2{,}5$ г/см^3, или степень оолитизации (процент по массе пленок на зернах) в пределах приблизительно от 10 до 30%, что соответствует отношению объема пленки к объему всего зерна от 15 до 35%.

На рис. 294 приведены данные опытов Ю. Г. Чудина на ЗИЛе по определению напряжений в набитом в гильзе образце (∅ 30 мм, $l = 50$ мм) формовочной смеси, нагреваемом со скоростью 12—13 °С в минуту в печи дилатометра до 600—800 °С при принудительно фиксированной его длине. Как видно из графика, при малой степени оолитизации в образце развиваются большие сжимающие напряжения, а с увеличением степени оолитизации они резко падают.

Следует заметить, однако, что при степени оолитизации, превышающей 8%, возникает опасность получения отливок с очень грубой поверхностью и пригаром [76]. Таким образом, этот вопрос требует еще более тщательного изучения, и приведенную рекомендацию оптимальной степени оолитизации следует рассматривать лишь как предварительную. Тем не менее сама постановка данного вопроса заслуживает большого внимания.

§ 6. АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ ПО РАСХОДНЫМ БУНКЕРАМ

Распределение готовой формовочной смеси по расходным бункерам над формовочными машинами обычно производится с помощью ленточных конвейеров. Включение сбрасывающих плужков бункеров осуществляется при опорожнении бункеров. При автоматизации центральной смесеприготовительной системы привод плужков, для их опускания на ленту и поднимания, осуществляется с помощью электромагнита или пневмоцилиндра с электромагнитным управлением. Трудность здесь заключается в организации самой системы снабжения расходных бункеров формовочной смесью.

На практике нередко находит применение система независимого снабжения бункеров смесью. При этой системе каждый бункер индивидуален и включает свой плужок на сбрасывание в него смеси с ленты по мере потребности совершенно независимо от других бункеров линии. При расходе из бункера смеси и опускании ее до нижнего предельного уровня датчик нижнего уровня включает сбрасывающий плужок этого бункера, и тот опускается на ленту. Бункер наполняется. Когда смесь в бункере достигнет верхнего предельного уровня, датчик верхнего уровня выключает плужок, который приподнимается, и наполнение бункера прекращается. Недостаток этой системы в том, что бункера, последние по ходу лен-

точного конвейера, находятся в худшем положении, чем первые по ходу, которые «перехватывают» смесь и забирают ее с ленты. Поэтому последние бункера линии могут стать «голодающими».

Существует и другая система, называемая системой поочередного, или последовательно-принудительного снабжения бункеров смесью [44]. Она заключается в том, что расходные бункера линии формовки включаются на сбрасывание в них смеси с ленты поочередно, каждый бункер до полного его наполнения. Пока наполняются все последующие бункера линии, данный бункер может опорожняться. Емкость бункера должна быть рассчитана так, чтобы ее хватило на время цикла загрузки бункеров всей линии. Очевидно, что если T — продолжительность всего цикла наполнения бункеров, а n — число бункеров в линии, то время опоражнивания бункера при наиболее интенсивном отборе из него смеси на формовку не должно быть меньше

$$T - \frac{T}{n} = \frac{n-1}{n} T,$$

а продолжительность наполнения пустого бункера в сумме со временем срабатывания автоматики не должна превышать времени $\frac{T}{n}$.

Поочередное включение бункеров на наполнение их смесью с ленточного конвейера может быть осуществлено с помощью аппаратов типа командоконтроллера, или шагового искателя, с вращающимся ползунком или щеткой, коммутирующей соответствующие контакты привода плужков. Можно вместо этого применить систему электромагнитных реле, что упрощает аппаратуру [42, 48]. При такой системе в бункерах достаточно иметь по одному датчику, или ограничителю верхнего уровня наполнения. Заметим, что упомянутая система поочередного распределения принципиально применима и к раздаче формовочных смесей пневмотранспортом.

Принудительное снабжение бункеров формовочной смесью может осуществляться также и по другой, более сложной программе. В настоящее время разработан ряд такого рода систем.

Глава VI

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ МАЛОЙ МЕХАНИЗАЦИИ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ФОРМОВОЧНЫХ СМЕСЕЙ

Передвижные машины

В небольших литейных цехах единичного литья со ступенчатым режимом работы выбивка форм не сосредоточена в одном месте, а разбросана по всей площади пролета. В таких цехах приготовление облицовочной и стержневых смесей производится в централизованной установке, а наполнительная формовочная смесь приготовляется при помощи передвижных машин непосредственно на местах формовки.

Передвижные машины для приготовления наполнительной смеси передвигают по цеху на колесах или же переносят с места на место мостовым краном. Приготовление наполнительной смеси заключается в увлажнении отработанной, выбитой из опок смеси и пропускании ее через эти машины, в которые ее забрасывают вручную лопатой. Такие передвижные машины бывают единичными, с одним рабочим агрегатом (например, сито, магнитный сепаратор, разрых-

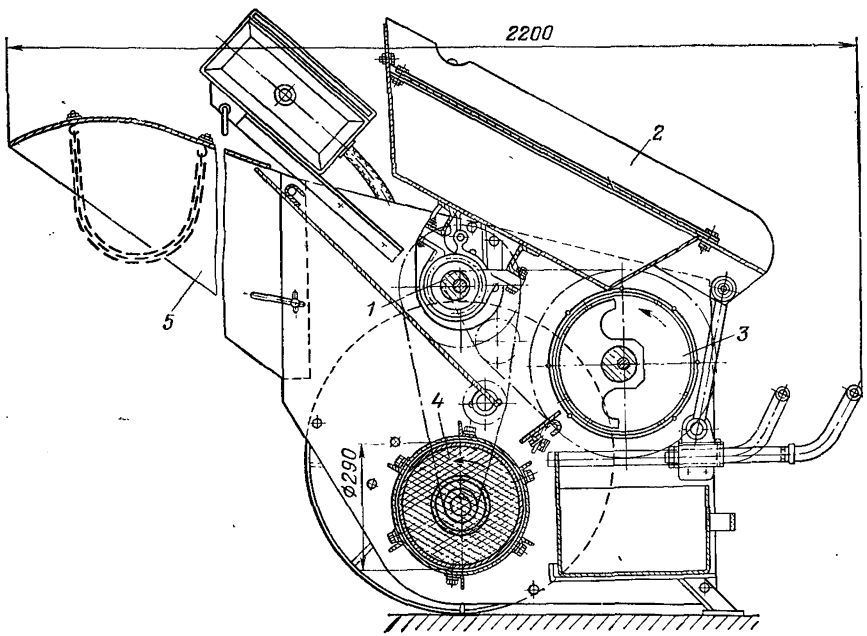


Рис. 295. Передвижная комбинированная смесеприготовительная машина:

1 — эксцентрик; *2* — качающееся сито; *3* — магнитный барабан; *4* — лопастной бросающий барабан; *5* — направляющий козырек

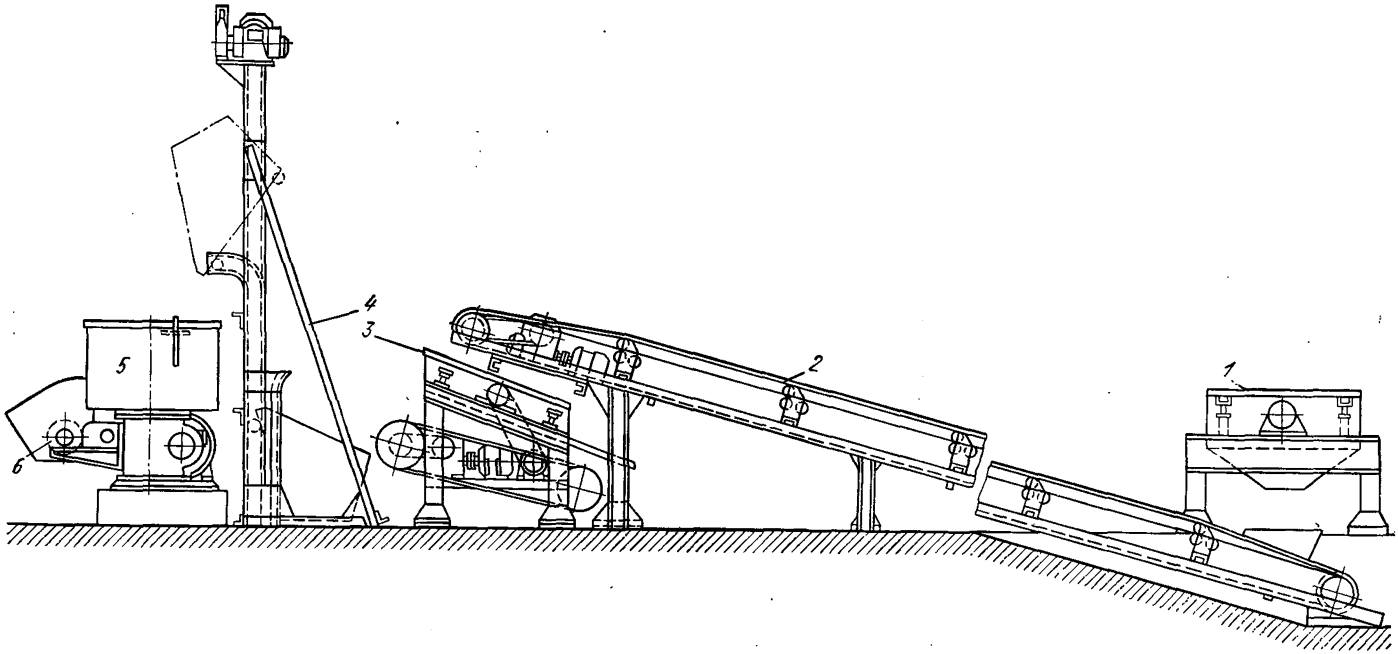


Рис. 296. Схема местной стационарной установки для приготовления наполнительной формовочной смеси:
1 — выбивная решетка; *2* — ленточный конвейер; *3* — вибрационное сито; *4* — скиповой подъемник; *5* — смешивающие бегуны; *6* — аэратор

литель), и комбинированными, с двумя-тремя рабочими агрегатами для выполнения двух и более технологических операций приготовления смеси.

Передвижная смесеприготовительная машина мод. 126, показанная на рис. 295, представляет собой комбинацию плоского качающегося сита, магнитного барабана и лопастного бросающего барабана — разрыхлителя. Материал забрасывается в корыто сита и выдается в виде струи, выбрасываемой лопастным барабаном и направляемой козырьком. Снизу к козырьку подвешены цепи, образующие цепную завесу, проходя которую, струя выбрасываемой готовой смеси лучше разрыхляется. Производительность этой машины 12 м³/ч.

Стационарные установки

В условиях единичного производства, когда в цехе имеются отдельные участки с формовочными машинами с более или менее однородной по размерам опок формовкой, рациональны местные стационарные установки для приготовления наполнительной формовочной смеси, а также для последующей подачи ее в расходные бункера. На рис. 296 показана схема подобной установки, состоящей из выбивной решетки, на которой сосредоточена выбивка форм с данного участка, ленточного конвейера с магнитным шкивом на конце, вибрационного сита и загружаемых скиповым подъемником смешивающих бегунов с встроенным в них аэратором на выдаче смеси.

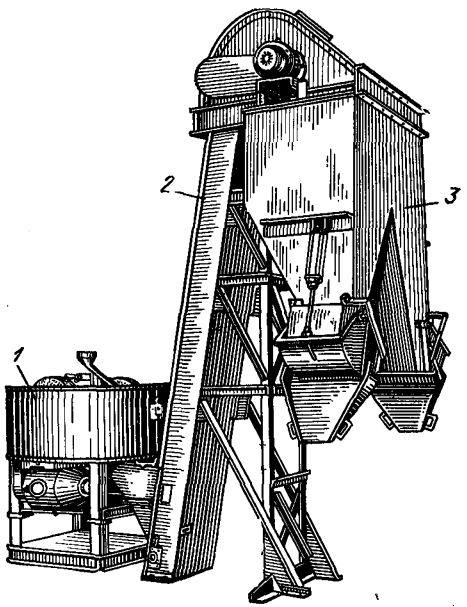


Рис. 297. Установка со смесителем, элеватором и расходными бункерами:

1 — смешивающие бегуны; *2* — элеватор; *3* — расходные бункера

На рис. 297 показана стационарная установка смешивающих бегунов, выдающих смесь в элеватор с встроенным в его верхнюю головку разрыхлителем. Элеватор поднимает смесь в расходные бункера, из которых ее и берут формовщики. Под бункерами могут находиться единичные формовочные машины, имеющиеся на таком участке. Загрузка составных частей смеси в бегуны в данной установке может производиться краном в кюбелях, либо к бегунам может быть присоединен скиповой подъемник.

Устройство расходных бункеров с элеватором, служащим для их наполнения, в условиях малой механизации рационально и без стационарных смесеприготовительных машин. Наполнительная смесь, в частности, может быть приготовлена с помощью передвижных машин и затем подана к элеватору краном в соответствующем контейнере. Выбрасываемая передвижной комбинированной смесеприготовительной машиной струя готовой наполнительной смеси может быть направлена и непосредственно в загрузочную воронку элеватора расходных бункеров.

Раздел третий

ОБОРУДОВАНИЕ СКЛАДОВ ШИХТЫ ПЛАВИЛЬНЫХ И ЗАЛИВОЧНЫХ ОТДЕЛЕНИЙ

Глава I

ОБОРУДОВАНИЕ СКЛАДОВ ШИХТЫ ЧУГУНОЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

Плавильные отделения подавляющего большинства чугунолитейных цехов оборудованы вагранками, которые до сих пор являются основными плавильными печами в литейных цехах серого чугуна и первым звеном в дуплекс-процессе при производстве отливок из ковкого и высокопрочного чугуна и отливок особо ответственного назначения из серого чугуна. Однако вагранка при всех ее положительных качествах (простота конструкции, непрерывность действия, небольшой расход топлива) имеет и серьезный недостаток: большой выброс отработанных газов (около 1000 м³ на 1 т расплавляемого чугуна). Эти газы содержат вредные примеси CO и SO_2, отравляющие окружающую среду, а также большое количество пыли (около 15 кг на 1 т расплавляемого чугуна), загрязняющей заводскую территорию. Поэтому современные ваграночные установки оборудуют установками для дожигания газов и подогрева дутья (для получения надлежаще высокой температуры жидкого чугуна) и очистки газов от пыли. Эти установки громоздки и дороги. Вследствие этого в последнее время наблюдается устойчивая тенденция отказа в чугунолитейных цехах от вагранок и перехода на электроплавку в крупных электродуговых (емкостью 40—50 т) и индукционных тигельных (промышленной частоты) печах (емкостью 20—30 т) с применением в качестве миксеров для стабилизации температуры и химического состава расплавленного металла также индукционных канальных печей (емкостью 50—60 т).

В качестве примера такого современного решения можно привести чугунолитейный цех Волжского автомобильного завода, в котором нет ни одной вагранки и вся плавка серого, ковкого и высокопрочного чугуна производится в электропечах дуплекс-процессом с вариантами дуговая печь — тигельный индукционный миксер, или индукционная тигельная печь — индукционный канальный миксер, или же индукционная тигельная печь — индукционный тигельный миксер.

Таким образом, современная типовая система механизации склада шихты чугунолитейных цехов может быть двух видов — при оборудовании плавильного отделения вагранками и при оборудовании электропечами.

Рассмотрим сначала первый вариант — с плавкой в вагранках.

§ 1. ТИПОВАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ СКЛАДОВ ШИХТЫ ЧУГУНОЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ С ПЛАВИЛЬНЫМИ ОТДЕЛЕНИЯМИ, ОБОРУДОВАННЫМИ ВАГРАНКАМИ

Типовой механизированный склад шихты чугунолитейного цеха устраивают в закрытом помещении в пролете шириной обычно 24 м, перекрытом мостовым электрическим краном. Он примыкает непосредственно к плавильному отделению цеха. Склад обычно (но не всегда) по длине занимает весь пролет. Если цех имеет общую длину, то часто в том же пролете склада шихты помещается и склад формовочных материалов. Внутри склада, вдоль его наружной стены, проложен подъездной железнодорожный путь для подачи вагонов

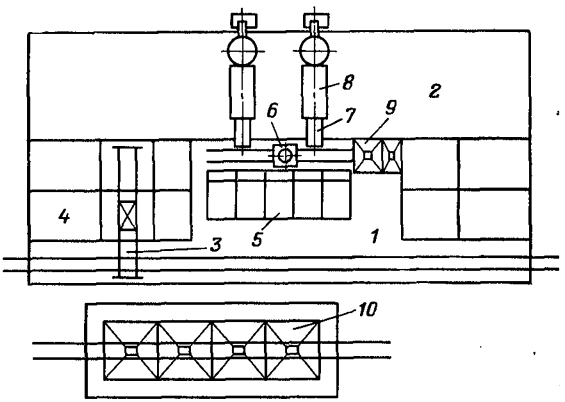


Рис. 298. Схема механизированного склада шихты чугунолитейного цеха с плавильным отделением, оборудованным вагранками:

1 — склад шихты; *2* — плавильное отделение; *3* — мостовой магнитный кран; *4* — закрома; *5* — суточные бункера; *6* — весовая тележка; *7* — роликовые конвейеры; *8* — наклонные подъемники для загрузки вагранок; *9* — бункера для кокса и флюса; *10* — разгрузка кокса

с материалами (рис. 298). Поступающие на склад материалы выгружают из вагонов на разгрузочную площадку, которая устроена вдоль всего подъездного пути со стороны склада. Ширина полосы, занятой железнодорожным путем вместе с разгрузочной площадкой, составляет около 6 м. Остальная площадь склада, кроме площади для шихтовки перед ваграночным отделением, отведена для устройства мест хранения материалов.

Места хранения представляют собой закрома для различных материалов, разделенные перегородками, высота в них чушкового чугуна и лома составляет 3—4 м. Материалы передаются в закрома с разгрузочной площадки с помощью одного или нескольких мостовых электрических кранов (один кран приблизительно на 50 м длины склада). Кран снабжен магнитной шайбой для переноски металла (мостовой магнитный кран), грузоподъемность такого крана 5 т.

Из мест хранения материалы по мере их расходования транспортируются тем же магнитным краном к месту составления шихты, которое расположено на складе перед ваграночным отделением цеха. Здесь установлены чушколом для дробления чушек чугуна (при наличии в цехе вагранок малого диаметра) и дробилка для флюса. Разбивка крупного лома производится копром, большей частью вне склада шихты.

Подготовленные таким образом шихтовые металлические материалы передаются магнитным краном в суточные бункера. На рис. 299, *а* и *б* показаны современные механизированные суточные бункера, имеющие дно в виде полотна усиленного пластинчатого (тракового) конвейера, который выдает из них куски шихтового материала в бадью или короб, находящийся на весовой тележке.

Составление шихты заключается в отмеривании в загрузочную бадью заданного количества металлических материалов на одну колошу. Для этого бадья, установленная на весовой тележке, подвозится поочередно к суточным закромам (рис. 299, *а*).

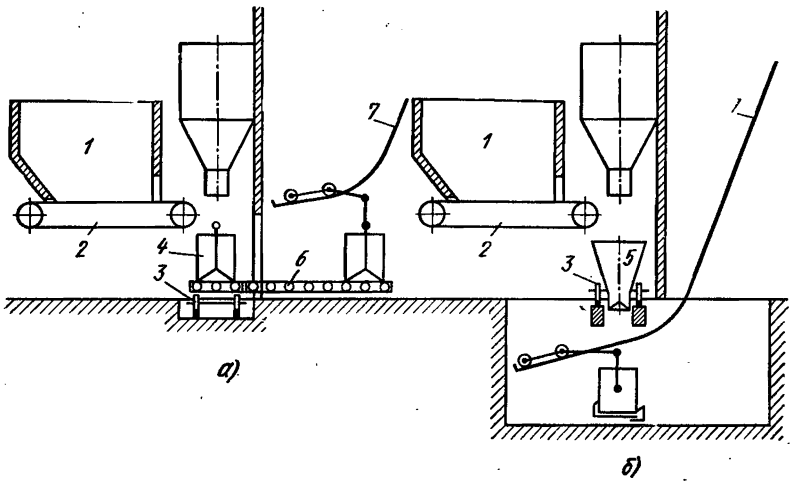


Рис. 299. Схемы установок для навески шихты из суточных бункеров в оборотные бадьи (*а*) и в постоянную бадью подъемника (*б*):

1 — суточные бункера; *2* — пластинчатый конвейер; *3* — весовая тележка; *4* — оборотная бадья; *5* — весовой короб-дозатор; *6* — роликовый конвейер; *7* — наклонный подъемник

Кокс подается в саморазгружающихся вагонах по отдельному подъездному пути и разгружается в ямные бункера, которые служат складом кокса. Из них кокс системой ленточных конвейеров передается, после отсева мелочи, в бункера, находящиеся в плавильном отделении. Из этих бункеров кокс насыпается в загрузочные бадьи. Флюс проходит тот же путь подачи, что и кокс. Флюс чаще всего загружается в бадью с коксом.

Весовая тележка обычно имеет электродвигатель, ток к которому подводится по троллейным проводам. Путь весовой тележки должен быть уложен строго по ватерпасу во избежание ошибки в показаниях весов.

По поперечному роликовому конвейеру, имеющемуся на платформе весовой тележки, груженая бадья с колошей металла или топлива сталкивается на стационарный роликовый конвейер и подается по нему в плавильное отделение к скиповому наклонному подъемнику.

Наклонный скиповой подъемник является типовым устройством для загрузки шихты в вагранки в современных чугунолитейных цехах. В случае, если он работает с оборотными бадьями, циркулирующими на весовой тележке для навески в них шихты (рис. 299, *а*), очередная оборотная бадья с металлической шихтой или с колошей кокса подвешивается на крюк тележки подъемника, поднимается им и вводится внутрь шахты вагранки, где и опорожняется. Коническое днище бадьи при этом опускается, и шихта падает в вагранку центрально, располагаясь в шахте горизонтальными, правильными слоями. Наклонный подъемник может иметь свою закрепленную (на нем) постоянную несъемную бадью (рис. 299, *б*). В этом случае весовая тележка имеет весовой короб, или дозатор, в который и набираются порции шихты. Затем шихта пересыпается в бадью подъемника.

Мостовой магнитный кран. Для подъема и транспортирования ферромагнитных шихтовых материалов (чушкового чугуна, лома, возврата и пр.) на складах шихты чугуно- и фасонно-сталелитейных цехов применяют мостовые краны грузоподъемностью 5 и 10 т с подвешенной на крюке магнитной шайбой (мостовые магнитные краны).

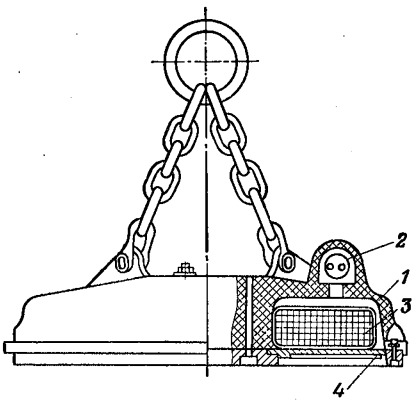


Рис. 300. Магнитная шайба:
1 — корпус; *2* — разъем; *3* — обмотка; *4* — плита из немагнитной стали

Магнитная шайба (рис. 300) представляет собой электромагнит, который опускается краном на кучу материала. При включении тока куски материала притягиваются к шайбе. Затем шайба поднимается краном и вместе с материалом переносится к месту разгрузки. Там ток выключают, и куски материала падают вниз.

Как показано на рисунке, на корпусе шайбы имеется разъем для присоединения кабеля, спускающегося с тележки крана и подводящего постоянный ток к обмотке. Сердечником обмотки служит корпус шайбы. Снизу полость обмотки закрыта кольцевой плитой. Эту плиту делают из немагнитной марганцовистой стали для предупреждения замыкания через нее магнитного потока и для направления магнитных силовых линий в поднимаемый шайбой материал.

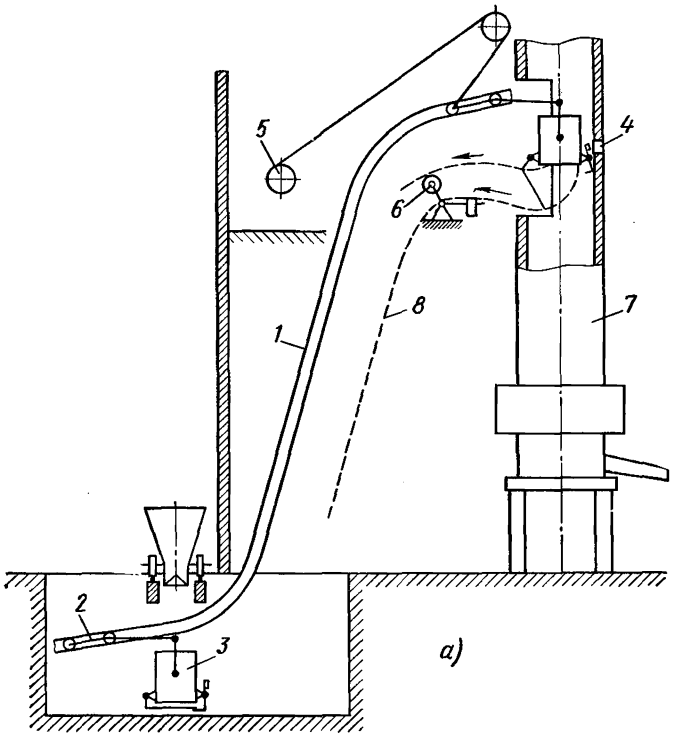
Подъемная сила магнитной шайбы зависит от магнитной проницаемости материала, который она поднимает, и пропорциональна квадрату этой величины. Поэтому подъемная сила магнитной шайбы больше для углеродистой стали, меньше для серого чугуна и равна нулю для аустенитной стали. Для сплошных поднимаемых тел подъемная сила шайбы больше, для кусковых материалов меньше (например, для чушкового чугуна), а для стружки еще меньше вследствие еще большей ее дисперсности.

Тележка мостового магнитного крана имеет добавочный барабан для кабеля, спускающегося к магнитной шайбе и подводящего к ней постоянный ток. Этот дополнительный барабан должен вращаться синхронно с основным грузовым барабаном тележки. В случае, если данный магнитный кран должен также работать с грейфером, на крюк его вместо магнитной шайбы подвешивают грейфер, при котором используется добавочный барабан тележки крана для спуска к нему кабеля. Если необходимо часто пользоваться и магнитной шайбой, и грейфером, например на крупном комбинированном складе шихты и формовочных материалов, то рационально применять кран с двумя тележками — одной тележкой для магнитной шайбы и другой для грейфера (мостовой магнитно-грейферный кран).

Наклонный подъемник для центральной загрузки вагранок. Наклонный подъемник для центральной загрузки шихты в вагранки, как отмечалось ранее, может иметь постоянную бадью или сменные оборотные бадьи. На рис. 301, *а* показана схема подъемника с постоянной загрузочной бадьей, имеющей откидывающееся на шарнире днище, удерживаемое в закрытом положении рычажным запором. Когда в верхнем положении тележки бадья входит внутрь шахты вагранки, конец рычага запора ударяется об упор; запор освобождает днище бадьи, которое откидывается на шарнире, и бадья разгружается. При опускании тележки с пустой бадьей днище ее наезжает на ролик, который заставляет днище закрыться, а подпружиненный рычаг запора защелкивает крючок и запирает днище.

Подъемник с постоянной бадьей требует пересыпания в нее набранной колоши шихты из дозатора весовой тележки. Это не только усложняет установку, но и нежелательно с технологической стороны, так как для лучшего проплавления различные по характеру и размерам составляющие шихты желательно загружать в колошу в определенном порядке; при пересыпании же они перемешиваются.

Наклонный загрузочный подъемник для использования оборотных бадей без промежуточной пересыпки их содержимого схематически представлен на рис. 301, *б*. Трасса его имеет две колеи — одну более узкую, для передней оси тележки, другую более широкую, по которой идут катки задней оси тележки. В верхнем положении передняя ось тележки идет по своим рельсам по направлению к вагранке до упора, а задняя ось в это время проходит по своим рельсам выше, подтягиваемая кверху тросом лебедки. При этом консоль тележки с подвешенной на конце ее бадьей как бы кланяется, а бадья внутри шахты вагранки опускается. При этом происходит ее опорожнение. Цилиндрическая обечайка бадьи задерживается, садится своим фланцем на специальные опоры внутри шахты вагранки, а коническое дно бадьи опускается вместе с крюком тележки подъемника. Через образующееся кольцевое пространство шихта из бадьи вываливается и центрально падает в вагранку. Для вывода тележки с пустой бадьей из шахты вагранки используется противовес. Этот противовес при подъеме тележки и при приходе ее задней оси в крайнее верхнее положение поднимается в показанное штриховыми линиями



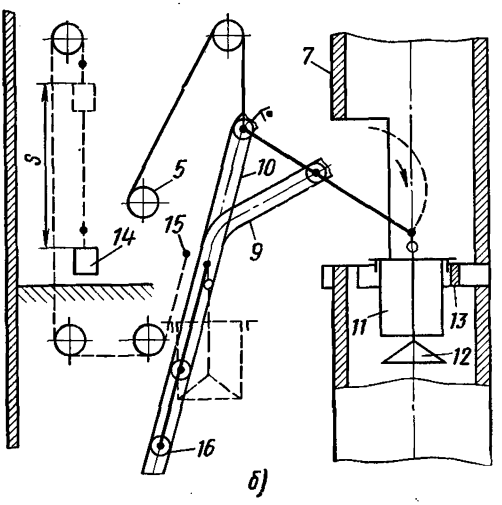


Рис. 301. Схемы наклонного подъемника с постоянной бадьей (*а*) и с использованием оборотных бадей с коническим днищем (*б*):

1 — трасса подъемника; *2* — тележка; *3* — загрузочная бадья; *4* — упор для открывания днища; *5* — барабан лебедки; *6* — ролик для закрывания днища бадьи при опускании тележки; *7* — вагранка; *8* — ограждение; *9* — путь катков передней оси тележки; *10* — путь катков задней оси; *11* — цилиндрический корпус бадьи; *12* — коническое днище бадьи; *13* — опора для фиксации цилиндрической обечайки бадьи при разгрузке; *14* — противовес; *15* — конец троса противовеса; *16* — ловитель конца троса противовеса

положение самой тележкой, захватывающей по пути конец троса противовеса.

Применение наклонных скиповых подъемников для центральной загрузки шихты в вагранки более рационально по сравнению с применением мостовых шарнирных кранов, так как не требует пребывания крановщика наверху на колошниковой площадке, в атмосфере с повышенной загазованностью, и, кроме того, упрощает и удешевляет строительную конструкцию пролета плавильного участка.

§ 2. АВТОМАТИЗАЦИЯ НАБОРА И ЗАГРУЗКИ ШИХТЫ В ВАГРАНКИ

Набор металлической шихты в бадью из немеханизированных суточных бункеров является трудоемкой и физически тяжелой работой, механизация и автоматизация которой имеет большое практическое значение. Система дозировки шихты, подачи ее к вагранкам и загрузки в них может быть полностью автоматизирована на основе применения весовых дозирующих устройств и наклонных скиповых подъемников для загрузки.

По заданному составу (по массе) шихты дозаторы могут подавать из суточных бункеров соответствующее количество составляющих шихты в бадью скипового подъемника. Последний поднимает бадью в вагранку и там разгружает ее. При следующем цикле подъемник поднимает бадью с коксом и известняком.

Такая циклическая работа подъемника и дозаторов металлической шихты и топлива в определенном темпе (обычно 10 колош в час, т. е. 10 бадей с металлом и 10 бадей с коксом) должна блокироваться от уровнемера шихты, который при наполнении шахты вагранки сверх известного уровня приостанавливает работу системы до тех пор, пока уровень шихты опустится ниже некоторого установленного предела. Могут быть использованы уровнемеры разнообразных систем: в виде механического щупа типа шомпола, выдвигаемого пневмоцилиндром, в виде устройства с применением изотопов и др.

§ 3. МЕХАНИЗАЦИЯ УБОРКИ ШЛАКА ОТ ВАГРАНОК

Если жидкий шлак обильно поливать водой, то он при затвердевании раздробляется (гранулируется), превращаясь в мелкие куски и зерна. Такой гранулированный шлак удобно удалять от вагранки механизированным путем. Для этого шлак из желоба вагранки выпускают в металлический наклонный желоб, куда подводится по трубе вода.

Шлак в этом желобе гранулируется и уносится по нему с водой в приямок, откуда с помощью наклонного ковшового элеватора и ленточного конвейера транспортируется в бункер. Наклонный элеватор имеет ковши с просверленными в них мелкими отверстиями, через которые вода стекает обратно в приямок, а излишек ее удаляется по сливной трубе в канализацию. Из бункера шлак попадает в яму

на складе шихты и оттуда вывозится на железнодорожных платформах.

Кроме описанного способа грануляции шлака на желобе, применяют более простой способ грануляции шлака в колодце. В бетонный колодец, находящийся под шлаковым желобом вагранки, ставят железный короб с перфорированными стенками. В колодце циркулирует вода. Шлак из желоба вагранки стекает в колодец и гранулируется. Когда короб наполнится шлаком, его вынимают из колодца, а на его место ставят пустой короб. Для подъема коробов и транспортирования их на склад шихты для опорожнения обычно устраивают подвесной путь (монорельс) с электрической талью.

§ 4. МЕХАНИЗАЦИЯ СКЛАДОВ ШИХТЫ ЧУГУНОЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ С ЭЛЕКТРОПЕЧАМИ

В качестве примера рассмотрим склад чугунолитейного цеха Волжского автозавода (рис. 302). Склад занимает два пролета шириной по 24 м, длиной по 144 м и расположен на нулевой отметке. Плавильное отделение, примыкающее к складу, размещается также в пролете шириной 24 м. Печная площадка расположена на уровне второго этажа цеха (на отметке 7,2 м) и, таким образом, приподнята над уровнем склада шихты.

Выплавка серого чугуна для блока цилиндров, а также ковкого и высокопрочного чугуна производится дуплекс-процессом: дуговая печь емкостью 40 т — индукционная тигельная печь емкостью 20 т. У каждой дуговой печи имеется по две индукционных; перелив металла в них производится по перекидному желобу. Серый чугун общего назначения выплавляется также дуплекс-процессом: индукционная тигельная печь емкостью 25 т — индукционная канальная печь емкостью 57 т. Некоторые сорта серого чугуна выплавляются симплекс-процессом в тигельных индукционных печах емкостью 6 т.

Шихтовые материалы доставляются на склад по подъездным железнодорожным путям, разгружаются двумя мостовыми магнитными кранами (грузоподъемностью 10 т) первого пролета и хранятся в закромах. В первом же пролете имеется барабанная сушильная печь для сушки металлической стружки.

Возврат, доставляемый из цеха в ящиках автопогрузчиками, проходит очистку в барабанах, расположенных между первым и вторым пролетами склада и разгружающихся непосредственно в суточные бункера, куда подаются кранами и другие шихтовые материалы.

Для загрузки в печи шихта дозируется в бадьи с откидным днищем, установленные на весовых тележках. Загрузка бадей осуществляется мостовыми кранами второго пролета склада, имеющими магнитные шайбы регулируемой грузоподъемности. Точность взвешивания составляет ± 10 кг. Емкость бадей для загрузки дуговых печей емкостью 40 т составляет по 20 т шихты. Индукционные печи емкостью 25 т загружаются бадьями емкостью по 6 т шихты. После загрузки бадьи шихтой весовая тележка перемещается под шахту, через которую мостовой кран плавильного пролета поднимает бадью

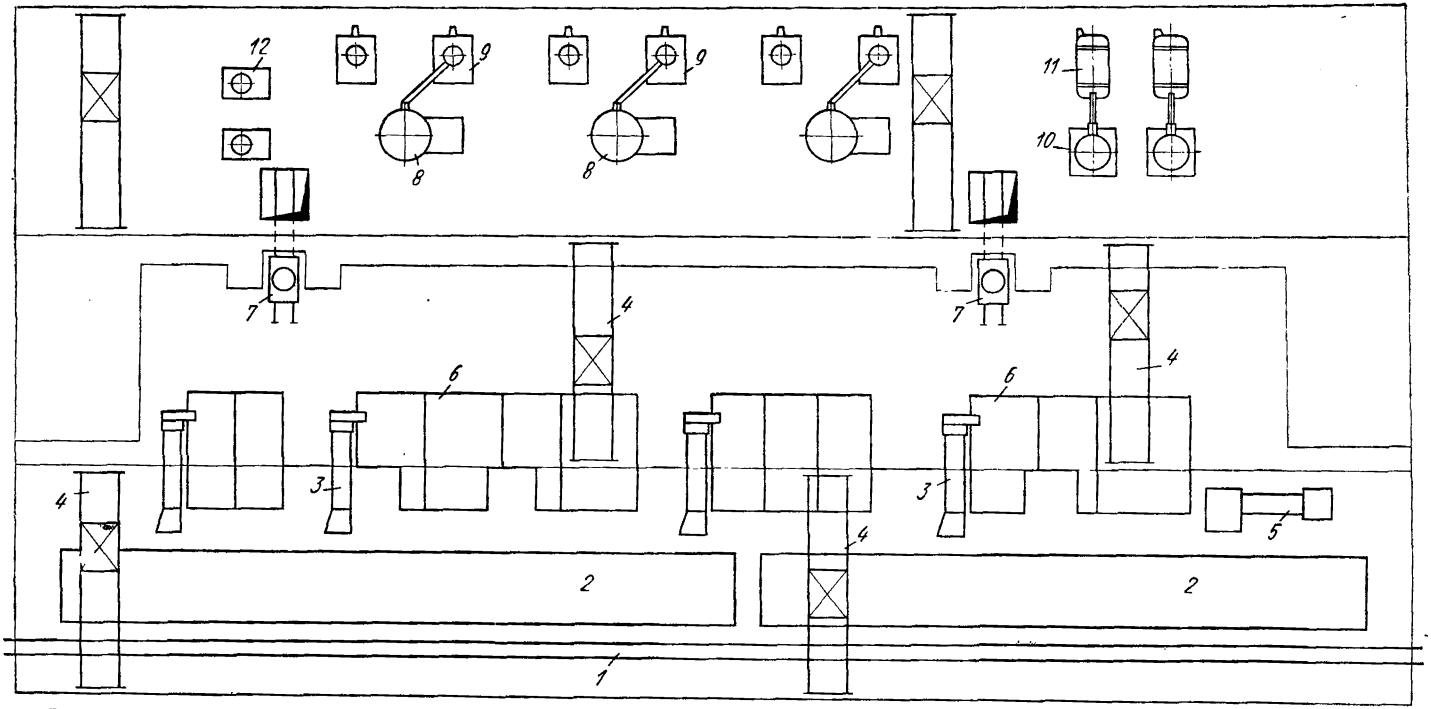


Рис. 302. Схема склада шихты и плавильного отделения чугунолитейного цеха Волжского автомобильного завода:

1 — подъездной путь; *2* — закрома; *3* — барабаны для очистки возврата; *4* — мостовые магнитные краны грузоподъемностью 10 т; *5* — установка для сушки стружки; *6* — суточные бункера; *7* — весовые тележки; *8* — дуговые электропечи емкостью 40 т с основной футеровкой; *9* — индукционный тигельный миксер емкостью 20 т; *10* — индукционная тигельная печь емкостью 25 т с кислой футеровкой и трехфазный трансформатор для нее; *11* — индукционный канальный миксер емкостью 57 т; *12* — индукционная тигельная печь емкостью 6 т с кислой футеровкой

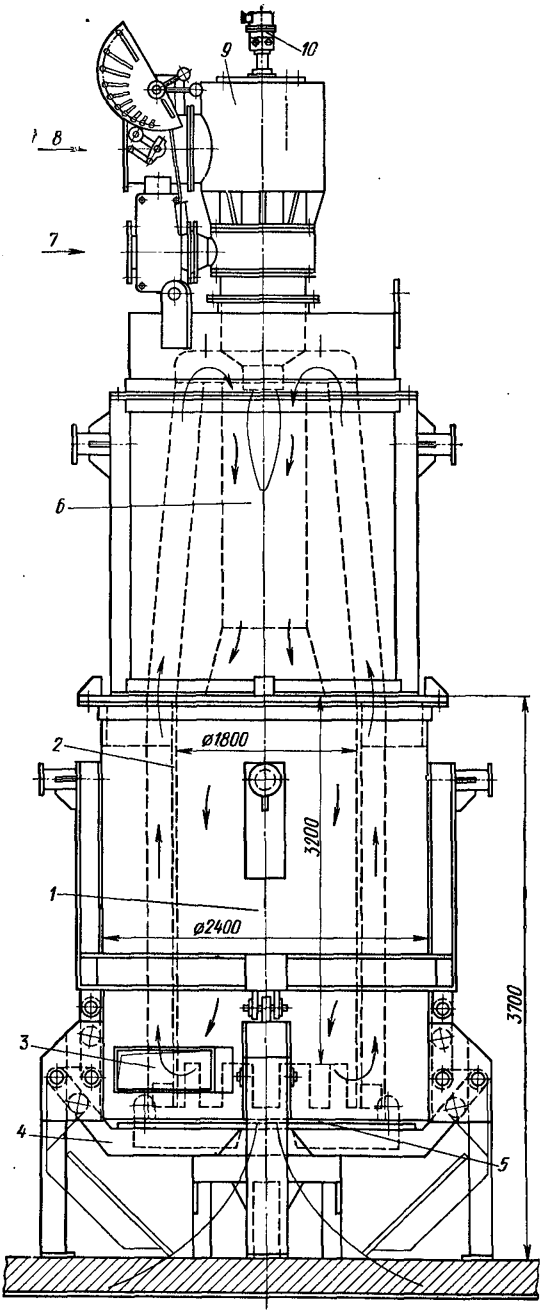


Рис. 303. Загрузочная бадья с подогревом шихты:

1 — корпус бадьи; *2* — внутренний цилиндр; *3* — выход газов; *4* — наружные створки днища; *5* — внутренние створки; *6* — камера сгорания; *7* — газ; *8* — воздух; *9* — газовая горелка; *10* — горелка для зажигания

на печную площадку и разгружает ее в печь. При загрузке дуговой печи свод печи поднимается и отводится в сторону, поворачиваясь на 90° на поворотном мосту печи.

В новых чугунолитейных цехах с электропечами, как правило, производится предварительный подогрев шихты непосредственно в загрузочной бадье. Для этого бадья выполняется в виде наружного цилиндрического корпуса с футеровкой и внутреннего железного цилиндра, в котором собственно и помещается шихта (рис. 303). Снизу бадья закрывается откидывающимися створками днища. Для подогрева бадья, загруженная шихтой, ставится под нагревательную камеру, имеющую сверху мощную газовую горелку (или нефтяную форсунку). Продукты горения с температурой ≈ 1000 °С, проходят сверху вниз сквозь шихту, затем уходят из внутреннего цилиндра через окна внизу его и поднимаются кверху, омывая обечайку с шихтой снаружи, и снова поступают на рециркуляцию. Часть газов при этом выходит внизу через окно в наружном корпусе бадьи.

Шихта в таких устройствах нагревается неравномерно, и под температурой подогрева здесь следует понимать лишь некоторую среднюю температуру шихты. В применяющихся промышленных установках эта средняя температура подогрева обычно составляет 600—650 °С, что достигается за время подогрева ≈ 10—12 мин. Подогретая в бадье шихта далее передается к плавильной дуговой или тигельной индукционной печи и разгружается в нее. Подогрев шихты в загрузочных бадьях дает значительную (20—25%) экономию электроэнергии при плавке чугуна в электропечах [71, 75] и ускорение цикла плавки.

Глава II

ОБОРУДОВАНИЕ СКЛАДОВ ШИХТЫ ФАСОННО-СТАЛЕЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

§ 1. ТИПОВАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ СКЛАДОВ ШИХТЫ

Литейные цехи фасонного стального литья могут иметь в качестве плавильных агрегатов мартеновские печи, электропечи или конверторы малого бессемерования. В зависимости от этого применяется и система механизации склада шихты и загрузки шихты в печи. На рис. 304 показана схема поперечного разреза склада шихты и печного пролета фасонно-сталелитейного цеха, оборудованного мартеновскими печами.

Склад шихты представляет собой крытый пролет, обслуживаемый подъездным путем и мостовым мульдомагнитным краном. Этот кран имеет тележку с двумя механизмами подъема. Главный механизм имеет специальный захват, с помощью которого он подхватывает загрузочные стальные короба для шихты, так называемые мульды, и переносит их со склада на балкон рабочей площадки печного пролета. Вспомогательный подъемный механизм имеет крюк для подвешивания к нему магнитной шайбы. С помощью магнитной шайбы производится загрузка мульд шихтой из закромов, в которых она хранится.

Ширина пролета склада обычно 24 м, а иногда и больше. Нормальная грузоподъемность мульдомагнитного крана 10/5 т (10 т для мульд и 5 т на крюке подвеса магнитной шайбы).

Для загрузки шихты в печь обычно применяют мульдозагрузочный кран. Он представляет собой мостовой кран с двумя тележками. Главная тележка имеет вертикальную колонну, вращающуюся вокруг своей оси. На нижнем конце колонны имеется горизонтальный хобот и кабина крановщика.

Хобот может вместе с колонной подниматься, опускаться и, кроме того, качаться около точки подвеса в вертикальной плоскости и поворачиваться вокруг своей оси. Кран берет концом хобота мульду с балкона рабочей площадки, вводит ее внутрь печи, там опорожняет опрокидыванием, после чего возвращает пустую мульду на балкон печной площадки. Вспомогательная тележка крана имеет обыкновенный механизм подъема с простым крюком. Грузоподъемность мульдозагрузочного крана в зависимости от емкости мартеновской печи в фасонно-сталелитейных цехах принимают в пределах от 3/10 до 5/15 т (первая цифра — для хобота, вторая — для крюка вспомогательной тележки).

В фасонно-сталелитейных цехах с дуговыми электропечами, как и в чугунолитейных цехах, склад шихты обслуживается подъездным путем и мостовым магнитным краном (рис. 305). Шихтовые материалы хранятся в закромах.

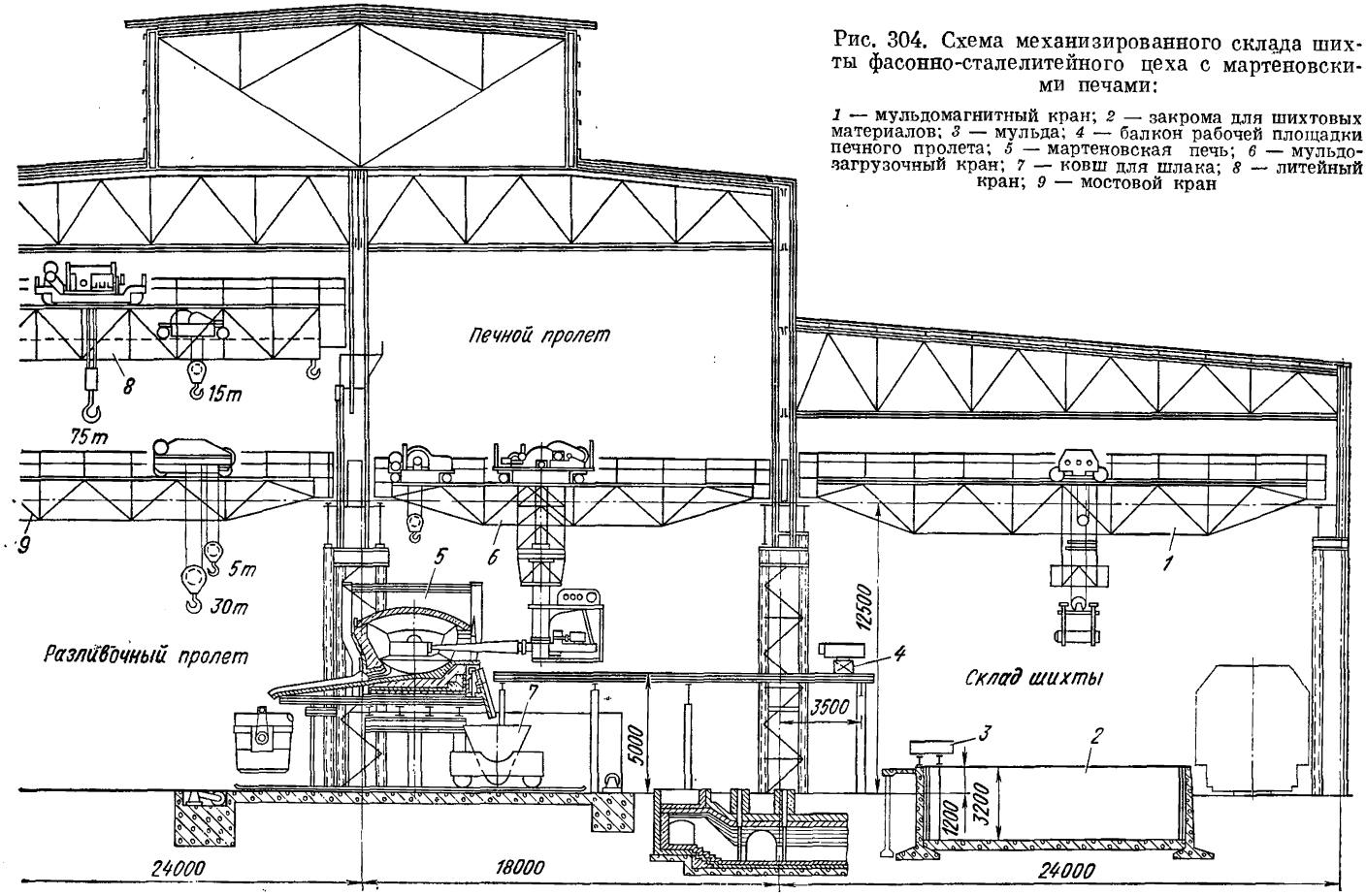


Рис. 304. Схема механизированного склада шихты фасонно-сталелитейного цеха с мартеновскими печами:

1 — мульдомагнитный кран; *2* — закрома для шихтовых материалов; *3* — мульда; *4* — балкон рабочей площадки печного пролета; *5* — мартеновская печь; *6* — мульдозагрузочный кран; *7* — ковш для шлака; *8* — литейный кран; *9* — мостовой кран

Загрузка шихты в электроплавильные печи производится лотками, бадьями и корзинами. Лоток подвешивается цепями к крановой тележке, имеющей два механизма подъема. В лоток помещается шихта

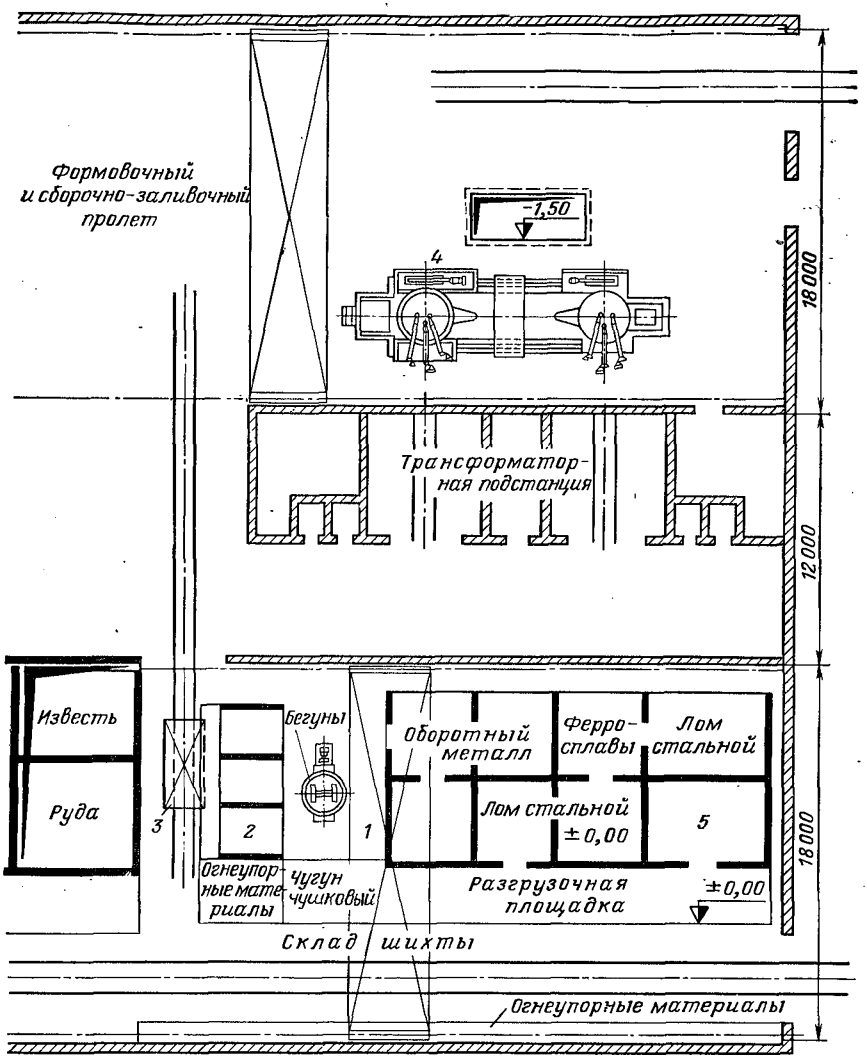


Рис. 305. Схема механизированного склада шихты фасонно-сталелитейного цеха с дуговыми электропечами:

1 — мостовой магнитный кран; *2* — суточные бункера; *3* — весовая тележка; *4* — дуговые электропечи; *5* — закрома для шихтовых материалов

на всю плавку печи. Конец лотка вводится в загрузочное отверстие печи. Опусканием передних цепей и подъемом задних лоток приводится в наклонное положение, и шихта с него соскальзывает в печь.

Крупные печи загружаются сверху, причем свод печи снимается или отодвигается в сторону. В таком случае для загрузки применяют или бадьи с раскрывающимся дном, или особые проволочные корзины. Корзина имеет поясное кольцо, прикрепленное к траверсе, поднимаемой краном. Свод печи снимается и откатывается в сторону на специальной тележке. Проволочная корзина опускается через отверстие корпуса печи на дно, отцепляется от поясного кольца и вместе с шихтой остается и расплавляется в печи. Чтобы каждый раз не использовать новой проволочной корзины, применяют корзины, в которых к поясному кольцу на шарнирах присоединены секторы. Концы этих секторов связывают веревкой, которая при опускании корзины на дно печи быстро сгорает, и секторы при поднимании корзины расходятся в стороны, оставляя шихту на дне печи. Крупные дуговые электропечи иногда загружают шихтой также с помощью мульдозагрузочных кранов.

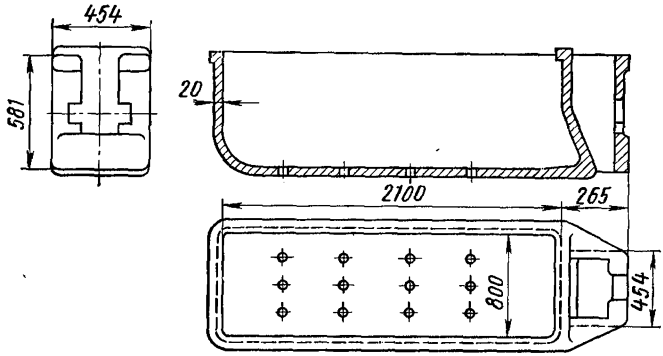


Рис. 306. Мульда емкостью 1 м³. Собственная масса 950 кг

Навеску шихты как при ручной, так и при механизированной ее загрузке рационально производить на складе шихты на весовой тележке из суточных бункеров.

В фасонно-сталелитейных цехах, оборудованных малыми бессемеровскими конверторами, твердую шихту приходится готовить и загружать в вагранки. Вся система механизации склада шихты остается в этом случае такой же, как в чугунолитейном цехе.

Передача и заливка жидкого чугуна из вагранок в конверторы производятся с помощью обыкновенного мостового электрического крана, имеющегося в разливочном пролете. В этом пролете обычно ставят и конверторы.

Мостовой мульдомагнитный кран. Мостовые мульдомагнитные краны применяют на складах шихты фасонно-сталелитейных цехов с мартеновскими печами. Они предназначены для загрузки шихты в мульды (рис. 306) и для подачи груженых мульд на балкон печной площадки. Мостовой мульдомагнитный кран имеет мульдомагнитную тележку, снабженную крюком для подвешивания магнитной шайбы и специальным захватом для подъема сразу трех-четырех мульд.

Схема подъемных механизмов мостового мульдомагнитного крана показана на рис. 307.

Механизм для подъема магнитной шайбы, кроме основного барабана, имеет добавочный барабан для кабеля. Механизм для подъема мульд имеет барабан с пятью нарезными участками. Средний участок служит для троса *3* механизма замыкания захвата. На остальные четыре участка барабана навивают тросы *1* и *2* полиспастов для подъема рамы захвата. Из них две ветви навивают непосредственно

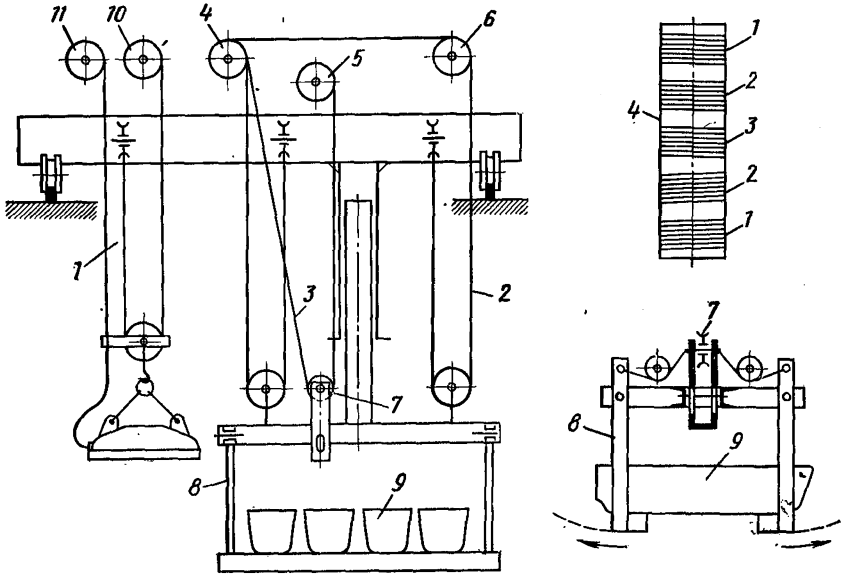


Рис. 307. Схема подъемных механизмов тележки мульдомагнитного крана:

1 и *2* — тросы полиспастов подъема рамы захвата; *3* — трос замыкания захвата; *4* — барабан подъема захвата; *5* — замыкающий барабан; *6* — направляющий блок; *7* — подвижный блок рамы захвата; *8* — боковины захвата; *9* — мульда; *10* — барабан подъема магнитной шайбы; *11* — барабан для кабеля

на барабан, а две другие — через направляющие блоки. Рама захвата имеет жестко скрепленный с ней вертикальный стержень, который при подъеме рамы движется в жесткой направляющей.

Боковины рамы захвата отводятся в стороны с помощью особого замыкающего троса *3*. Этот трос одним концом навивается наверху на барабан подъема рамы, затем перекидывается внизу через направляющий блок, подвижно прикрепленный на раме захвата, и второй его конец навивается наверху на специальный барабан замыкания захвата. Этот барабан приводится от электродвигателя.

При наматывании троса на барабан замыкания захвата происходит подъем направляющего блока в пределах хода пальца в прорези в раме захвата. Боковины захвата при этом раскрываются. При сматывании троса с барабана замыкания направляющий блок опу-

скается. Боковины захвата под действием силы тяжести закрываются и захватывают мульды.

Мульдомагнитные краны изготовляют иногда также с двумя тележками — магнитной и мульдовой. При этом каждая тележка имеет свой рельсовый путь на мосту крана или же они находятся на одном общем рельсовом пути. В последнем случае тележка для мульд располагается на кране со стороны печного пролета, а магнитная тележка — с противоположной стороны.

Мульдозагрузочный кран для мартеновских печей. Крановые загрузочные машины, или мульдозагрузочные краны, являются

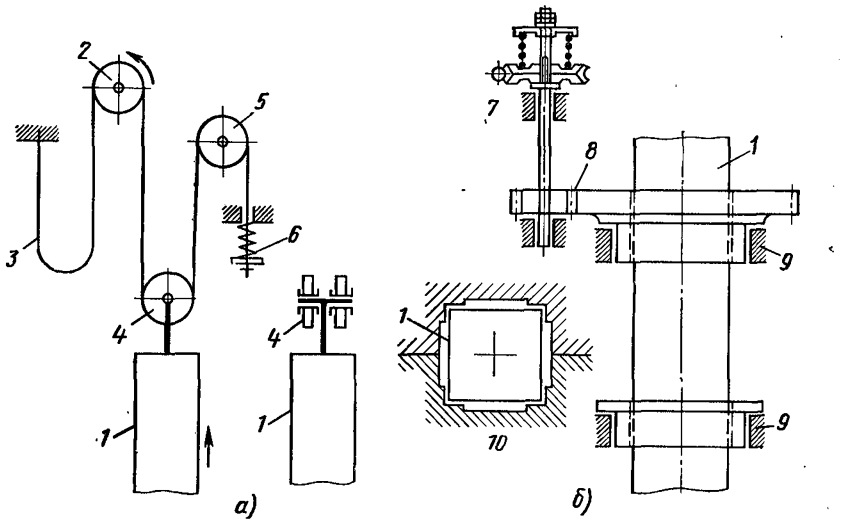


Рис. 308. Схемы механизмов подъема (*а*) и вращения (*б*) колонны:

1 — колонна; *2* — ведущая звездочка; *3* — цепь Галля; *4* — гладкие ролики на траверсе колонны; *5* — направляющие ролики; *6* — пружинный амортизатор; *7* — муфта предельного момента; *8* — цилиндрическая зубчатая передача; *9* — подшипники; *10* — схема пропуска колонны через ступицу большой свертной шестерни

нормальным типом завалочных устройств для фасонно-сталелитейных цехов с мартеновскими печами. Мульдозагрузочный кран представляет собой мостовой электрический кран с двумя тележками. Главная тележка имеет колонну, которая перемещается по вертикали и может поворачиваться вокруг своей оси. На нижнем конце колонны укреплен горизонтальный шток с хоботом для захвата мульд и ввода их в печь. Хобот может, в свою очередь, вращаться для опорожнения мульд и, кроме того, качаться в вертикальной плоскости. Кабина крановщика укреплена внизу на колонне. Кроме главной тележки, кран имеет вспомогательную тележку с простым крюком. Один мульдозагрузочный кран может обслуживать две печи.

Колонна механизма подъема подвешена на двух цепях Галля (рис. 308, *а*). Каждая цепь одним концом закреплена на раме тележки и имеет свободно провисающую ветвь перед набеганием на ведущую звездочку. После звездочки цепь огибает снизу гладкий

ролик на траверсе колонны, затем поднимается, огибает направляющий ролик и крепится другим концом к балансиру пружинного амортизатора.

Схема механизма вращения колонны изображена на рис. 308, *б* (вид сверху). От электродвигателя через червячный редуктор вращение передается вертикальному приводному валу. Далее через малую

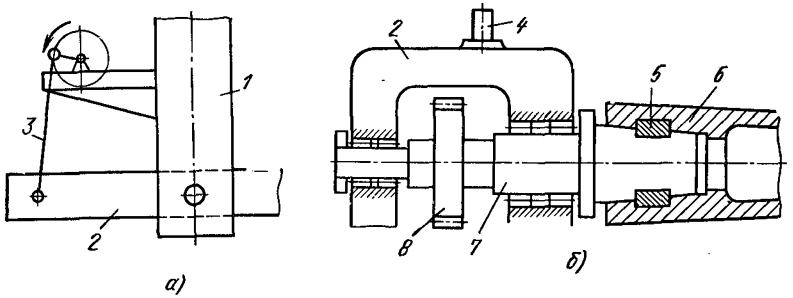


Рис. 309. Схемы механизмов качания (*а*) и вращения (*б*) хобота:

1 — колонна; *2* — рама; *3* — шатунно-кривошипный механизм качания рамы; *4* — шарнир качания рамы на колонне; *5* — клинья; *6* — хобот; *7* — шток; *8* — шестерня, приводимая от электродвигателя через редуктор

шестерню вращение передается большой шестерне, охватывающей колонну квадратного сечения. Нижняя часть этой большой шестерни скреплена с кольцом, которое имеет выступы, передающие вращение колонне.

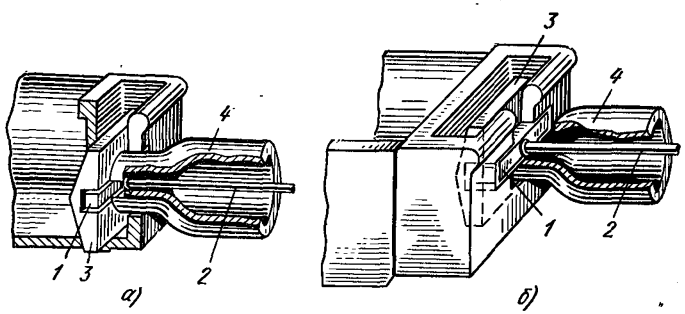


Рис. 310. Схема замыкания замка мульды:

а — мульда не закреплена на хоботе; *б* — мульда закреплена; *1* — сухарь; *2* — тяга стопорного механизма; *3* — головка хобота; *4* — хобот

В целях предохранения червячного редуктора от поломки при случайном резком увеличении сопротивления вращению колонны (удар хобота о колонну здания и т. п.) червячное колесо редуктора имеет муфту предельного момента. Вращение передается с помощью сил трения от венца червячной шестерни двум коническим дискам червячного колеса, сидящим на валу на скользящей шпонке. Силы трения возникают между венцом и дисками и возбуждаются пружи-

ной. Рама, на которой крепятся шток и хобот крана, закреплена в колонне на шарнире и качается около него с помощью шатунно-кривошипного механизма (рис. 309, *а*). Операции, связанные с подъемом мульды, обычно выполняются механизмом качания хобота (это быстрее, чем механизмом подъема колонны).

Механизм вращения хобота изображен на схеме рис. 309, *б*. Шток состоит из хобота и мундштука, скрепленных между собой клиньями. Мундштук имеет два роликовых подшипника и приводится во вращение от электродвигателя через трехступенчатый редуктор.

Замыкание мульды осуществляется ручным стопорным механизмом, приводимым в действие машинистом с помощью рычага управления из кабины (рис. 310). После опускания головки хобота в карман мульды машинист сообщает тяге движение в сторону завалочной машины, при этом сухарь на конце тяги входит в вырез в передней стенке кармана мульды, закрепляя мульду на хоботе.

Глава III

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПЛАВИЛЬНЫХ И ЗАЛИВОЧНЫХ ОТДЕЛЕНИЙ

§ 1. ВЕНТИЛЯТОРЫ ДЛЯ ВАГРАНОК

Центробежные вентиляторы

В вагранки производительностью 3—25 т/ч при нормальной плавке на коксе подается воздух в количестве 50—500 м³/мин, при давлении в фурменной коробке от 400 до 1000—1200 мм вод. ст. При плавке на литейном антраците давление дутья вследствие большего сопротивления столба шихтовых материалов должно быть увеличено на 25—30%, т. е. может достигать для больших вагранок 1200—1500 мм вод. ст. Для таких величин подач и давлений применяют как центробежные вентиляторы, так и вентиляторы (воздуходувки) с вращающимися поршнями. Лопаточное колесо центробежного вентилятора (рис. 311) закручивает воздух, благодаря чему он под действием центробежной силы выбрасывается в диффузор и по нему направляется к нагнетательному патрубку в трубопровод. Вследствие постепенного расширения диффузора значительная часть скоростного напора воздуха преобразуется в статический. На место выбрасываемого колесом в диффузор воздуха всасывается воздух из атмосферы через всасывающую трубу вентилятора.

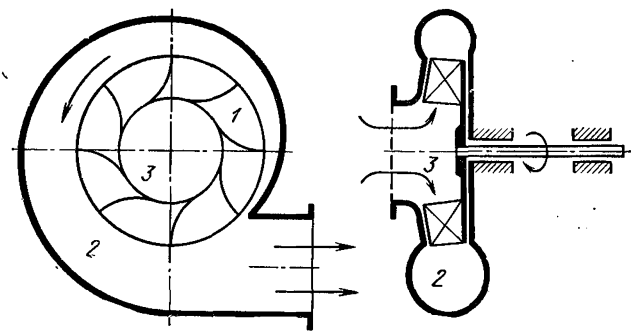


Рис. 311. Принцип действия центробежного вентилятора:
1 — лопаточное колесо; *2* — диффузор; *3* — всасывающая труба

Как известно, манометрическим напором нагнетателя $H_м$ называется напор, соответствующий сумме гидравлических сопротивлений всасывающего и нагнетательного трубопроводов (включая и скоростной напор при выходе из сети). Таким образом, манометрический напор вентилятора есть напор, который он дает на сеть, без учета потерь в самом вентиляторе. Индикаторный же напор H_i

вентилятора равен сумме манометрического напора и упомянутых внутренних потерь. Отношение манометрического напора к индикаторному называется гидравлическим к. п. д. вентилятора $\eta_г$.

Найдем выражение для индикаторного напора H_i, создаваемого колесом центробежного вентилятора, вращающимся с постоянной угловой скоростью ω, для чего рассмотрим его рабочий процесс. Ввиду того что перепад давления нагнетаемого воздуха или газа здесь составляет всего ~10%, примем удельный вес его неизменяющимся, т. е. будем считать воздух капельной жидкостью.

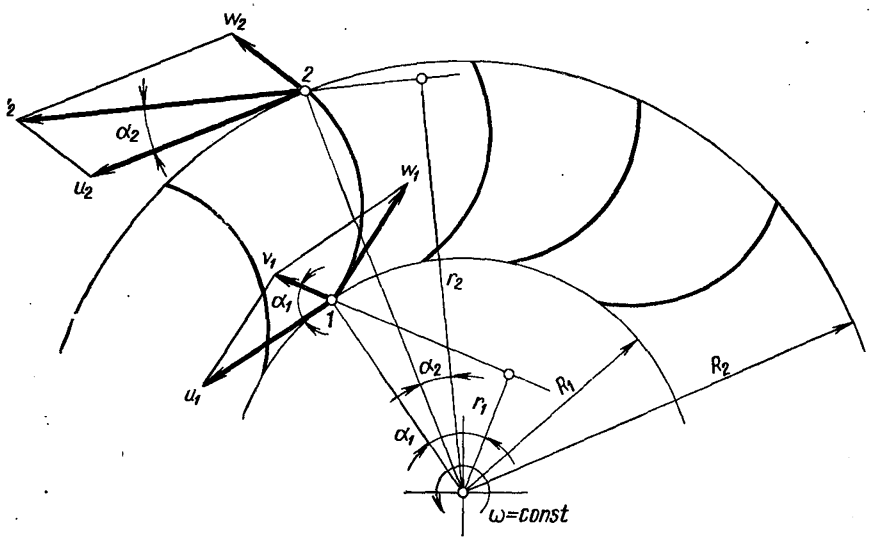


Рис. 312. Схема к выводу уравнения Эйлера

Рассматривая задачу в общем виде, предположим, что воздух входит на колесо на радиусе R_1 с абсолютной скоростью v_1, составляющей угол α_1 с направлением окружной скорости u_1 (рис. 312). Тогда момент секундного количества движения воздуха на входе на колесо

$$M_1 = \frac{m}{t} v_1 r_1,$$

где m — масса пропускаемого колесом воздуха в течение времени t, а r_1 — плечо вектора v_1 относительно центра вращения. Момент количества движения воздуха на сходе его с колеса

$$M_2 = \frac{m}{t} v_2 r_2,$$

где r_2 — плечо вектора абсолютной скорости v_2 на выходе. Так как колесо вентилятора не является двигателем, а наоборот, требует для своего вращения внешнего источника мощности, то $M_2 > M_1$ и разность $M_2 - M_1$ будет выражать момент сопротивления на валу

колеса

$$M = M_2 - M_1 = \frac{m}{t}(v_2 r_2 - v_1 r_1).$$

При этом предполагаем, что отклонения векторов v_1 и v_2 от радиусов, проведенных через точки *1* и *2*, будут в одинаковых направлениях, т. е. пары $v_1 r_1$ и $v_2 r_2$ имеют одноименный знак.

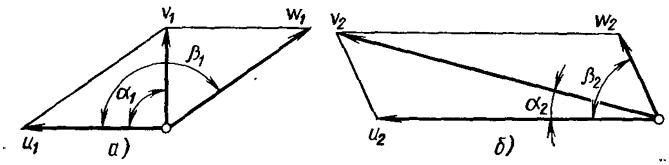


Рис. 313. График скоростей воздуха на входе на колесо (*а*) и на выходе (*б*): *v* — абсолютные, *w* — относительные, *u* — окружные скорости

Из построенных на схеме треугольников следует, что

$$r_1 = R_1 \cos\alpha_1 \quad \text{и} \quad r_2 = R_2 \cos\alpha_2.$$

Приняв во внимание эти выражения, а также приравняв секундную массу воздуха

$$\frac{m}{t} = \frac{Q\gamma}{g},$$

где Q — подача воздуха колесом, м³/с; γ — плотность воздуха, кг/м³; g — ускорение силы тяжести, напишем выражение для мощности (кгс·м/с) на валу:

$$N = M\omega = \frac{Q\gamma}{g}(u_2 v_2 \cos\alpha_2 - u_1 v_1 \cos\alpha_1).$$

Мощность может быть выражена также через индикаторный напор следующим образом:

$$N = Q\gamma H_i.$$

Сопоставляя эти два выражения для мощности, получаем следующее выражение для индикаторного напора, носящее название уравнения Эйлера:

$$H_i = \frac{1}{g}(u_2 v_2 \cos\alpha_2 - u_1 v_1 \cos\alpha_1). \qquad (183)$$

Обычно центробежный вентилятор не имеет направляющего аппарата, поэтому $\alpha_1 = 90°$, и уравнение Эйлера в таком случае упрощается и принимает вид

$$H_i = \frac{1}{g} u_2 v_2 \cos\alpha_2. \qquad (183а)$$

На рис. 313 приведено построение треугольников скоростей на входе воздуха на колесо и на выходе для условий центробежного вентилятора, т. е. при радиальном входе воздуха на колесо.

Второе выражение для индикаторного напора найдем при условии радиального входа воздуха на колесо. Из треугольника скоростей на выходе имеем

$$v_2 \cos \alpha_2 = u_2 + v_2 \sin \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Тогда уравнение (183а) можно написать в виде

$$H_i = \frac{u_2 (u_2 + v_2 \sin \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2)}{g}.$$

Далее из треугольника скоростей на входе имеем

$$v_1 = -\frac{u_1}{\operatorname{ctg} \beta_1}.$$

Кроме того, по условию неразрывности движения воздуха через колесо

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 \sin \alpha_2,$$

где F_1 и F_2 — входное и выходное сечения колеса по окружностям входа и выхода.

Отсюда получаем

$$v_2 \sin \alpha_2 = v_1 \frac{F_1}{F_2} = -\frac{F_1}{F_2} u_1 \operatorname{tg} \beta_1.$$

Подставив в это выражение

$$u_1 = u_2 \frac{R_1}{R_2},$$

получим

$$v_2 \sin \alpha_2 = -\frac{F_1}{F_2} \operatorname{tg} \beta_1 u_2 \frac{R_1}{R_2}.$$

Выражение для H_i (183а) теперь принимает вид

$$H_i = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \frac{R_1}{R_2} \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2}\right).$$

Выражение в скобках для колеса данной конструкции является постоянной величиной, которую обозначим φ. Тогда для индикаторного напора получим следующее простое выражение:

$$H_i = \varphi \frac{u_2^2}{g}. \qquad (184)$$

Принимая во внимание, что манометрический напор $H_м = H_i \eta_г$, можно написать

$$H_м = \psi \frac{u_2^2}{g}, \qquad (185)$$

где постоянная $\psi = \varphi \eta_г$ составляет 0,9—1,1 для колес с лопатками, выходные кромки которых загнуты вперед (рис. 314, *а*), $\psi = 0{,}7 \div 0{,}9$ для лопаток с радиальными выходными кромками (рис. 314, *б*) и $\psi = 0{,}5 \div 0{,}7$ для лопаток с выходными кромками, загнутыми назад (рис. 314, *в*).

Третье выражение для индикаторного напора найдем, подставив в полученное ранее из треугольника скоростей на выходе выражение

$$v_2 \cos \alpha_2 = u_2 + v_2 \sin \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2,$$

а также

$$u_2 = \frac{2\pi R_2 n}{60}$$

и

$$v_2 \sin \alpha_2 = \frac{Q}{F_2},$$

где n — частота вращения колеса, об/мин; Q — подача, м³/с.

Теперь вместо уравнения (183а) получим

$$H_i = \frac{1}{g}\left[\frac{2\pi R_2 n}{60}\left(\frac{2\pi R_2 n}{60} + \frac{Q}{F_2}\operatorname{ctg}\beta_2\right)\right],$$

что можно написать в виде

$$H_i = An^2 + BnQ, \tag{186}$$

где постоянные A и B составляют

$$A = \frac{\pi^2 R_2^3}{900g} \quad \text{и} \quad B = \frac{\pi R_2 \operatorname{ctg}\beta_2}{30gF_2}.$$

Приведенные значения коэффициентов A и B справедливы для радиального входа воздуха на колесо. При этом знак коэффициента B

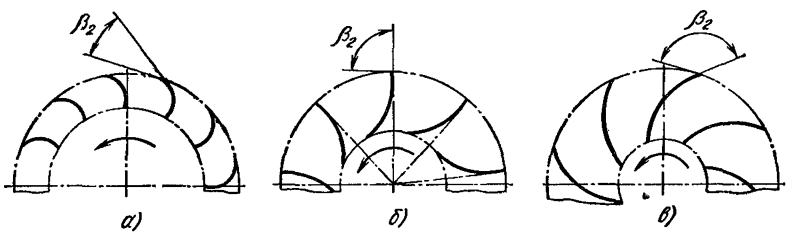


Рис. 314. Направление лопаток колеса на выходе:

а — лопатки загнуты вперед; *б* — лопатки радиальные; *в* — лопатки загнуты назад

зависит от направления кромок лопаток на окружности выхода. Для лопаток с выходными кромками, направленными вперед, $\operatorname{ctg}\beta_2 > 0$ и $B > 0$; для радиальных выходных кромок лопаток $\operatorname{ctg}\beta_2 = 0$ и $B = 0$; для лопаток с выходными кромками, направленными назад, $\operatorname{ctg}\beta_2 < 0$ и $B < 0$ (см. рис. 314). Если имеет место нерадиальный вход воздуха на колесо (при наличии направляющего аппарата), то эти коэффициенты имеют следующие значения:

$$A = \frac{\pi^2 R_2^2}{900g}\left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right);$$

$$B = \frac{\pi R_2 \operatorname{ctg}\beta_2}{30gF_2}\left(1 - \frac{F_2 R_1 \operatorname{ctg}\beta_1}{F_1 R_2 \operatorname{ctg}\beta_2}\right).$$

Рассмотрим работу центробежного вентилятора при постоянной частоте вращения. Из выражения (186) следует, что индикаторный

напор H_i изменяется в функции Q по закону прямой линии. Предположим, что колесо имеет лопатки с радиальными выходными кромками. В таком случае $B = 0$, и для H_i имеем горизонтальную прямую (рис. 315).

Для получения манометрического напора $H_м$ необходимо из H_i вычесть внутренние потери напора на колесе, которые сводятся к потерям на трение и потерям на удар: $h_{внутр} = h_{тр} + h_{уд}$.

Потери на трение (при турбулентном движении) пропорциональны квадрату скоростей, или, что то же самое, квадрату подачи Q. Потери на удар при входе воздуха на лопатки колеса возникают при несовпадении относительной скорости входа w_1 с направлением элемента лопатки на окружности входа. Легко видеть, что если при некотором расчетном расходе $Q_{расч}$ (и расчетной скорости входа $v_{1расч}$) направление w_1 и направление лопатки совпадают (рис. 316), то при отклонении в ту или другую сторону расхода Q от расчетного значения $Q_{расч}$ (и, следовательно, скоростей v_1 от расчетного значения $v_{1расч}$) потери на удар будут быстро возрастать.

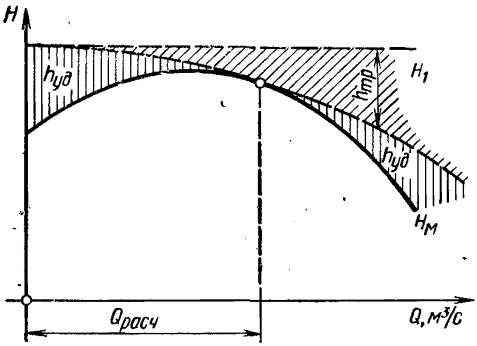


Рис. 315. График к выводу характеристики центробежного вентилятора при $n = \text{const}$

Вычитая из H_i потери $h_{тр}$ и $h_{уд}$ (см. рис. 315), получаем линию манометрического напора $H_м$, называемую характеристикой вентилятора при $n = \text{const}$. При этом устойчивая работа вентилятора получается на правой, нисходящей ветви его характеристики, правее максимума кривой $H_м$ по подаче.

Мощность, поглощаемая вентилятором, составляет, л. с.

$$N_i = \frac{Q\gamma H_i}{75} = \frac{Q\gamma H_м}{75\eta_г}, \qquad (187)$$

где γ — плотность воздуха, кг/м³.

Подставив в выражение (187) величину H_i по формуле (186), получим

$$N_i = \frac{\gamma}{75}(An^2Q + BnQ^2); \qquad (187а)$$

отсюда следует, что при $n = \text{const}$ кривая мощности N_i по подаче Q представляет собой параболу, проходящую через начало координат (штриховая линия на рис. 317). Практически кривая N_i имеет такое направление, как показано сплошной линией. Разность между ними соответствует мощности, поглощаемой трением колеса с воздухом и образованием замкнутых вихрей воздуха на колесе при малых подачах.

Для рассмотрения работы центробежного вентилятора при переменной частоте вращения необходимо ввести дополнительные условия, ограничивающие изменение расхода при изменении частоты вращения, так как иначе задача становится неопределенной. Рассмотрим работу вентилятора при n = var, но при постоянном режиме.

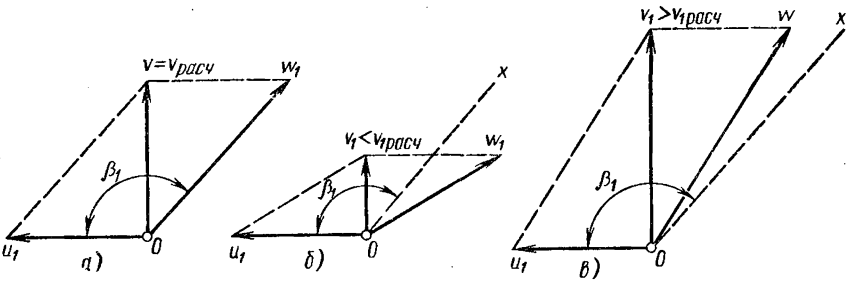


Рис. 316. График скоростей воздуха на входе при $Q = Q_{\text{расч}}$ (*а*), при $Q < Q_{\text{расч}}$ (*б*) и при $Q > Q_{\text{расч}}$ (*в*). OX — направление элемента лопатки при входе

Режим центробежного вентилятора характеризуется его параллелограммами скоростей. Если при изменении частоты вращения (и, следовательно, окружных скоростей) подача воздуха будет изменяться так, что новые параллелограммы скоростей останутся подобными прежним параллелограммам скоростей, то режим вентилятора сохранится.

Пропорционально изменению подачи меняются и скорости прохода воздуха через колесо. Поэтому при n = var, но при сохранении режима центробежного вентилятора, объемные подачи будут изменяться пропорционально частоте вращения колеса:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}. \qquad (188)$$

Согласно выражению (185) индикаторные напоры пропорциональны квадрату окружных скоростей. Следовательно,

$$\frac{H_{i2}}{H_{i1}} = \frac{n_2^2}{n_1^2}. \qquad (189)$$

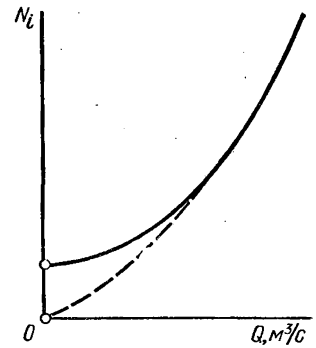


Рис. 317. Кривая мощности по подаче при n = const

Манометрические напоры отличаются от индикаторных на величину внутренних потерь на трение и на удар. Из них потери напора на трение пропорциональны квадратам скоростей воздуха. Следовательно, они будут изменяться как квадраты скоростей, или, что то же самое, как квадраты частот вращения. Что касается потерь на удар, то при сохранении подобия параллелограммов скоростей их относительные величины (относительно H_i) также не изменятся.

Таким образом, оба вида внутренних потерь будут изменяться параллельно и по тому же закону, что и H_i — пропорционально n^2. Значит изменение $H_м$ также будет следовать этому закону:

$$\frac{H_{м2}}{H_{м1}} = \frac{n_2^2}{n_1^2}. \qquad (189а)$$

Из соотношений (189) и (189а) следует, что при постоянном режиме центробежного вентилятора манометрический напор с изменением подачи изменяется по квадратичной зависимости. Поэтому геометрическими местами точек постоянных режимов в осях $H_м/Q$ будут параболы $H_м Q^2 = \text{const}$.

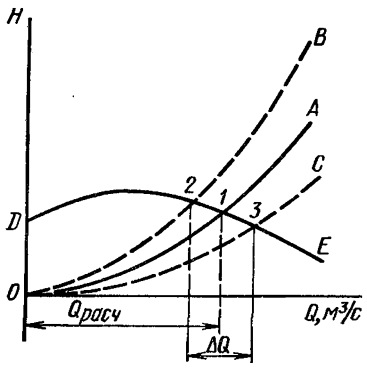


Рис. 318. Диаграмма работы центробежного вентилятора OA, OB, OC — сопротивление вагранки; DE — манометрический напор вентилятора при $n = \text{const}$

Изменение индикаторной мощности на основании выражения (187) при $n = \text{var}$ и постоянном режиме будет, очевидно, происходить пропорционально частоте вращения:

$$\frac{N_{i2}}{N_{i1}} = \frac{n_2^3}{n_1^3}. \qquad (190)$$

На рис. 318 представлена диаграмма, иллюстрирующая работу центробежного вентилятора. Гидравлическое сопротивление вагранки, включая трубопровод, пропорционально квадрату скоростей (при турбулентном движении воздуха) и, следовательно, Q^2. Это сопротивление сети выражается параболой OA, которая в процессе плавки не остается на месте, а все время передвигается в некоторых пределах от OB до OC в зависимости от степени зашлакованности фурм, крупности кусков шихты и т. п. Точки пересечения характеристики вентилятора, т. е. кривой его манометрического напора DE, с параболами сопротивления вагранки и являются рабочими точками в данный момент времени (*1*, *2*, *3*).

Как видно из диаграммы, при обслуживании вагранки центробежным вентилятором подача воздуха Q значительно колеблется. Это вызывает как колебание производительности вагранки, так и изменение качества металла (изменение химического состава, степени окисленности, литейных свойств).

Вентиляторы с вращающимися поршнями

На рис. 319 приведена схема одной из распространенных конструкций вентилятора с вращающимися поршнями. В цилиндрическом корпусе на двух валах вращаются в противоположные стороны два рабочих тела, или поршня, имеющих конфигурацию восьмерок. Рабочие поверхности поршней очерчены по циклоидам и в сущности представляют собой шестерни, каждая из которых имеет по два зуба.

Поршни при вращении все время соприкасаются между собой и со стенками кожуха (с некоторыми минимальными зазорами). Поршни имеют длину в размер кожуха, от стенки до стенки. Синхронизация вращения обоих валов осуществляется с помощью двух цилиндрических шестерен, сидящих на валах снаружи кожуха (на схеме показаны штриховыми линиями).

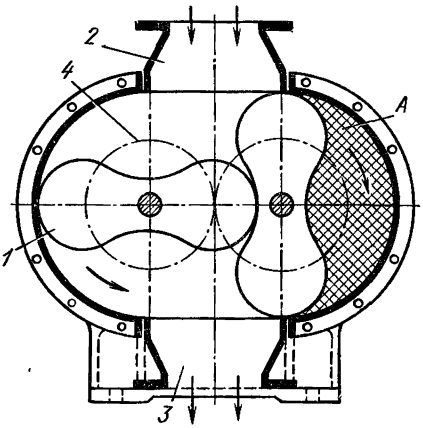


Рис. 319. Принцип работы вентилятора с вращающимися поршнями:

1 — вращающиеся поршни; *2* — всасывающий патрубок; *3* — нагнетательный патрубок; *4* — цилиндрические шестерни снаружи кожуха

При вращении поршней воздух в объемах A, отсекаемых поршнями, перегоняется к нагнетательному патрубку и вталкивается поршнями в него, сжимаясь при этом из-за имеющегося здесь противодавления.

Некоторая часть объема воздуха уходит во всасывающий патрубок в виде утечки через зазоры между поршнями, а также между поршнями и кожухом. Эта утечка, обычно небольшая, увеличивается с возрастанием разности давлений в патрубках нагнетания и всасывания. Можно принять ее равной

$$q = \mu f \sqrt{2gH_м}, \qquad (191)$$

где μ — коэффициент расхода; f — сечение зазоров; $H_м$ — манометрический напор, создаваемый вентилятором.

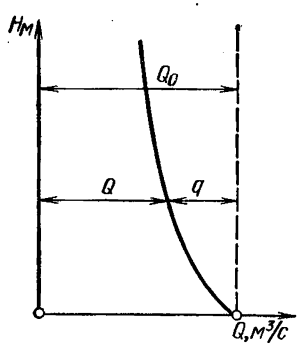


Рис. 320. Характеристика вентилятора с вращающимися поршнями при n = = const

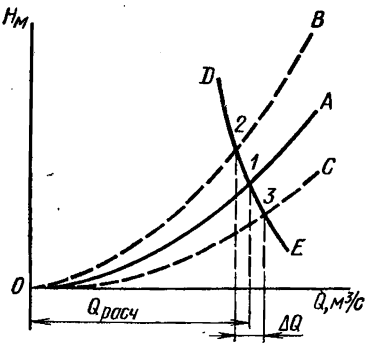


Рис. 321. Диаграмма работы вентилятора с вращающимися поршнями на вагранку:

OA, *OB*, *OC* — сопротивление вагранки; *DE* — манометрический напор вентилятора при n = const

Если эту утечку вычесть из теоретической подачи Q_0 вентилятора, которая, очевидно, будет постоянной при постоянной частоте вращения поршней, то получится характеристика вентилятора при $n = \text{const}$, изображенная на рис. 320.

На рис. 321 приведена диаграмма работы вентилятора с вращающимися поршнями на вагранку. Общее направление линии напора вентилятора DE здесь совершенно иное по сравнению с направлением линии напора центробежного вентилятора (см. рис. 318) и приближается более к вертикальной, чем к горизонтальной линии. Поэтому здесь колебание подачи ΔQ значительно меньше, чем при центробежном вентиляторе.

Таким образом, с технологической стороны поршневые вентиляторы для вагранок являются более пригодными, чем центробежные. Однако центробежные вентиляторы имеют преимущества в эксплуатации — они легче, дешевле, проще, требуют меньше ухода и ремонта. Этим объясняется тот факт, что в практике ими оборудовано значительно большее число вагранок, чем поршневыми.

Автоматическое регулирование ваграночных вентиляторов

В наибольшей степени отвечают технологическим и эксплуатационным требованиям современные центробежные ваграночные вентиляторы с автоматическим регулированием количества дутья по весу.

Необходимость постоянства массовой, а не объемной подачи для стабилизации процесса плавки обусловлена тем, что при изменении атмосферных условий плотность воздуха значительно меняется, а следовательно, меняется и масса кислорода в единице объема дутья. Так, плотность воздуха в атмосфере при температуре —20° С и давления 790 мм рт. ст. составляет 1,450 кг/м³, а при +20° С и 710 мм рт. ст. всего 1,125 кг/м³. Разница плотностей в данном случае составляет около 25% от среднего значения плотности.

Принцип регулирования центробежного вентилятора на постоянную по массе подачу дутья заключается в сохранении постоянства мощности, потребляемой электродвигателем вентилятора, что достигается следующим образом. На трубопроводе вентилятора имеется дроссельная задвижка, которая может медленно поворачиваться от реверсивного электродвигателя; последним управляет электромагнитное реле, следящее за потреблением мощности в цепи главного электродвигателя, приводящего вентилятор.

Если электродвигатель вентилятора потребляет заданную мощность, то электродвигатель задвижки выключен. Если же электродвигатель вентилятора начинает потреблять мощность больше или меньше заданной, то реле включает электродвигатель задвижки, заставляя его вращаться в ту или иную сторону и постепенно открывать или закрывать дроссель, изменяя его гидравлическое сопротивление. Это изменение сопротивления сети сдвигает точку работы на характеристике вентилятора в таком направлении, что потребляемая вентилятором мощность снова приходит в норму. Таким образом,

дроссельная задвижка в этой системе служит компенсатором отклонения мощности вентилятора от нормы.

Докажем, что при $N = \text{const}$ масса дутья, подаваемого центробежным вентилятором, будет сохраняться постоянной. Предположим сначала, что атмосферные условия не меняются, а изменяется лишь сопротивление вагранки (рис. 322, *а*). На диаграмме точка *1* является расчетной точкой работы вентилятора. Электромагнитное реле регулируется на мощность $N_1 = \text{const}$, соответствующую этой точке. При увеличении сопротивления вагранки (парабола *OB*) вентилятор начинает работать в точке *2*. Подача уменьшается до $Q_2 < Q_1$, а мощность до $N_2 < N_1$. Реле включает электродвигатель задвижки. Последняя начинает приоткрываться. Гидравлическое

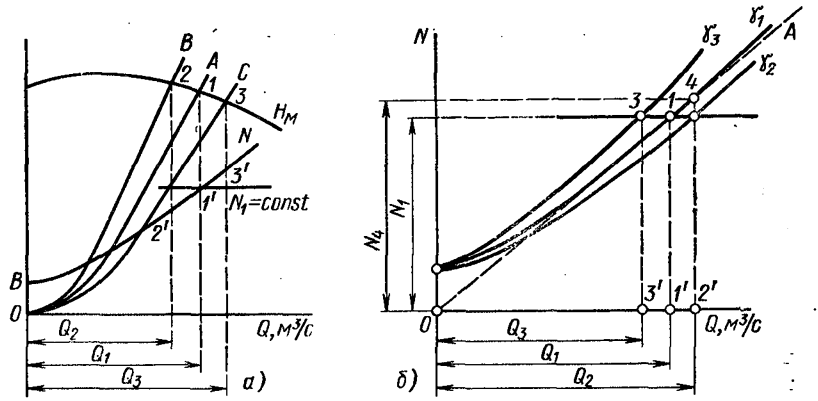


Рис. 322. Работа вентилятора при $\gamma = \text{const}$ (*а*) и при $\gamma = \text{var}$ (*б*)

сопротивление задвижки, входящее в сумму сопротивления сети, падает. Парабола сопротивлений из положения *OB* постепенно перемещается вниз. Потребляемая вентилятором мощность увеличивается, приближаясь к прежней норме N_1, а точка работы вентилятора перемещается из точки *2* к прежней точке *1*.

В результате парабола сопротивления вновь займет прежнее положение *OA*, а реле в этот момент выключит электродвигатель задвижки. Вагранка будет получать прежнюю объемную (а при $\gamma = \text{const}$, следовательно, и по массе) подачу дутья, несмотря на возросшее собственное сопротивление (которое теперь будет компенсировано дополнительным открытием дроссельной задвижки).

При падении сопротивления вагранки (парабола *OC*) регулирующая система действует аналогично. Разница будет лишь в том, что электродвигатель начнет поворачивать задвижку в обратном направлении (постепенно закрывать), компенсируя этим уменьшение общего сопротивления сети.

Предположим теперь, что сопротивление вагранки остается постоянным, но изменяется плотность воздуха в атмосфере. Согласно выражению (187) для каждого значения γ воздуха будет своя линия мощности N по объемной подаче Q (рис. 322, *б*).

Пусть вентилятор постоянно работает в точке *1* и электромагнитное реле отрегулировано на величину мощности $N_1 = \text{const}$. Объемная подача дутья равна Q_1.

Пусть, далее, плотность воздуха уменьшилась и стала $\gamma_2 < \gamma_1$. Вентилятор будет теперь работать в точке *2* на кривой мощности для плотности воздуха γ_2. Объемная подача дутья будет Q_2. Докажем, что подача массы дутья останется прежней, т. е. что $Q_1\gamma_1 = Q_2\gamma_2$.

Заменим линию мощности для плотности воздуха γ_1 лучом OA, что на рабочем участке можно сделать с достаточным для практики приближением. Возьмем вспомогательную точку *4* на кривой для γ_1, лежащую на одной вертикали с точкой *2*. Тогда из подобия треугольников *011'* и *042'* получим

$$\frac{N_1}{N_4} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_2}{N_4}. \qquad \text{(а)}$$

Но мощности N_2 и N_4 затрачиваются при работе вентилятора с одинаковой объемной подачей, а следовательно, с одинаковыми значениями индикаторного напора. Отсюда на основании выражения (187) можно написать

$$\frac{N_2}{N_4} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}. \qquad \text{(б)}$$

Сопоставляя выражения (а) и (б), получим

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1},$$

или

$$Q_1\gamma_1 = Q_2\gamma_2 = \text{const}, \qquad (192)$$

что и требовалось доказать.

§ 2. ЛИТЕЙНЫЕ КОВШИ

Типы ковшей

Литейные ковши разделяются по способу переноски на ручные, монорельсовые и крановые, по форме — на конические и барабанные, а по способу разливки — на ковши с носиком, чайниковые и стопорные.

Ручные ковши-ложки изготовляют с одной ручкой для переноски и заливки одним рабочим. Они имеют емкость 6—20 кг жидкого чугуна. Более крупные ручные ковши емкостью до 80—100 кг переносят на особых носилках двое, трое или четверо рабочих (рис. 323). Ковш делают сварным из листовой стали. Изнутри ручные ковши обмазывают глиной с песком на толщину ~ 20 мм.

Монорельсовые ковши транспортируются по подвесным (обычно двухрельсовым) путям на электрических или ручных талях. В последнем случае подвеска ковша имеет приспособление для подъема и опускания с целью установки ковша по высоте (рис. 324, *а*). Поворачивают ковш при заливке за рукоятку вручную или же с помощью

поворотного механизма. Монорельсовые ковши применяют обычно для заливки форм на литейных конвейерах. Они бывают конические и барабанные емкостью 100 кг чугуна и более.

Для поворота более крупных конических ковшей служат специальные поворотные механизмы (рис. 325). Механизм состоит из червячной передачи и пары цилиндрических косозубых шестерен. Приводится механизм от ручного штурвала. Червячная передача

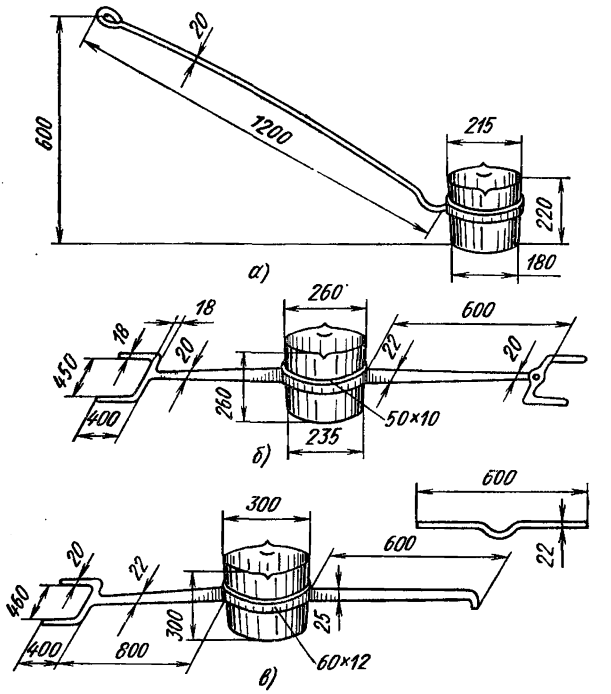


Рис. 323. Примеры ручных ковшей:

а — ковш-ложка емкостью 20 кг чугуна; *б* и *в* — ковши на вилах (на носилках) емкостью 50 и 80 кг

должна быть самотормозящей для предотвращения самопроизвольного поворота ковша. Большие ковши нередко снабжают поворотным механизмом с приводом от электродвигателя и дистанционным управлением.

Чайниковые крановые конические ковши (рис. 326) имеют футерованную не доходящую до дна перегородку для отделения шлака. Между перегородкой и носиком ковша остается вертикальный канат для металла.

На рис. 324, *б* показан монорельсовый конический чайниковый ковш, у которого сифонный канал диаметром 40 мм выполнен с помощью трубок из шамота, уложенных на футеровку стенки.

Поворотные конические ковши, простые и чайниковые, применяют в основном в литейных серого чугуна и в некоторых случаях

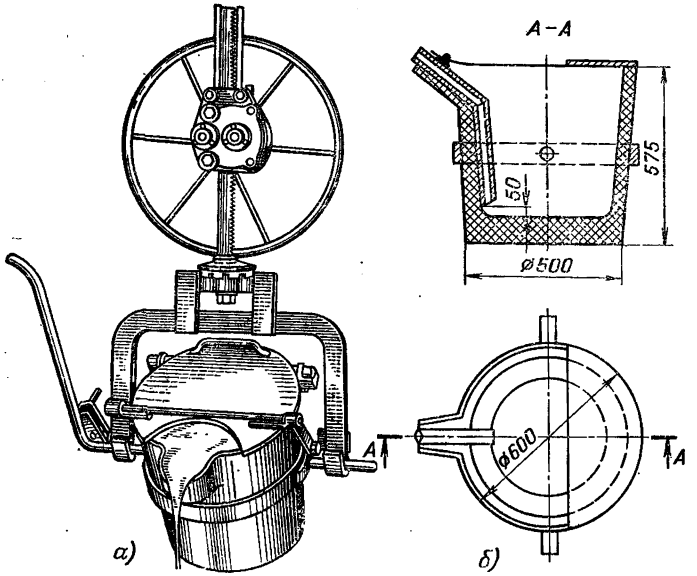


Рис. 324. Монорельсовые ковши:

а — ковш с приспособлением для подъема и опускания и с защитной крышкой; *б* — сифонный (чайниковый) ковш с шамотной трубкой

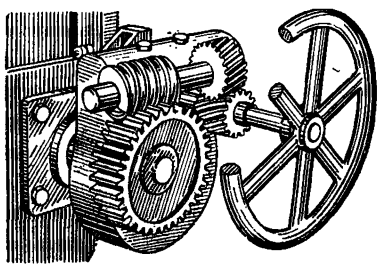


Рис. 325. Поворотный механизм конического кранового ковша

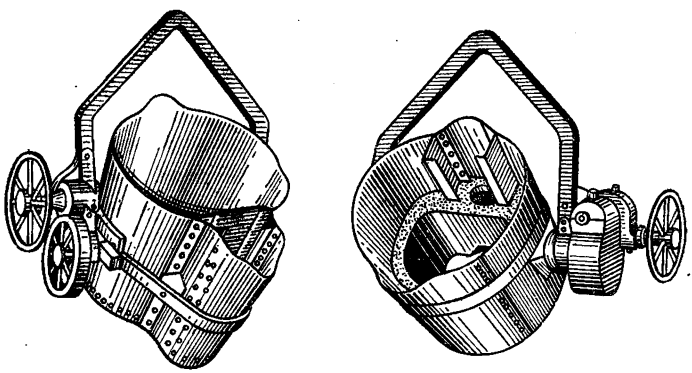


Рис. 326. Чайниковые крановые конические ковши

для разливки кислой стали. Обычно же для стали применяют ковши с разливкой через отверстие в дне ковша, закрываемое пробкой с помощью так называемого стопорного устройства (рис. 327, *а*).

На конце вертикального стержня, защищенного наборной шамотной трубкой, имеется пробка, притертая к отверстию стакана, вставленного в дно ковша. Пробку открывают и закрывают с помощью рычажного механизма. Стакан и пробку обычно делают из шамота. Их меняют каждый раз после опорожнения ковша. Вследствие постепенного намерзания металла на стакане число открываний

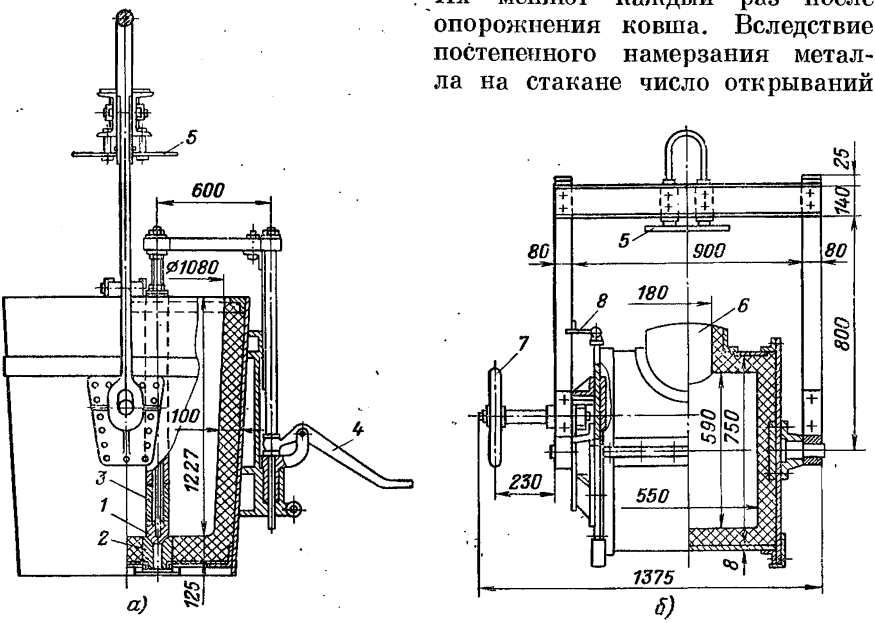


Рис. 327. Стопорный ковш емкостью 5 т (*а*) и барабанный ковш емкостью 1 т (*б*):
1 — пробка; *2* — стакан; *3* — наборная трубка; *4* — рычаг; *5* — экранирующий щиток; *6* — посок; *7* — штурвал; *8* — предохранительная скоба

шамотной пробки при разливке стали из ковша ограничено. Крупные стопорные ковши изготовляют с выпускными отверстиями, т. е. с двумя стопорами, и, кроме того, снабжают поворотным механизмом, которым пользуются в аварийных случаях при замерзании стопора или при ремонтных работах, а также для слива остатков металла и шлака.

Барабанный ковш (рис. 327, *б*) представляет собой горизонтальный цилиндр, имеющий на торцах цапфы для поворачивания, а на боковой поверхности — отверстие с носиком, через которое выливают металл. Поворотный механизм состоит из ручного маховичка и пары шестерен, причем большая шестерня с внутренним зацеплением прикреплена к торцу ковша, а меньшая сидит на оси маховичка. Барабанные ковши бывают также с поворотным механизмом, имеющим самотормозящую червячную передачу, как у конических ковшей.

Барабанные ковши труднее футеровать, чем открытые сверху конические ковши. Для удобства футеровки часто одно из торцовых днищ ковша выполняют отъемным, для чего его скрепляют с обечайкой болтами, а не заклепками. Можно также кожух ковша делать с отъемной (на болтах) верхней половиной, снимаемой при ремонте футеровки. При такой конструкции нет необходимости снимать подвеску ковша с цапф.

Вследствие того, что барабанный ковш закрыт со всех сторон, за исключением сравнительно узкого верхнего отверстия, металл в нем сохраняет свою температуру гораздо дольше, чем в открытом коническом ковше. Поэтому барабанные ковши применяют, как правило, в тех случаях, когда нужно обеспечить медленное охлаждение жидкого металла. Это в особенности важно при тонкостенном литье и для стендовых ковшей при заливке на конвейере, а также в литейных ковкого чугуна. Крановые ковши футеруют огнеупорным кирпичом, с последующей обмазкой глиной с песком.

Для защиты траверсы и подъемного механизма от излучения металла на ковшах всех типов рекомендуется делать экранирующие предохранительные щитки из листовой стали. На время переноски ковшей краном их следует предохранять от случайных поворотов при помощи откидных скоб на петлях, удерживающих ковш за подвеску.

Расчет конического литейного ковша с поворотным механизмом

Если подвесить твердое тело на оси D, перпендикулярной к плоскости чертежа (рис. 328, *а*) и не совпадающей с его центром тяжести S, то для отклонения тела из состояния равновесия на угол φ к нему нужно приложить момент

$$M = Gs \sin \varphi,$$

где s — расстояние от оси поворота до центра тяжести, а G — вес тела.

Такой же момент необходимо приложить к данному телу для удержания его в повернутом на угол φ положении. Таким образом, для твердого тела момент M изменяется с изменением угла поворота по закону синусоиды (рис. 328, *б*).

Опрокидывающий тело приложенный извне момент M будем считать положительным, если направление его действия совпадает с направлением поворота тела, и отрицательным, если он направлен против вращения тела. Если прекратить действие положительного момента, тело начнет поворачиваться в свое прежнее положение равновесия. Отрицательный момент не поворачивает тело, а сдерживает его от самопроизвольного опрокидывания. Если прекратить действие отрицательного опрокидывающего момента, то тело, ничем теперь не сдерживаемое, будет поворачиваться дальше, отходя от своего прежнего положения равновесия.

Однако такой простой закон изменения момента по углу поворота по закону синусоиды имеет место лишь для твердого тела.

Литейный ковш представляет собой комплекс твердого тела (пустой ковш) и жидкого (металл), причем вследствие перемещения и выливания жидкого металла во время поворачивания общий (суммарный) момент для всего ковша изменяется по сложному закону. Сложность задачи усугубляется тем, что при проектировании нового ковша неизвестно положение оси поворота, с изменением которого меняются и величины моментов для всех углов поворота.

Возможны два принципиально различных взгляда на то, как следует располагать ось вращения ковша. Согласно одной точке зрения ось вращения следует располагать таким образом, чтобы при любом угле поворота, вплоть до полного опорожнения ковша, опрокидывающий момент имел положительное значение, т. е. чтобы ковш все время находился в состоянии устойчивого равновесия.

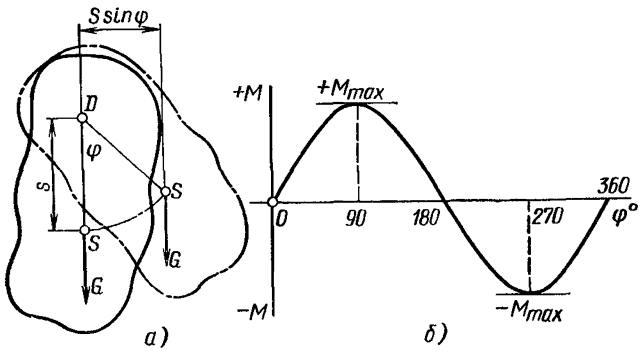


Рис. 328. Схема к расчету опрокидывающего момента твердого тела (*а*) и эпюра момента по углу поворота (*б*)

Низшее положение оси поворота, при котором данное условие удовлетворяется, будем называть безопасным. В случае безопасного положения оси поворота при поломке поворотного механизма ковш не опрокинется, а возвратится в исходное вертикальное положение.

На рис. 329, *а* показаны три кривые изменения суммарного момента по углу поворота для одного и того же ковша, но при различном положении оси поворота. Верхняя кривая соответствует безопасному положению оси поворота. Если ось поворота поднять еще выше, то кривая моментов также поднимется, оставаясь в положительной области, над осью абсцисс. Однако такое увеличение опрокидывающих моментов будет уже излишним, не вызванным соображениями безопасности ковша.

Согласно другой точке зрения ось поворота следует располагать так, чтобы в первой стадии опорожнения ковша, до некоторого угла поворота, имел место отрицательный момент, во второй же стадии опорожнения — положительный момент, причем абсолютные величины максимального положительного и максимального отрицательного моментов были бы равны. В этом случае абсолютная величина $+M_{max} = -M_{max}$ значительно меньше, чем максимальный момент, который получится при безопасном положении оси, и поэ-

тому сам поворотный механизм будет легче и ковш более легко управляем. Понятно, что в этом случае при поломке поворотного механизма, в то время когда момент отрицательный, ковш опрокинется и жидкий металл из него выплеснется.

На рис. 329, *б* показано изменение суммарного опрокидывающего момента литейного ковша по углу поворота для этого случая. Моменты $+M_{\max}$ и $-M_{\max}$ равны по абсолютной величине и являются

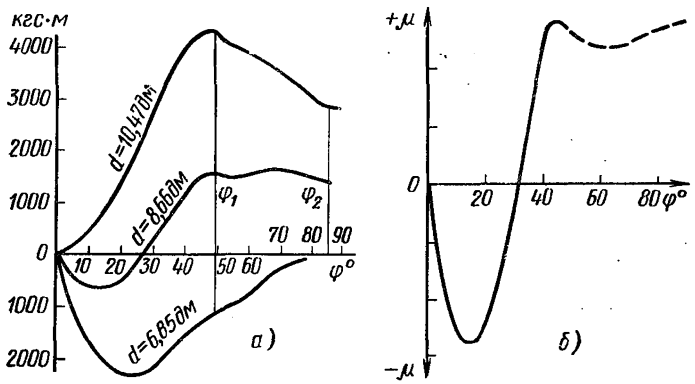


Рис. 329. Эпюры опрокидывающего момента в зависимости от угла поворота при различной высоте оси поворота над дном полости ковша (*а*) и при условии $+M_{\max} = -M_{\max}$ (*б*)

наименьшими по сравнению с максимальным моментом при любом другом положении оси поворота. Однако до угла поворота 30—35° ковш является опасным.

По правилам техники безопасности ковши следует проектировать с безопасным положением оси поворота, т. е. по первой методике.

Аналитический метод расчета

Существует несколько аналитических и графоаналитических методов расчета опрокидывающего момента конического литейного поворотного ковша. Рассмотрим наиболее применяемый в практике метод Кепига аналитического расчета для литейных ковшей с общепринятыми соотношениями геометрических размеров и при условии безопасного положения оси поворота.

Предположим сначала, что положение оси поворота ковша известно и требуется найти максимальный опрокидывающий момент при его опорожнении. Расчленим ковш с металлом на два тела — пустой ковш, представляющий собой твердое тело с постоянным весом и положением центра тяжести, и жидкий металл, который находится в нем и у которого в процессе разливки изменяется и вес. и положение центра тяжести.

Опрокидывающий момент пустого ковша при любом угле поворота φ составляет

$$M_{\text{к}} = G_{\text{к}}(d - y_{\text{e}}) \sin \varphi,$$

где $G_к$ — вес пустого ковша; d — расстояние от дна полости ковша до оси поворота; y_e — расстояние от дна полости ковша до центра тяжести пустого ковша.

Величины $G_к$ и y_e определяют по геометрическим размерам проектируемого ковша. Для определения опрокидывающего момента жидкого металла поместим начало координат на оси ковша на расстоянии под дном ковша, равном

$$p = \frac{H}{4}\frac{r}{R-r},$$

т. е. в центре тяжести отсеченной части конуса.

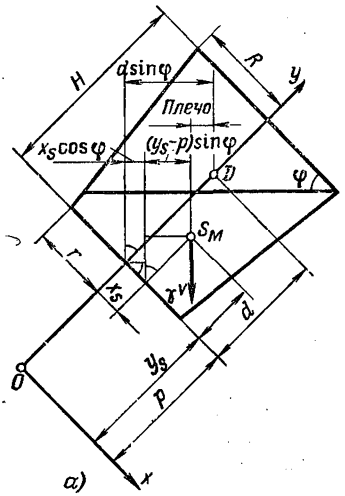
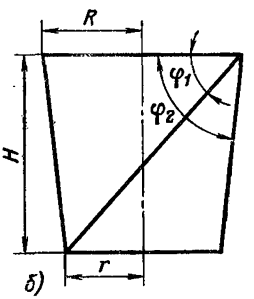


Рис. 330. Расчетные схемы к определению момента жидкого металла, оставшегося в ковше



Тогда вес металла γV, оставшегося в ковше при угле поворота φ, будет иметь относительно оси поворота D ковша (рис. 330, *а*) плечо

$$d\sin\varphi - x_s\cos\varphi - (y_s - p)\sin\varphi,$$

где x_s и y_s — координаты центра тяжести $S_м$ оставшегося в ковше металла.

Момент веса металла

$$M_м = -\gamma V x_s\cos\varphi - \gamma V\,(y_s - p - d)\sin\varphi.$$

Суммарный опрокидывающий момент всего ковша с металлом

$$M = G_к\,(d - y_e)\sin\varphi - \gamma V x_s\cos\varphi - \gamma V\,(y_s - p - d)\sin\varphi. \quad (193)$$

Как видно из приведенного ранее графика (см. рис. 329), максимум суммарного опрокидывающего момента при безопасном положении оси поворота имеет место приблизительно при угле поворота $\varphi = \varphi_1$, который соответствует положению ковша, когда начинает обнажаться его дно. Значение угла φ_1 (рис. 330, *б*)

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg}\frac{H}{R+r}.$$

Следовательно, расчет опрокидывающего момента по формуле (193) и при условии выбора безопасного положения оси поворота

следует производить лишь для $\varphi = \varphi_1$, и найденная величина момента может быть принята в качестве расчетной.

Значения V, Vx_s и Vy_s, необходимые для расчета по формуле (193), определяются для $\varphi = \varphi_1$ по формулам

$$\left.\begin{aligned} V &= \frac{\pi H}{3}\frac{(rR)^{\frac{3}{2}}-r^3}{R-r};\\ Vx_s &= \frac{\pi H}{8}(rR)^{\frac{3}{2}};\\ Vy_s &= \frac{\pi H^2}{8}\frac{(rR)^{\frac{3}{2}}}{R-r}. \end{aligned}\right\} \qquad (194)$$

Пользуясь теперь формулой (193) для суммарного опрокидывающего момента ковша с металлом, найдем координату d безопасного положения оси поворота ковша. Условие для нахождения d заключается в том, чтобы в начале координат касательная к кривой M по φ была горизонтальна:

$$\left(\frac{dM}{d\varphi}\right)_{\varphi=0} = 0.$$

Это условие приводит к следующей расчетной формуле для безопасного положения оси поворота:

$$d = \frac{G_к y_e + \gamma\frac{\pi}{4}\left[R^4 + \frac{H^2R^3}{R-r} - \frac{H^2r}{3}\frac{R^3-r^3}{(R-r)^2}\right]}{G_к + \gamma\frac{\pi}{3}H\frac{R^3-r^3}{R-r}}. \qquad (195)$$

При проектировании ковша прежде всего по заданной емкости, пользуясь общепринятыми соотношениями основных размеров (обычно $H = 2R$ и $r = 0{,}90R$), находят размеры внутренней полости ковша, а также назначают по практическим данным толщину футеровки, стали днища и обечайки ковша. Затем по формуле (195) находят координату положения оси поворота, после чего по формуле (193) рассчитывают опрокидывающий момент.

Графоаналитический метод расчета

Опрокидывающий момент жидкого металла, оставшегося в ковше при расчетном угле поворота φ_1, можно найти, пользуясь также графоаналитическими методами расчета, сводящимися к графическому интегрированию объемов элементов, на которые разбивается оставшийся в ковше объем металла, и координат их центров тяжести. Рассмотрим один из таких методов, разработанный Е. А. Рохманом и заключающийся в следующем.

Объем металла, оставшийся в ковше при угле поворота φ_1 (рис. 331, *а*), разбиваем на элементарные слои сечениями S, параллельными плоскости дна полости ковша, т. е. оси X. Эти сечения, очевидно, представляют собой круговые сегменты. Пользуясь дан-

ными технических справочников, находим для этих сечений их площади S_1, S_2... и координаты x_1, x_2... центров тяжести этих сечений. Тогда искомые координаты x_c и y_c общего центра тяжести всего объема оставшегося в ковше жидкого металла составят

$$\left.\begin{aligned} x_c &= \frac{\int x\,dV}{\int dV} = \frac{\int xS\,dy}{\int S\,dy}; \\ y_c &= \frac{\int y\,dV}{\int dV} = \frac{\int yS\,dy}{\int S\,dy}, \end{aligned}\right\} \quad (196)$$

где dV — объемы элементарных слоев; y — координаты проведенных сечений.

Для нахождения интегралов числителей $\int xSdy$ и $\int ySdy$ и интеграла знаменателя $\int Sdy$ написанных выражений строим в масштабе по точкам кривые S, xS и yS по y (рис. 331, *б*).

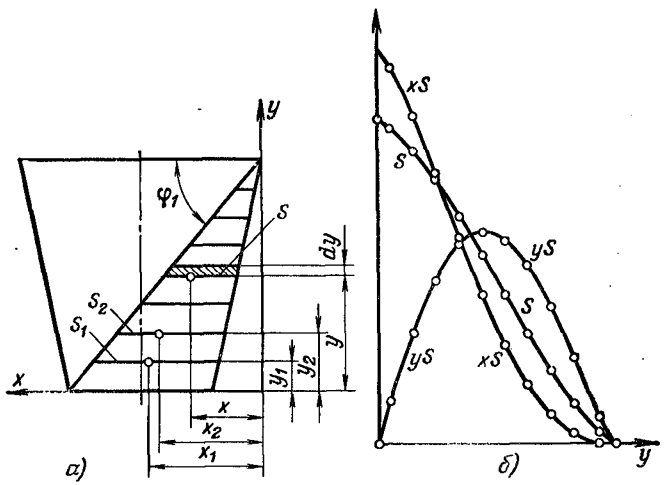


Рис. 331. Схема к выводу расчетных формул для x_c и y_c (*а*) и построение кривых S, xS и yS по y (*б*)

Площади под этими кривыми, определяемые с помощью планиметрирования или любым другим методом, и будут равны искомым интегралам, входящим в выражения для x_s и y_s. По координатам центра тяжести оставшегося в ковше жидкого металла нетрудно, при известном положении оси поворота ковша, графически найти плечо силы тяжести жидкого металла и величину его опрокидывающего момента.

Приведенный метод, как и другие графоаналитические методы, может быть рекомендован для расчета опрокидывающего момента сосудов с жидким металлом, отличных по конфигурации или по соотношению размеров от обычных литейных ковшей, например для конверторов, индукционных плавильных печей и т. д.

Глава IV

АВТОМАТИЗАЦИЯ ЗАЛИВКИ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ НА КОНВЕЙЕРЕ

§ 1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ЗАЛИВКИ

Автоматизация заливки форм может быть решена двумя путями (рис. 332). Первый из них — заливка жидкого металла в форму, продолжающаяся до тех пор, пока фотоэлемент или другой датчик уловит момент конца заполнения формы, например появление металла в выпоре (рис. 332, *а*). От этого датчика подается команда на прекращение подачи жидкого металла из ковша в форму.

Существенные недостатки данного способа: необходимость установления для каждой литейной формы с новой формуемой в ней отливкой надлежащей скорости наклонения ковша при заливке, установления или доводки правильного момента прекращения подачи металла в форму и, наконец, задолженность значительного времени заливочного устройства, диктуемого технологическим временем заполнения формы металлом. При этом для заливки на непрерывно движущемся конвейере заливочное устройство должно иметь

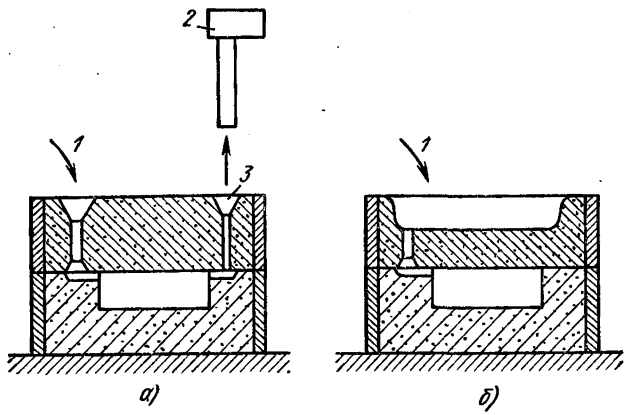


Рис. 332. Два принципа автоматизации заливки литейных форм:

а — с контролем заполнения формы; *б* — с независимой заливкой металла в приемный бассейн формы; *1* — металл из ковша; *2* — фотореле; *3* — выпор

челночные движения. В течение времени заливки оно движется синхронно с конвейером, а затем после заливки возвращается обратно на исходную позицию с большей скоростью.

Второй путь автоматизации заливки заключается в том, что заливочное устройство сразу и быстро выливает отмеренную (отвешенную) по металлоемкости формы дозу жидкого металла в бассейн или приемную чашу, устроенную на верхней стороне литейной формы (рис. 332, *б*), и на этом работа заливочного автомата закан-

чивается. После этого, независимо от заливочного автомата, под действием силы тяжести жидкий металл из приемного бассейна заполняет полость формы через литниковые каналы в соответствии с технологическими требованиями в отношении скорости и продолжительности заполнения полости формы для той или иной отливки.

У этого второго способа заполнения приемного бассейна и самой полости формы нет недостатков первого способа и он является наиболее целесообразным при автоматизации заливки.

Кроме полностью автоматизированной заливки, следует отметить целесообразность применения во многих случаях практики заливки литейных форм с дистанционным управлением поворачивания ковша. Такие установки значительно проще автоматических, так как весь процесс заполнения формы и улавливания момента конца заливки производится и контролируется оператором, который в то же время не находится непосредственно в рабочей зоне. Заливка с дистанционным управлением применима как для форм на конвейере, так и для крупных стационарных форм.

§ 2. ПРИМЕРЫ УСТАНОВОК ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЛИВКИ

Установка для автоматической заливки форм на непрерывно движущемся литейном конвейере, показанная на рис. 333, работает по принципу независимого заполнения приемной чащи литейной формы дозированным по массе количеством жидкого металла [86, 87]. Имеются две весовые заливочные тележки с барабанными дозирующими ковшами, движущиеся по верхнему пути над конвейером и расположенные по обе стороны, справа и слева от стендового ковша со стопорным устройством. В то время, когда одна тележка производит заливку, вторая наполняет свой дозирующий ковш из стопорного стендового ковша. В дозирующий ковш тележки из стендового ковша наливается доза металла только на одну форму. При заливке тележка движется синхронно с конвейером и быстро выливает металл в приемный бассейн формы. Все движения тележек автоматизированы.

На рис. 334 показана собранная форма и схема каналов приемного бассейна или чаши, формуемой на ее верхней стороне. Расположение каналов варьируется в зависимости от расположения и характера формуемых деталей. Автоматическая литейная линия, на которой работает эта заливочная установка, отливает разнообразные мелкие отливки из ковкого чугуна в формах, допускающих три варианта по металлоемкости: 15—20, 20—25 и 30—35 кг. Соответственно изменяется и количество металла, отвешиваемое из стендового ковша в заливочный.

Ранее была приведена компоновка заливочной установки автоматической литейной линии Künkel — Wagner (см. рис. 188). Эта полуавтоматическая установка работает по принципу контроля заполнения формы из дозирующего желоба. Но контроль этот в данном случае производится визуально, оператором. Конвейер линии

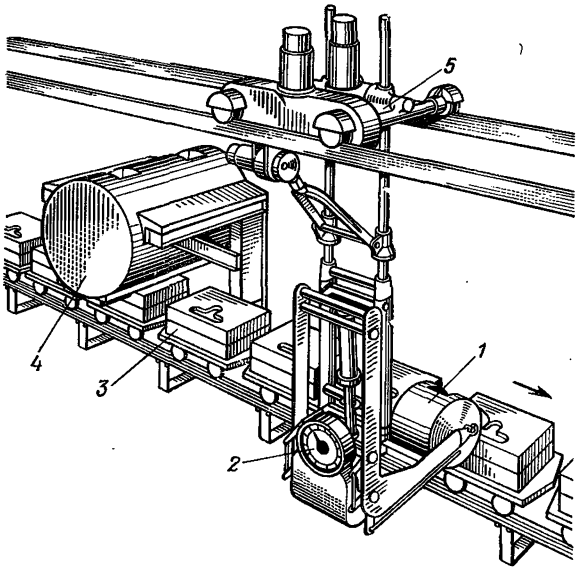


Рис. 333. Установка для автоматической заливки форм на конвейере завода Фишер:

1 — заливочный весовой ковш-дозатора; *2* — весы; *3* — литейная форма; *4* — стендовый ковш; *5* — заливочная тележка

имеет пульсирующее движение, и заливка производится во время стоянки, в неподвижные формы, что упрощает установку, устраняя необходимость в ее перемещениях вместе с конвейером.

В рассмотренных примерах заливочных установок опорожнение заливочной емкости производилось ее поворотом.

На рис. 335 показана схема автоматической заливочной установки, в которой выпуск металла из содержащей его емкости (стендовой печи с индукционным канальным подогревом) производится выжиманием под давлением сжатого воздуха [91]. Установка работает

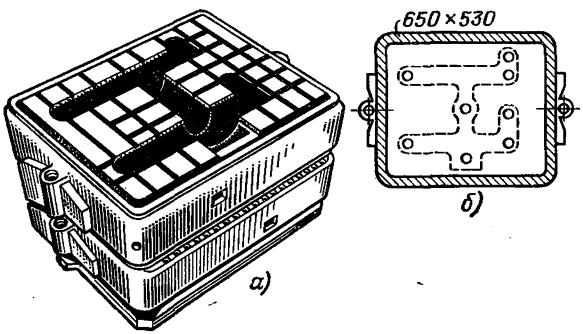


Рис. 334. Собранная форма (*а*) и схема каналов приемного бассейна (*б*)

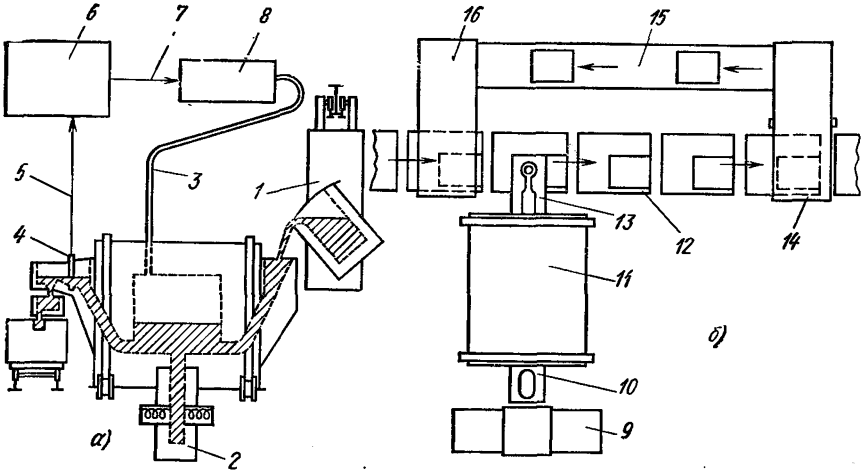


Рис. 335. Схема автоматической заливочной установки завода Дженерал Моторс:

а — стендовая заливочная печь; *б* — схема заливки форм на конвейере; *1* — доливка жидкого чугуна в печь; *2* — индукционный канальный подогрев жидкого чугуна в печи; *3* — сжатый воздух; *4* — контроль уровня металла в дозаторе; *5* — сигнал достижения заданного уровня; *6* — электронный контролер заливки; *7* — сигнал контролера; *8* — клапаны включения сжатого воздуха; *9* — подвоз жидкого металла к печи; *10* — приемный желоб; *11* — печь; *12* — литейный конвейер; *13* — желоб дозатора; *14* — съем наращалок с залитых форм; *15* — возвратный конвейер; *16* — установщик наращалок на формы перед заливкой

с литейным конвейером непрерывного движения по прогрессивному принципу быстрой заливки в форму сразу всей дозы жидкого металла. При этом в качестве приемного бассейна, куда выливается отмеренная по объему в желобе-дозаторе печи порция металла, служат футерованные ящики, или наращалки, которые ставятся на литейные формы перед самой заливкой и движутся по специальной трассе. Емкость стендовой печи 10 т; рабочее наполнение ее 7,5 т; металлоемкость формы в пределах 125—175 кг; скорость выливания металла из желоба-дозатора печи 50 кг/с. Установку обслуживает один оператор (наблюдатель). Конвейер пропускает 300 форм в час.

Раздел четвертый

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ВЫБИВКИ И ОЧИСТКИ ЛИТЬЯ

Глава I

МЕХАНИЧЕСКИЕ ВЫБИВНЫЕ РЕШЕТКИ

§ 1. РАЗВИТИЕ СПОСОБОВ МЕХАНИЗАЦИИ ВЫБИВКИ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ

Основным способом механизации выбивки литейных форм является выбивка на выбивных решетках. На первом этапе развития этого способа применяли пневматические выбивные решетки, приводимые в состояние вибрации с помощью пневматических вибраторов, работающих от сети сжатого воздуха 6 ати (избыточное). Кроме выбивных решеток, находили широкое применение созданные также на базе пневматических вибраторов выбивные коромысла, а также индивидуальные накладные вибраторы для единичных форм разнохарактерных отливок. Однако все это вибровыбивное пневматическое оборудование имело существенные недостатки. Оно создавало сильный шум, утомляющий работающих на нем людей. Отработанный сжатый воздух, вырываясь из пневмовибраторов, раздувал пыль, образующуюся при выбивке форм, и разносил ее по цеху, несмотря на энергичные отсосы воздуха от этих выбивных устройств. Кроме того, пневматическое выбивное оборудование расходовало очень большое количество сжатого воздуха.

Вследствие указанных недостатков с начала 50-х годов пневматические выбивные решетки уступают место механическим выбивным решеткам, являющимся в настоящее время основным типом оборудования для механизации выбивки литейных форм. По роду привода современные механические выбивные решетки подразделяются на эксцентриковые, с приводом от механизма шатунно-кривошипного типа, инерционные, с приводом от вала с дебалансом, и ударные инерционные, наносящие снизу удары по установленным неподвижно подлежащим выбивке крупным формам (рис. 336). Ударные решетки часто выполняют в виде блока из нескольких единичных решеток (с независимым приводом каждая). Они находят применение главным образом для выбивки крупных форм, которые ставят краном в положение разъемом кверху на проложенные между единичными решетками блока неподвижные опорные балки.

На поточных линиях безопочной формовки выбивка форм происходит таким образом, что безопочные формы автоматически сбрасываются с литейного конвейера и попадают по склизу на механическую выбивную решетку (или же в выбивной барабан типа барабанного сита), где происходит их разрушение и отделение формовочной смеси от отливок. Для этого часто платформы конвейера

делают отклоняющимися на шарнире под углом 45° (с помощью копира), а подопочные щитки при этом задерживаются на платформах конвейера выступами.

Установки для автоматической выбивки опочных форм, не имеющих крестовин в нижней опоке, работают напровал. Комплектная форма сталкивается с литейного конвейера на вибрационную механическую раму, расположенную над выбивной механической решеткой, и содержимое формы проваливается из опоки на решетку, на которой формовочная смесь и отделяется от отливок. Привод рамы и решетки выполняют как эксцентриковым, так и инерционным.

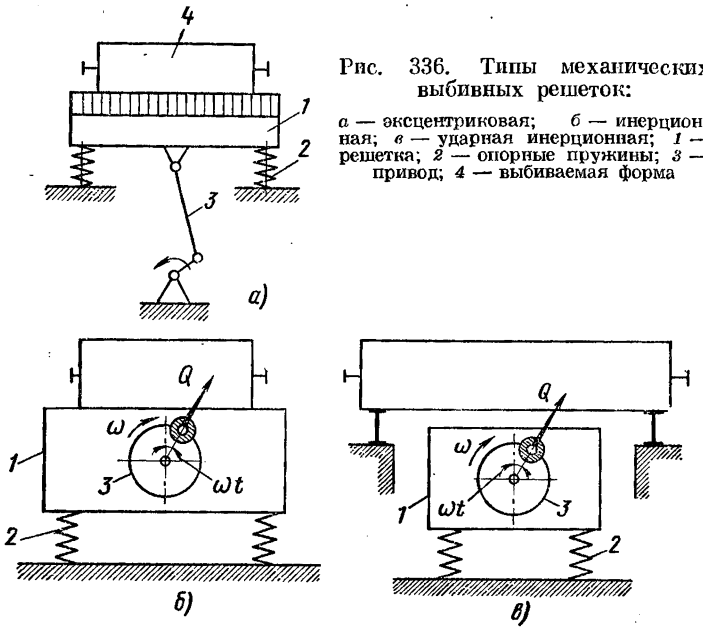


Рис. 336. Типы механических выбивных решеток:

а — эксцентриковая; *б* — инерционная; *в* — ударная инерционная; *1* — решетка; *2* — опорные пружины; *3* — привод; *4* — выбиваемая форма

По компоновке такие автоматизированные установки весьма разнообразны в зависимости от местных условий планировки и необходимости возврата пустых опок в комплекте или в разобранном виде к формовочным машинам, расставленным вдоль литейного конвейера комплектно или по группам (отдельно для верхних и нижних опок), снаружи или внутри конвейера. Для возврата пустых опок могут быть использованы или основной литейный конвейер, или специальные ленточные конвейеры, гравитационные или приводные роликовые конвейеры, или конвейеры другого типа.

При необходимости разделения комплекта пустых опок и отдельного возврата верхних и нижних опок к формовочным машинам выбивная установка имеет так называемый распаровщик, или автоматический разборщик комплектов пустых опок. Распаровщик выполняют например, в виде двухэтажного склиза, в который заталкиваются комплекты пустых опок. В этом склизе верхняя опока,

направляясь своими цапфами по шинам, попадает на верхний склиз, а нижняя опока остается и проталкивается по нижнему склизу, в результате чего опоки выходят из распаровщика разъединенными. Существуют и другие виды распаровщиков, например с остановкой верхних опок упором и принудительным вытаскиванием из-под них цепным конвейером нижних опок и дальнейшим проталкиванием разъединенных опок по роликовому конвейеру уже поочередно, в один слой.

При наличии в нижней опоке крестовин выбивка комплектной формы становится невозможной. Поэтому приходится верхние и нижние полуформы выбивать раздельно на двух решетках, извлекая в промежутке отливку из нижней полуформы.

В последнее время на современных автоматических литейных линиях выбивка литейных форм производится, как правило, с предварительной прошивкой форм, или выдавливанием содержимого комплектной формы из опок при помощи пуансона, обычно приводимого пневмоцилиндром. Форма устанавливается на неподвижной раме, и пуансон выдавливает из опок блок формовочной набивки вместе с отливками, который либо непосредственно падает, либо передается на механическую выбивную решетку, на которой и производится его разрушение и отделение формовочной смеси от отливок. Примеры применения способа прошивки были даны выше, при рассмотрении автоматических литейных линий.

§ 2. ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ ВЫБИВНЫЕ РЕШЕТКИ

Характеристика рабочего процесса

Рабочий процесс эксцентриковой выбивной решетки заключается в том, что выбиваемая форма, находящаяся на решетке (и к ней не прикрепленная), при каждом цикле колебаний решетки подбрасывается кверху и затем, падая, соударяется с решеткой, испытывая в момент соударения силы инерции, разрушающие набивку. Рассмотрим этот процесс на примере решетки мод. 422. У этой решетки частота вращения вала эксцентрика $n = 975$ об/мин, или угловая скорость $\omega = 102{,}1$ 1/с, и амплитуда колебаний, или эксцентрицитет эксцентрика, $a = 3$ мм $= 0{,}003$ м. Максимальное ускорение колебаний $\omega^2 a = 31$ м/с^2. На рис. 337 представлен график рабочего процесса этой решетки.

При рассмотрении колебаний решетки будем учитывать только вертикальные их составляющие, считая их гармоническими. Перемещение решетки x от среднего положения в момент времени t составит

$$x = a \sin \omega t,$$

где a — амплитуда и ω — круговая частота колебаний.

Ускорение инерции этих колебаний

$$-\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 a \sin \omega t.$$

В первой части периода колебаний эти силы инерции находящейся на решетке опоки направлены кверху. Они заставят опоку оторваться от решетки, как только величина этих сил инерции

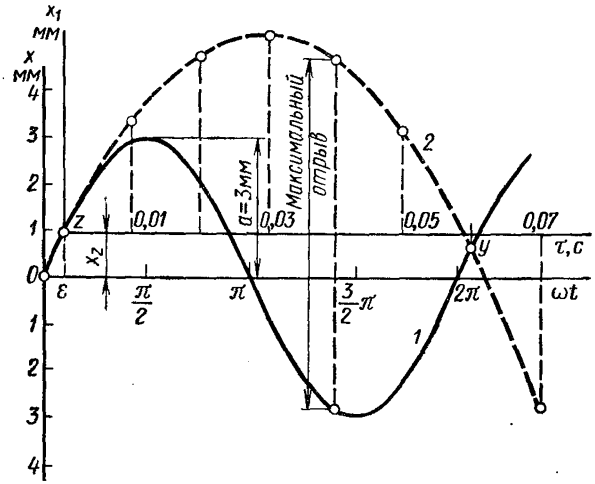


Рис. 337. График рабочего процесса эксцентриковой выбивной решетки мод. 422:
1 — синусоида колебаний решетки; *2* — парабола движения выбиваемой опоки

сравняется с силой тяжести опоки. Условие отрыва, таким образом, можно записать в виде

$$-\frac{d^2x}{dt^2}=\omega^2 a\sin\varepsilon=g, \tag{197}$$

где ε — фаза отрыва, которая для решетки мод. 422 составит

$$\varepsilon=\arcsin\frac{g}{\omega^2 a}=\arcsin\frac{9{,}81}{31}=18°15'.$$

Фаза отрыва ε соответствует некоторой точке z на синусоиде колебаний решетки (рис. 337). Ордината точки отрыва

$$x_z=a\sin\varepsilon=\frac{g}{\omega^2}=\frac{9{,}81}{102{,}1^2}=0{,}94\cdot10^{-3}\text{ м}=0{,}94\text{ мм}.$$

Скорость опоки и решетки в точке отрыва

$$v_z=\omega a\cos\varepsilon=102{,}1\cdot0{,}003\cdot0{,}9497=0{,}29\text{ м/с}.$$

Оторвавшись от решетки в точке z, опока будет двигаться самостоятельно как тело, подброшенное кверху, со скоростью v_z. Траектория этого движения опоки в пространстве и времени будет, очевидно, представлять собой параболу, для удобства построения которой примем точку z за новое начало координат x_1/τ. Уравнение параболы движения опоки в этих осях будет

$$x_1=v_z\tau-\frac{g\tau^2}{2}. \tag{198}$$

Задаемся временем τ через каждые 0,01 с и вычисляем по уравнению (198) ординаты x_1:

τ, с	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07
x_1, мм	2,41	3,84	4,29	3,76	2,25	—0,24	—3,61

Из построенной по этим точкам (см. рис. 337) параболы движения опоки видно, что максимальный отрыв опоки от решетки мод. 422 составляет $\approx 7{,}5$ мм.

Будучи подброшенной решеткой в точке z кверху, опока падает обратно на решетку в точке y, соответствующей абсциссе $\tau \approx 0{,}06$ с или значению фазы $\omega t = 2\pi + 15°$. В точке встречи с решеткой опока имеет отрицательную, т. е. направленную вниз, скорость

$$v_{оп} = v_z - g\tau = 0{,}29 - 9{,}81 \cdot 0{,}06 = -0{,}3 \text{ м/с}.$$

Решетка же в этой точке y имеет положительную (направленную кверху) скорость

$$v_{реш} = \omega a \cos 15° = 102{,}1 \cdot 0{,}003 \cdot 0{,}97 = 0{,}3 \text{ м/с}.$$

Скорость опоки относительно решетки в момент удара

$$w_{оп} = v_{оп} - v_{реш} = -0{,}3 - 0{,}3 = -0{,}6 \text{ м/с}.$$

Знак минус показывает, что эта скорость будет направлена вниз и что, следовательно, инерционные силы набивки в момент удара будут способствовать ее выбивке из опоки. Принимая во внимание, что коэффициент восстановления скорости при ударе выбиваемой литейной формы, или опоки, о решетку вследствие демпфирующего действия набивки должен быть невелик, можно, в первом приближении, пренебречь отражением опоки от решетки после удара. В таком случае энергия, или живая сила удара, на 1 кгс веса падающих частей (в том числе на 1 кгс песчаной набивки выбиваемой формы) составит

$$\frac{w_{оп}^2}{2g} = \frac{60^2}{2 \cdot 981} = 1{,}8 \text{ кгс} \cdot \text{см/кгс}.$$

Живая сила этих достаточно мощных ударов, повторяющихся при каждом колебании решетки, и является главным фактором, производящим выбивку литейной формы на механической решетке.

Технологически необходимая величина этой живой силы ударов для выбивки тех или иных по характеру и величине литейных форм на механических решетках в настоящее время известна лишь весьма приближенно. Необходимо опытным путем установить более точно ее величину для сырых, сухих и подсушенных форм, изготовленных из различных формовочных смесей с различной их прочностью, в зависимости от размеров опок и сетки крестовин в опоках.

Описанный характер рабочего процесса выбивки на механической эксцентриковой решетке с подбрасыванием выбиваемой формы над решеткой и последующим падением и соударением ее с решеткой и периодичность этого движения, повторяющегося при каждом цикле колебаний решетки, полностью подтверждаются экспериментально.

Расчет параметров оптимального режима колебаний эксцентриковой выбивной решетки

Если, как было сделано выше, пренебречь явлением отражения опоки с формой от решетки после удара, то можно принять, что опока, или литейная форма, после удара о решетку будет двигаться кверху вместе с решеткой до новой точки отрыва, где произойдет очередной скачок. Такое представление позволяет легко решить задачу об оптимальном режиме колебаний эксцентриковой выбивной решетки, который обеспечил бы наиболее быструю выбивку. Условия такого оптимального режима должны заключаться, очевидно,

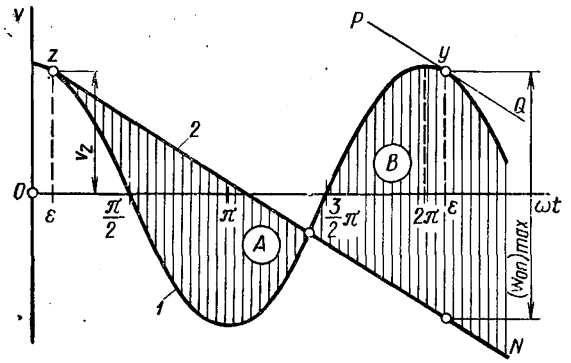


Рис. 338. Эпюра скорости движения опоки относительно решетки при $R = 0$:
1 — абсолютная скорость решетки; *2* — абсолютная скорость опоки

в том, что опока, подбрасываемая кверху решеткой при каждом цикле ее колебаний, должна упасть обратно на решетку в такой фазе ее колебаний, когда направленная книзу скорость опоки относительно решетки будет максимальной.

Скорость движения решетки изменяется по косинусоиде

$$v_{реш} = \omega a \cos \omega t = \omega a \cos (\omega\tau + \varepsilon),$$

где ε — фазовый угол отрыва опоки от решетки; $\varepsilon = \arcsin \frac{g}{\omega^2 a}$.

Скорость полета опоки изменяется во времени по прямой:

$$v_{оп} = v_z - g\tau = \omega a \cos \varepsilon - g\tau.$$

Скорость опоки относительно решетки

$$w_{оп} = v_{оп} - v_{реш} = \omega a \cos \varepsilon - g\tau - \omega a \cos (\omega\tau + \varepsilon).$$

Эпюра относительной скорости $w_{оп}$ показана на рис. 338 и выражается заштрихованными областями A и B. В области A эта относительная скорость направлена вверх, а в области B — вниз, что соответствует возможности встречи опоки и решетки с соударением.

Заметим попутно, что пограничная точка между областями A и B, в которой относительная скорость меняет знак, соответствует максимальному значению относительного перемещения опоки, т. е. максимальной величине отрыва опоки от решетки.

Условие максимума относительной скорости встречи опоки и решетки

$$\frac{dw_{\text{оп}}}{d\tau} = -g + \omega^2 a \sin(\omega\tau + \varepsilon) = 0$$

или

$$\sin(\omega\tau + \varepsilon) = \frac{g}{\omega^2 a} = \sin\varepsilon. \qquad \text{(а)}$$

Это условие удовлетворяется в области B эпюры в некоторой точке y при значении аргумента $\omega\tau = 2\pi$, чему соответствует фаза колебаний решетки

$$\omega t = \omega\tau + \varepsilon = 2\pi + \varepsilon.$$

Нетрудно видеть, что искомая точка y является точкой касания к косинусоиде скорости решетки прямой PQ, параллельной прямой zN скорости опоки, т. е. имеющей угол наклона $(-g)$ к оси времени.

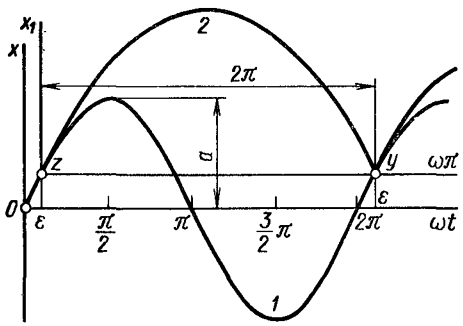


Рис. 339. График движения решетки (*1*) и опоки (*2*) при оптимальном режиме и $R = 0$

Таким образом, оптимальный режим колебаний решетки с максимальной энергией соударений будет характеризоваться отрывом опоки от решетки в фазе ε и соударением опоки с решеткой также в фазе ε, т. е. синфазным периодическим движением опоки и решетки с периодом в один цикл колебаний решетки (рис. 339).

Ударившись о решетку в фазе ε, опока сейчас же оторвется от нее снова со скоростью взлета, равной скорости решетки в этот момент, и начнет новый скачок. Итак, при каждом цикле колебаний решетки соударения будут происходить в одной и той же фазе ε, в которой будут иметь место и отрывы от решетки.

При таком режиме угол отрыва или соударения ε будет иметь вполне определенное значение, которое обозначим $\varepsilon_{\text{опт}}$. Значение $\varepsilon_{\text{опт}}$ будет соответствовать протяженности параболы опоки по оси абсцисс, равной протяженности периода колебаний решетки 2π между точками отрыва и соударения.

Перемещение опоки в осях x_1/τ между соударениями с решеткой составляет

$$x_1 = v_z\tau - \frac{g\tau^2}{2}.$$

Точки z и y лежат на одной горизонтали (рис. 339). Следовательно,

$$v_z\tau - \frac{g\tau^2}{2} = 0.$$

Отсюда значение промежутка времени τ между этими точками

$$\tau = \frac{2v_z}{g} = \frac{2a\omega}{g} \cos \varepsilon_{\text{опт}}.$$

С другой стороны, это время должно быть равно времени периода колебаний решетки $\frac{2\pi}{\omega}$. Следовательно,

$$\frac{2a\omega}{g} \cos \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{2\pi}{\omega},$$

откуда имеем

$$\cos \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{\pi g}{\omega^2 a} = \pi \sin \varepsilon_{\text{опт}}. \qquad (б)$$

Из этого уравнения находим числовую величину $\varepsilon_{\text{опт}}$:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\pi} = 17°40'. \qquad (199)$$

Имея величину $\varepsilon_{\text{опт}}$, легко найти выражение для выбора параметров режима колебаний решетки при оптимальном режиме. В самом деле, из выражения $\sin \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{g}{a\omega^2}$ получим

$$a\omega^2 = \frac{g}{\sin \varepsilon_{\text{опт}}} = a\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \frac{9{,}81}{\sin 17°40'},$$

что дает

$$an^2 = 2950,$$

где a выражено в м.

Выразив амплитуду a в мм, получим

$$an^2 = 295 \cdot 10^4. \qquad (200)$$

Эта формула дает возможность выбрать основные параметры a и n решетки при оптимальном режиме. Связь основных параметров решетки при оптимальном режиме может быть выражена и в другой форме. Принимая во внимание, согласно выражению (б), что

$$\cos \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{\pi g}{\omega^2 a},$$

а по условиям отрыва

$$\sin \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{g}{\omega^2 a},$$

находим, что $\operatorname{ctg} \varepsilon_{\text{опт}} = \pi$ и что, следовательно,

$$\cos \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{\pi}{\sqrt{1+\pi^2}}.$$

Тогда непосредственно из выражения (б) получаем

$$\omega^2 a = \frac{\pi g}{\cos \varepsilon_{\text{опт}}},$$

или

$$\omega^2 a = g\sqrt{1+\pi^2}. \qquad (201)$$

Найдем связь основных параметров a и n решетки с удельной энергией ударов e_0 опоки о решетку, отнесенной к 1 кгс падающих частей (к 1 кгс выбиваемой набивки литейной формы) при оптимальном режиме.

Скорость решетки в момент соударения

$$v_{\text{реш}} = \omega a \cos \varepsilon_{\text{опт}}.$$

Скорость опоки в момент соударения

$$v_{\text{оп}} = v_z - g\tau = \omega a \cos \varepsilon_{\text{опт}} - \frac{2\pi g}{\omega}.$$

Относительная скорость опоки в момент соударения

$$w_{\text{оп}} = v_{\text{оп}} - v_{\text{реш}} = -\frac{2\pi g}{\omega}$$

или, принимая во внимание выражение (б),

$$w_{\text{оп}} = -2\omega a \cos \varepsilon_{\text{опт}}.$$

Знак минус указывает на то, что скорость $w_{\text{оп}}$ направлена вниз.

Удельная энергия удара

$$e_0 = \frac{w_{\text{оп}}^2}{2g} = \frac{2\omega^2 a^2}{g} \cos^2 \varepsilon_{\text{опт}}; \qquad \text{(в)}$$

отсюда имеем

$$\frac{e_0}{a} = \frac{2\omega^2 a}{g} \cos^2 \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{2 \cos^2 \varepsilon_{\text{опт}}}{\sin \varepsilon_{\text{опт}}} = \frac{2 \cos^2 17°40'}{\sin 17°40'},$$

где e_0 в кгс·м/кгс и a в м.

Выразив e_0 в кгс·см/кгс, а a в мм, получим

$$\frac{e_0}{a} = 0{,}6. \qquad (202)$$

Наконец, выразив a через n из формулы (200) и подставив это выражение в формулу (202), найдем связь между e_0 и n при оптимальном режиме:

$$e_0 n^2 = 177 \cdot 10^4. \qquad (203)$$

Принимая во внимание, что согласно выражению (в) $e_0 = \frac{2\omega^2 a^2}{g} \times$ $\times \cos^2 \varepsilon_{\text{опт}}$, а по выражению (б) $\cos \varepsilon_{\text{опт}} = \frac{\pi g}{\omega^2 a}$, можно также выразить связь угловой скорости ω с энергией удара e_0 в виде

$$\omega = \pi \sqrt{\frac{2g}{e_0}}. \qquad (204)$$

На рис. 340 формулы (200), (202) и (204) представлены в виде номограммы, позволяющей выбрать параметры колебаний решетки при оптимальном режиме по заданной величине удельной энергии соударений. Исходя из технологически необходимого значения e_0 и производя обход графиков по пути $a - b - c - d - e$, получаем

искомые значения n и a решетки. Если в точке c получается частота вращения n, которая не согласуется с возможной частотой вращения электродвигателя, то, дойдя до точки c, необходимо, очевидно, взять ближайшую частоту вращения n по каталогу электродвигателей, которая пусть находится в точке f, и от нее уже продолжить обход номограммы по пути $f - a - h$. Если при этом взять не ближайшую меньшую, а ближайшую большую к точке c частоту вращения, то не будет обеспечена заданная величина e_0, что видно

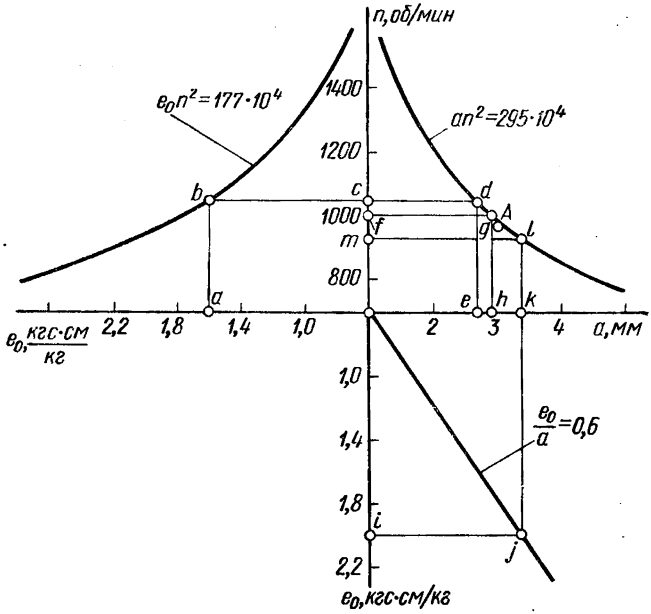


Рис. 340. Номограмма режимов работы решетки при оптимальном режиме и $R = 0$

по левому квадранту номограммы. Обход номограммы можно вести и в обратном направлении, начиная с оси e_0, направленной вниз (путь $i - j - k - l - m$).

Точка A, нанесенная на номограмме, относится к решетке мод. 422. Как видно, режим этой хорошо зарекомендовавшей себя в практике решетки подобран весьма тщательно и почти соответствует оптимальному.

Учет отражения выбиваемой формы при соударениях с решеткой

Примем теперь во внимание явление отражения опоки, или литейной формы, от решетки после удара. Согласно опытным данным [20, 36] значение коэффициента восстановления скорости при ударе заформованной опоки о решетку находится в пределах $R = 0{,}12 \div 0{,}25$. Вследствие частичного восстановления скорости после удара о ре-

шетку опока получает скорость отражения, которая превышает скорость решетки в момент соударения. Поэтому опока мгновенно отскакивает от решетки кверху в самой точке соударения и начинает новый скачок. Следовательно, если речь идет о периодическом режиме движения опоки и решетки с повторяющимися от скачка к скачку условиями соударения, то таким режимом может быть только режим синфазный (рис. 341).

При этом фазовый угол φ встречи опоки с решеткой теперь, при наличии отражения опоки, не имеет уже никакой связи с углом $\varepsilon = \arcsin \frac{g}{\omega^2 a}$, при котором решетка подбрасывала спокойно лежащую на ней опоку. При любом значении фазового угла встречи φ упавшая на решетку опока получает вследствие отражения направленную кверху скорость, превышающую скорость решетки, т. е. мгновенно отскакивает от нее.

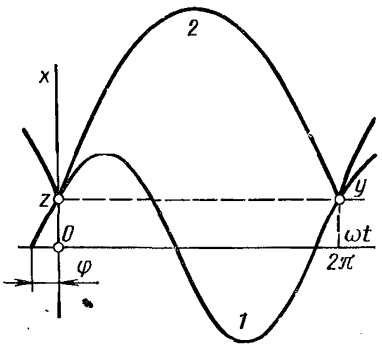


Рис. 341. График движения решетки (*1*) и опоки (*2*) при $R = 0$ и при синфазном режиме

Очевидно, что при данной степени упругости удара опоки о решетку, т. е. при данном коэффициенте R отражения или восстановления скорости, можно получить бесконечное множество синфазных режимов с различными углами φ в зависимости от того, какую интенсивность колебаний $\omega^2 a$ мы придадим решетке.

Установим связь параметров колебательного движения решетки с фазовым углом φ и коэффициентом R при синфазном режиме. Сохраняя наши прежние обозначения и расположив оси координат, как показано на рис. 341, напишем уравнения путей движения решетки и опоки:

$$x_{\text{реш}} = a \sin(\omega t + \varphi); \tag{205}$$

$$x_{\text{оп}} = x_0 + v_{\text{отр. оп}} t - \frac{gt^2}{2}, \tag{206}$$

где x_0 — ордината точки z соударения и отражения; $x_0 = a \sin \varphi$; $v_{\text{отр. оп}}$ — скорость отражения опоки после соударения.

Продифференцировав эти уравнения, получаем уравнения скоростей

$$v_{\text{реш}} = \omega a \cos(\omega t + \varphi); \tag{207}$$

$$v_{\text{оп}} = v_{\text{отр. оп}} - gt. \tag{208}$$

При $t = \frac{2\pi}{\omega}$ в точке y очередного соударения имеем

$$v_{\text{реш}} = \omega a \cos \varphi; \tag{а}$$

$$v_{\text{оп}} = v_{\text{над. оп}} = v_{\text{отр. оп}} - \frac{2\pi g}{\omega}, \tag{б}$$

где $v_{\text{пад. оп}}$ — скорость опоки при падении в момент ее соударения с решеткой.

Точки z и y параболы пути опоки лежат на одной горизонтали. Поэтому скорости движения опоки в этих точках равны по абсолютной величине и противоположны по знаку:

$$v_{\text{отр. оп}} = -v_{\text{пад. оп}} = \frac{\pi g}{\omega}. \qquad \text{(в)}$$

С другой стороны, согласно теореме импульсов скорость отражения опоки должна составлять

$$v_{\text{отр. оп}} = R(-w_{\text{пад}}) + v_{\text{реш}}, \qquad \text{(г)}$$

где $w_{\text{пад}}$ — скорость опоки относительно решетки при падении в момент соударения; $w_{\text{пад}} = v_{\text{пад. оп}} - v_{\text{реш}}$.

Подставив равенства (а) и (в) в уравнение (г), получим

$$\frac{\pi g}{\omega} = R\left(\omega a \cos\varphi + \frac{\pi g}{\omega}\right) + \omega a \cos\varphi,$$

откуда

$$\omega^2 a = \frac{\pi g}{\cos\varphi}\frac{1-R}{1+R}. \qquad (209)$$

Полученная связь (209) параметров справедлива для любого синфазного режима.

Мы рассматривали случай, когда период синфазного движения системы соответствовал одному обороту эксцентрикового вала и составлял $t = \frac{2\pi}{\omega}$. Можно, однако, представить себе более общий случай, когда один скачок опоки будет длиться в течение не одного, а i оборотов эксцентрикового вала, и период синфазного движения системы будет составлять $t = \frac{2\pi i}{\omega}$ с. В этом случае формула (209) примет вид

$$\omega^2 a = \frac{\pi g i}{\cos\varphi}\frac{1-R}{1+R}. \qquad (209а)$$

Формулы (209) и (209а) позволяют найти необходимую интенсивность колебаний $\omega^2 a$ эксцентриковой выбивной решетки при данном R и при любом фазовом угле соударения φ, которому можно задать любое значение. Однако, как оказывается, далеко не все значения φ соответствуют устойчивым синфазным режимам периодического движения системы опока — решетка.

Так как эксцентриковая решетка приводится от вала с постоянной частотой вращения и постоянным эксцентрицитетом, то ее гармоническое движение во времени постоянно и не изменяется. Таким образом, задача об устойчивости движение системы опока — решетка сводится к анализу устойчивости периодического движения опоки при заданном гармоническом движении решетки с постоянной амплитудой и частотой.

Как известно, устойчивым называется периодическое движение, которое характеризуется тем, что после сообщения системе весьма малых возмущений дальнейшее движение устанавливается вблизи исходного невозмущенного движения или возвращается к нему. Поэтому для исследования данного периодического движения на устойчивость ему следует сообщить некоторое малое возмущение и рассчитать, как изменяются значения основных параметров процессов при возрастании числа циклов, т. е. по ходу рассматриваемого процесса. Если при возрастании числа циклов основные параметры процесса получают возмущения, отклонения которых от исходных значений этих параметров стремятся к нулю или остаются огра-

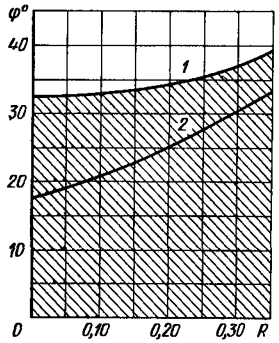


Рис. 342. График взаимосвязи фазового угла соударения φ с коэффициентом восстановления скорости R:

1 — верхняя граница устойчивых режимов; *2* — линия оптимальных режимов

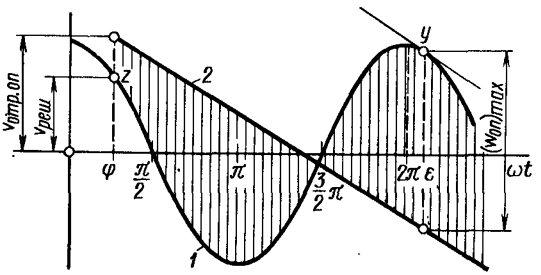


Рис. 343. Эпюра скорости движения опоки относительно решетки при $R > 0$:

1 — абсолютная скорость решетки; *2* — абсолютная скорость опоки

ниченными, то исходное невозмущенное движение является устойчивым.

Анализ устойчивости периодического движения опока — эксцентриковая решетка, выполненный Л. Ф. Лиокумовичем, показал, что критерием устойчивости режима периодического движения является условие

$$0 < \operatorname{tg}\varphi < \frac{2}{\pi i}\frac{1+R^2}{1-R^2}. \qquad (210)$$

По этому неравенству при $i = 1$ построена изображенная на рис. 342 кривая *1*, которая является верхней границей области устойчивых режимов системы опока — эксцентриковая решетка.

Рассмотрим теперь, при каких условиях внутри области устойчивых режимов эксцентриковых выбивных решеток (рис. 342) могут существовать оптимальные режимы, дающие максимальные значения относительных скоростей опоки в момент соударения.

Рассмотрим предварительно изолированный скачок опоки над решеткой и предположим, что фаза отражения опоки от решетки при начале этого скачка равна φ (рис. 343). Найдем, какова должна

быть фаза следующего соударения опоки и решетки с учетом коэффициента восстановления скорости R в оптимальном случае, т. е. при условии максимума относительной скорости опоки в момент соударения.

По-прежнему скорость решетки составит

$$v_{\text{реш}} = \omega a \cos \omega t = \omega a \cos (\omega\tau + \varphi),$$

где время τ отсчитывается с момента соударения.

Скорость опоки

$$v_{\text{оп}} = v_{\text{отр. оп}} - g\tau,$$

где $v_{\text{отр. оп}}$ — скорость отражения опоки после соударения.

Скорость опоки относительно решетки

$$w_{\text{оп}} = v_{\text{оп}} - v_{\text{реш}} = v_{\text{отр. оп}} - g\tau - \omega a \cos (\omega\tau + \varphi).$$

Условия максимума относительной скорости:

$$\frac{dw_{\text{оп}}}{d\tau} = -g + \omega^2 a \sin (\omega\tau + \varphi) = 0,$$

откуда

$$\sin (\omega\tau + \varphi) = \frac{g}{\omega^2 a} = \sin \varepsilon, \qquad (211)$$

где ε — фазовый угол отрыва от решетки опоки, спокойно лежащей на ней и совершающей вместе с ней колебательные движения.

Условие (211) удовлетворяется при значении $\omega\tau + \varphi = 2\pi + \varepsilon$. А так как $\omega\tau + \varphi = \omega t$, то оптимальная фаза соударения получается равной $2\pi + \varepsilon$, или ε, независимо от значения фазы φ предшествующего отражения опоки от решетки. Этот оптимум, как и раньше, соответствует точке касания с косинусоидой прямой скорости решетки. Эта прямая и в данном случае (см. рис. 343) имеет тот же наклон к оси времени, численно равный ускорению силы тяжести.

Таким образом, любой скачок $\varphi \to \varepsilon$ с отрывом в произвольной фазе φ и встречей в определенной фазе $\varepsilon = \arcsin \frac{g}{\omega^2 a}$ будет оптимальным скачком, т. е. скачком, реализующим максимальную скорость опоки относительно решетки при соударении. Однако при наличии и учете явления отражения опоки от решетки после удара речь может идти, как было установлено выше, только о синфазных режимах движения опоки и решетки. Следовательно, оптимальными режимами с реализацией максимальных относительных скоростей соударения могут являться синфазные режимы $\varepsilon \to \varepsilon$ с фазовым углом соударения $\varepsilon = \arcsin \frac{g}{\omega^2 a}$. Чтобы найти геометрическое место таких режимов внутри заштрихованной области на графике рис. 342, свяжем фазовый угол ε с коэффициентом восстановления скорости R.

Для синфазных режимов, согласно предыдущему [см. формулу (в)], имеем $v_{\text{отр. оп}} = -v_{\text{пад. оп}} = \frac{\pi g}{\omega}$. Далее, скорость решетки

в момент соударения (в фазе ε) составит $v_{реш} = \omega a \cos\varepsilon$. По теореме импульсов

$$v_{отр.оп} = R(-w_{пад}) + v_{реш} = R(v_{реш} - v_{пад.оп}) + v_{реш}.$$

Подставив сюда выражения для $v_{пад.оп}$, $v_{отр.оп}$ и $v_{реш}$, получим искомую связь между ε и R для оптимального режима:

$$\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{1}{\pi}\frac{1+R}{1-R}. \qquad (212)$$

По этой формуле определяем фазу угла соударения ε при оптимальном режиме в зависимости от величины коэффициента восстановления скорости R.

Принимая во внимание, что $\sin\varepsilon = \frac{g}{\omega^2 a}$, можно $\operatorname{tg}\varepsilon$ выразить через синус и приравнять это выражение правой части равенства (212):

$$\frac{g}{\omega^2 a\sqrt{1-\left(\frac{g}{\omega^2 a}\right)^2}} = \frac{1}{\pi}\frac{1+R}{1-R},$$

откуда получаем связь параметров a и ω решетки с коэффициентом восстановления скорости R при оптимальном режиме:

$$\omega^2 a = g\sqrt{1+\pi^2\left(\frac{1-R}{1+R}\right)^2}. \qquad (213)$$

По формуле (212) построена показанная на рис. 342 кривая *2*, представляющая собой геометрическое место точек существования оптимального синфазного режима $\varepsilon \to \varepsilon$. Линия режима $\varepsilon \to \varepsilon$ располагается ниже кривой *1*, т. е. в области устойчивых режимов.

Остановимся теперь на зависимости параметров колебания решетки ω и a от удельной энергии, или живой силы удара e_0, отнесенной к 1 кгс веса выбиваемой литейной формы, при учете явления отражения формы после соударения. Эта удельная живая сила удара при соударении литейной формы с решеткой составляет

$$e_0 = \frac{w_{пад}^2}{2g},$$

где $w_{пад}$ — скорость падения опоки относительно решетки в момент соударения; $w_{пад} = v_{пад.оп} - v_{реш}$.

Живая сила, или энергия отражения при отскоке опоки от решетки, также отнесенная к 1 кгс веса выбиваемой формы,

$$e_0' = \frac{w_{отр}^2}{2g},$$

где $w_{отр}$ — скорость отражения опоки относительно решетки в момент отскока; $w_{отр} = v_{отр.оп} - v_{реш} = R(-w_{пад}) = R(v_{реш} - v_{пад.оп})$. Здесь для получения направленной вверх (положительной) относительной скорости отражения опоки $w_{отр}$ коэффициент восстановления скорости R множится на $(-w_{пад})$, так как сама по себе $w_{пад}$ направлена вниз и является величиной отрицательной. Таким образом,

имеем

$$e_0' = \frac{w_{отр}^2}{2g} = \frac{R^2 (-w_{пад})^2}{2g} = R^2 e_0.$$

При каждом соударении для выбивки формы технологически полезно реализуются энергия удара e_0 и энергия отражения e_0', так как силы инерции выбиваемой формы будут направлены вниз, в сторону удаления формы из опоки как при остановке формы при ударе, так и при разгоне ее вверх из-за отражения от решетки. Следовательно, при каждом соударении для выбивки реализуется сумма обеих удельных живых сил, т. е.

$$e_0 + e_0' = e_0 (1 + R^2) = e,$$

где e — суммарная, или обобщенная, удельная энергия, сообщаемая выбиваемой форме или опоке при каждом соударении, отнесенная к 1 кгс веса формы.

Принимая во внимание, что скорость падения опоки в момент соударения $v_{пад.\,оп} = -\frac{\pi g}{\omega}$, скорость решетки в этот момент $v_{реш} = \omega a \cos\varphi$, и согласно уравнению (209) $\omega a \cos\varphi = \frac{\pi g}{\omega} \frac{1-R}{1+R}$, имеем

$$w_{пад} = v_{пад.\,оп} - v_{реш} = \frac{2\pi g}{\omega} \frac{1}{1+R}.$$

Величина удельной энергии удара

$$e_0 = \frac{(w_{пад})^2}{2g} = \frac{2\pi^2 g}{\omega^2} \frac{1}{(1+R)^2},$$

а вся обобщенная удельная энергия, сообщаемая выбиваемой форме при одном соударении,

$$e = e_0 (1 + R^2) = \frac{2\pi^2 g}{\omega^2} \frac{1+R^2}{(1+R)^2}.$$

Отсюда получаем связь параметра ω с обобщенной удельной энергией e:

$$\omega = \frac{\pi}{1+R} \sqrt{\frac{2g(1+R^2)}{e}}. \qquad (214)$$

Эта зависимость справедлива для любого синфазного режима. Формула (214) получена для периода движения опоки, соответствующего $i = 1$, т. е. одному периоду колебаний решетки. При произвольном i формула имеет вид

$$\omega = \frac{\pi i}{1+R} \sqrt{\frac{2g(1+R^2)}{e}}. \qquad (214а)$$

Вставив в уравнения (209) и (214) $\omega = \frac{\pi n}{30}$ для перехода от угловой скорости к частоте вращения об/мин приводного вала решетки и выражая амплитуду a в мм, а энергию e в кгс·см/кгс, получим

при $i = 1$ и при любом синфазном режиме

$$an^2 = 281 \cdot 10^4 \frac{1}{\cos\varphi} \frac{1-R}{1+R} \tag{215}$$

и

$$en^2 = 177 \cdot 10^4 \frac{1+R^2}{(1+R)^2}. \tag{216}$$

Наконец, разделив уравнение (216) на уравнение (215), найдем

$$\frac{e}{a} = 0{,}63 \frac{1+R^2}{1-R^2} \cos\varphi. \tag{217}$$

При $R = 0$ $\cos\varphi = \cos\varepsilon_{опт} = \frac{\pi}{\sqrt{1+\pi^2}}$ и формулы (215), (216), (217) превращаются в формулы (200), (203) и (202), в которые вместо обобщенной удельной энергии e входит уже удельная энергия удара e_0.

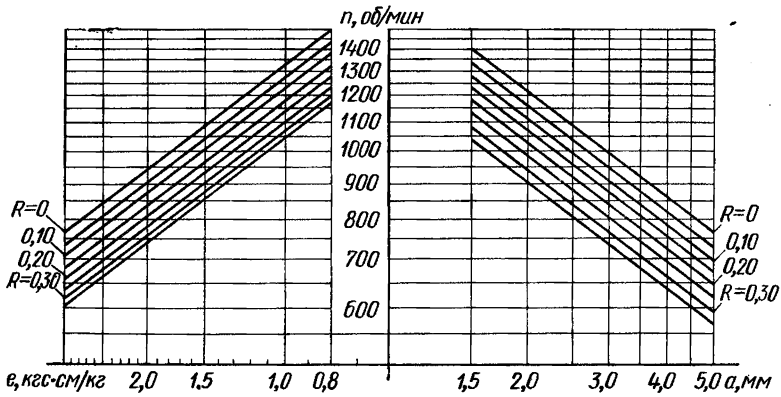


Рис. 344. Номограмма режимов работы решетки при оптимальном режиме и $R > 0$

На основании формул (215) и (216) построена в логарифмических координатах изображенная на рис. 344 номограмма, которая может служить для выбора параметров оптимального режима колебания эксцентриковой решетки по технологически необходимой величине e с учетом коэффициента восстановления скорости R после соударения опоки и решетки. Значения фазы соударения $\varphi = \varepsilon_{опт}$ для построения линий этой номограммы взяты для различных R по формуле (212) и соответствуют кривой *2* оптимального режима на рис. 342.

От электродвигателя, приводящего решетку, при каждом соударении опоки и решетки дополнительно потребляется та часть энергии, которая рассеивается при ударе и не восстанавливается в виде энергии отражения опоки. Очевидно, эта рассеиваемая при соуда-

рении часть энергии составляет, кгс·м

$$\Delta A = e_0 (1 - R^2) G = \frac{2\pi^2 g}{\omega^2} G \frac{1-R}{1+R},$$

где G — вес выбиваемой формы, кгс.

Энергия ΔA рассеивается за одно соударение опоки и решетки, или за время $t = \frac{2\pi}{\omega}$ с.

Энергия, рассеиваемая в секунду, составит, кгс·м/с

$$A_c = \frac{\Delta A}{t} = \frac{\pi g}{\omega} G \frac{1-R}{1+R}.$$

Следовательно, мощность электродвигателя привода решетки, кВт

$$N = \frac{A_c}{102\eta}, \qquad (218)$$

где η — механический к. п. д. решетки, который учитывает потери в передаче и в амортизаторах; $\eta = 0{,}6 \div 0{,}75$.

§ 3. ИНЕРЦИОННЫЕ ВЫБИВНЫЕ РЕШЕТКИ

Характер колебаний инерционной выбивной решетки

Инерционная выбивная решетка представляет собой решетчатую раму, опертую на амортизаторы и приводимую в колебательное движение от вала с дебалансом (см. рис. 336, *б*). Вал вращается в подшипниках, монтированных на раме решетки, и получает вращение от стационарного электродвигателя при помощи клиноременной передачи. Вертикальная проекция неуравновешенной центробежной силы дебаланса $Q \cos \omega t$ является возмущающей силой, вызывающей колебания решетки на своих упругих опорах. Выбиваемую форму или опоку ставят на инерционную решетку так же, как это имело место и в случае выбивки на эксцентриковых решетках.

При работе инерционной выбивной решетки происходят периодические соударения выбиваемой опоки, которая подскакивает над решеткой, с самой решеткой, подобно тому, как это имеет место при работе эксцентриковой решетки. Удар выбиваемой опоки или литейной формы о решетку в обоих случаях носит полуупругий характер с частичным восстановлением скорости, т. е. мгновенным отражением, или отскоком, опоки от решетки после удара. Поэтому в обоих случаях решетка совершает колебания одна, без опоки, в течение всего периода между соударениями. Однако имеется существенная разница в характере колебаний решеток обоих этих типов.

Колебания эксцентриковой решетки представляют собой простое гармоническое колебательное движение с постоянной амплитудой и частотой, причем удары опоки о решетку не изменяют характера ее движения.

Инерционная выбивная решетка не имеет жесткого привода с принудительной кинематикой подобно приводу эксцентриковой

решетки. Привод инерционной решетки, как уже говорилось, представляет собой вращающийся вал с дебалансом, неуравновешенная центробежная сила которого и заставляет ее колебаться на своих упругих опорах. Вертикальная составляющая этой возмущающей силы изменяется по периодическому закону гармонического колебательного движения и имеет свой постоянный период и постоянную амплитуду. Однако возбуждаемые ею колебания инерционной решетки получаются уже значительно более сложными и складываются из собственных и вынужденных колебаний.

Возникающие при этом собственные, или свободные, колебания решетки имеют частоту, отличную от частоты возмущающей силы, и по фазе сдвинуты относительно синусоиды изменения возмущающей силы. Их частота, амплитуда и фаза зависят от массы решетки и жесткости ее упругих опор. При наличии демпфирующих сил, или сил затухания, амплитуда собственных колебаний получается переменной, уменьшающейся во времени. Закон затухания, или уменьшения амплитуды собственных колебаний, будет зависеть от характера сил затухания. К силам затухания в инерционной выбивной решетке относятся внутреннее трение в материале упругих опор, внешнее трение во фрикционных амортизаторах, трение выбитого из опоки формовочного материала, вывалившегося на решетку и проходящего сквозь ее отверстия.

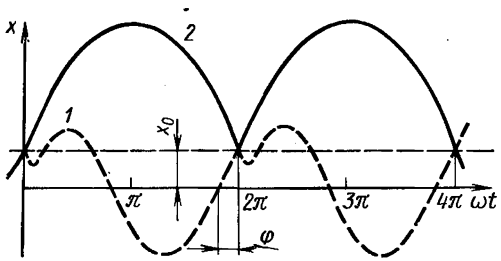


Рис. 345. График колебаний инерционной решетки (*1*) и движения опоки (*2*) при синфазном режиме и $R > 0$

Вынужденные колебания решетки, вызываемые действием возмущающей силы, имеют частоту возмущающей силы, но по фазе сдвинуты относительно нее, причем этот сдвиг будет иным, чем у собственных колебаний решетки. Амплитуда вынужденных колебаний получается неизменной во времени, но величина ее является функцией как частот собственных колебаний и возмущающей силы, так и в большой степени величины и характера демпфирующих сил.

Результирующее колебательное движение инерционной решетки, вызываемое действием периодической возмущающей силы, будет являться алгебраической суммой ее собственных и вынужденных колебаний, которые имеют неодинаковые фазы, частоты и амплитуды. Это суммарное движение уже не будет простым гармоническим колебательным движением. Оно будет иметь переменную периодическую амплитуду и носить характер биений.

Однако такой характер имели бы колебания инерционной решетки, если бы она работала вхолостую без опоки. При периодических соударениях с опокой происходит нарушение и дальнейшее усложнение этого движения инерционной решетки. Опока, ударившись

о решетку, отскакивает от нее кверху. Но и сама решетка при этом также отскакивает от опоки, получая какую-то направленную вниз скорость отражения. В результате, как показано на рис. 345, колебательное движение решетки действием этого удара искажается и становится иным, чем оно было бы без соударений с опокой.

Расчет параметров режима инерционной выбивной решетки

Расчет колебаний и рабочего процесса инерционных выбивных решеток с учетом демпфирующих сил требует постановки исследований по выявлению их характера и величины и, кроме того, сам по себе представляет математически сложную задачу. Рассмотрим приближенное к нему решение, разработанное Л. Ф. Лиокумовичем, без учета сил затухания, которое может быть использовано для практических инженерных расчетов [37].

Под оптимальным режимом системы решетка — опока подразумевается периодический процесс, при котором последовательные соударения опоки и решетки имеют место при одних и тех же значениях амплитуд и фаз колебаний. При этом период между двумя последовательными соударениями условно принимается равным периоду действия возмущающей силы $\frac{2\pi}{\omega}$. В промежутке между двумя соударениями опока движется как свободно подброшенное тело, движение же решетки рассматривается как сумма ее вынужденных и собственных колебаний без учета демпфирующих сил.

Отсчитывая время от момента соударения, получим следующие граничные условия:

1) при $t = 0$ перемещение решетки $x_р$ и опоки $x_{оп}$ составляет $x_р = x_{оп} = x_0$; скорость решетки после удара $v_{отр.р}$, а скорость опоки после удара $v_{отр.оп}$;

2) при $t = \frac{2\pi}{\omega}$ перемещение решетки и опоки $x_р = x_{оп} = x_0$; скорость решетки перед ударом $v_{пад.р}$; скорость опоки перед ударом $v_{пад.оп}$.

Вертикальные перемещения решетки в промежутке между двумя соударениями удовлетворяют следующему уравнению движения:

$$Q\cos(\omega t + \varphi) - kx_р - M_р\frac{d^2x_р}{dt^2} = 0, \qquad (219)$$

где φ — фаза вынужденных колебаний решетки в момент соударения; k — суммарная жесткость опорных пружин решетки; $M_р$ — масса решетки.

Решение этого уравнения имеет вид

$$x_р = C_1\cos(\omega_р t + \psi) + C_2\cos(\omega t + \varphi), \qquad (220)$$

где первый член уравнения представляет собой собственные колебания решетки с амплитудой C_1, круговой частотой $\omega_р = \sqrt{\frac{k}{M_р}}$ и фазой ψ в момент соударения, а второй член — вынужденные

колебания решетки с амплитудой C_2, частотой ω и фазой φ в момент соударения.

Движение опоки в промежутке между двумя соударениями удовлетворяет уравнению

$$x_{\text{оп}} = x_0 + v_{\text{отр. оп}} t - \frac{gt^2}{2}. \tag{221}$$

Подставив сюда граничные условия для $t = \frac{2\pi}{\omega}$, получим $v_{\text{отр. оп}} = \frac{\pi g}{\omega}$ (и, следовательно, $v_{\text{пад. оп}} = -\frac{\pi g}{\omega}$).

Продифференцировав уравнение (220) и подставив граничные условия, получим систему уравнений:

$$x_0 = C_1 \cos\psi + C_2 \cos\varphi;$$

$$x_0 = C_1 \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda} + \psi\right) + C_2 \cos\varphi;$$

$$v_{\text{отр. р}} = -C_1\omega_{\text{р}} \sin\psi - C_2\omega \sin\varphi;$$

$$v_{\text{пад. р}} = -C_1\omega_{\text{р}} \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda} + \psi\right) - C_2\omega \sin\varphi,$$

где $\lambda = \frac{\omega}{\omega_{\text{р}}}$.

Решая эту систему, имеем

$$\psi = -\frac{\pi}{\lambda}; \tag{222}$$

$$C_2 = \frac{g}{\omega^2} \frac{1}{1 - \frac{1}{\lambda^2}}; \tag{223}$$

$$\varphi = \arcsin\left(-\frac{v_{\text{отр. р}} + v_{\text{пад. р}}}{2C_2\omega}\right); \tag{224}$$

$$C_1 = \frac{v_{\text{отр. р}} - v_{\text{пад. р}}}{2\omega_{\text{р}} \sin\frac{\pi}{\lambda}}, \tag{225}$$

где $q = \frac{Q}{M_{\text{р}}}$.

На основании теоремы импульсов можно написать выражения

$$v_{\text{отр. р}} = \frac{(1+R)\, v_{\text{пад. оп}} + (\mu - R)\, v_{\text{пад. р}}}{1+\mu};$$

$$v_{\text{отр. оп}} = \frac{(1-\mu R)\, v_{\text{пад. оп}} + \mu\,(1+R)\, v_{\text{пад. р}}}{1+\mu},$$

где $\mu = \frac{M_{\text{р}}}{M_{\text{оп}}}$ — отношение масс решетки и опоки; R — коэффициент восстановления скорости.

Приняв во внимание, что $v_{\text{пад. оп}} = -v_{\text{отр. оп}}$, находим

$$v_{\text{пад. р}} = \frac{2 + \mu\,(1-R)}{\mu\,(1+R)}\, v_{\text{отр. оп}};$$

$$v_{\text{отр. р}} = -\frac{2R + \mu\,(R-1)}{\mu\,(1+R)}\, v_{\text{отр. оп}}.$$

Подставляя их величины в формулы (224) и (225), получим следующие окончательные выражения для φ и C_1:

$$\varphi = \arcsin\left(-\frac{bv_{\text{отр. оп}}}{2C_2\omega}\right); \tag{226}$$

$$C_1 = -\frac{v_{\text{отр. оп}}}{\omega_p \sin\frac{\pi}{\lambda}}, \tag{227}$$

где

$$b = \frac{2(1-R)(1+\mu)}{(1+R)\mu}.$$

Подставив, наконец, в основное решение (220) найденные значения C_1, C_2, ψ и φ, получим при $t = 0$

$$x_0 = -\frac{v_{\text{отр. оп}}}{\omega_p \operatorname{tg}\frac{\pi}{\lambda}} \pm \frac{g\sqrt{\left(\frac{2g}{g}\right)^2 - b^2\pi^2\left(1-\frac{1}{\lambda^2}\right)^2}}{2\omega^2\left(1-\frac{1}{\lambda^2}\right)}. \tag{228}$$

Выражение (228) дает действительные значения x_0 при условии

$$\frac{q}{g} \geqslant \pm\frac{1}{2}b\pi\left(1-\frac{1}{\lambda^2}\right). \tag{229}$$

Предельное значение этого неравенства определяет минимальное значение величины возмущающей силы Q, при котором еще возможны периодические режимы рассматриваемого вида. Подставив в (229) выражения для q и b, получим расчетную формулу для возмущающей силы дебаланса решетки:

$$Q = (M_p + M_{\text{оп}})\pi g\frac{1-R}{1+R}\left(1-\frac{1}{\lambda^2}\right). \tag{230}$$

Удельная живая сила удара, отнесенная к 1 кгс веса соударяющихся тел (опоки и решетки), в том числе к 1 кгс выбиваемой формовочной смеси, составляет $e_0 = \frac{w_{\text{уд}}^2}{2g}$, где относительная скорость удара, или падения, в данном случае

$$w_{\text{уд}} = w_{\text{пад}} = v_{\text{пад. оп}} - v_{\text{пад. р}} = -\frac{\pi g}{\omega} - \frac{2+\mu(1-R)}{\mu(1+R)}\frac{\pi g}{\omega} = -\frac{2\pi g}{\omega}\frac{1+\mu}{\mu}\frac{1}{1+R}.$$

Подставив это выражение в выражение для e_0, найдем, что круговая частота вала дебаланса ω, обеспечивающая получение заданной величины e_0, должна быть

$$\omega = \frac{1+\mu}{\mu}\frac{\pi}{1+R}\sqrt{\frac{2g}{e_0}}. \tag{231}$$

Однако, как упоминалось ранее, при соударении опоки и решетки для выбивки используется не только энергия удара e_0, но и энергия отражения $e'_0 = R^2e_0$. Сумма $e_0 + e'_0$, или обобщенная удельная энергия удара e, составляет, таким образом, $e = e_0(1 + R^2)$.

Введя выражение для e в формулу (231), получим формулу для ω, учитывающую действие не только удара, но и взаимного отражения опоки и решетки при соударении:

$$\omega = \frac{1+\mu}{\mu}\pi\frac{\sqrt{1+R^2}}{1+R}\sqrt{\frac{2g}{e}}. \qquad (232)$$

Для расчета основных параметров инерционных решеток по излагаемой методике служат, таким образом, формулы (232), (230) и (223). При этом для определения величины λ, входящей в расчетные формулы, необходимо знать частоту собственных колебаний решетки $\omega_р$. У существующих решеток величина $\omega_р$ находится обычно в пределах 20—60 1/с.

Необходимую мощность электродвигателя можно найти исходя из величины рассеиваемой при каждом соударении части энергии ΔA, которая по теореме Карно составляет

$$\Delta A = \frac{1}{2}\frac{M_р M_{оп}}{M_р + M_{оп}} w_{уд}^2 (1 - R^2) = e_0 (1 - R^2)\frac{M_р M_{оп}}{M_р + M_{оп}} g.$$

Разделив ΔA на период соударений, равный $\frac{2\pi}{\omega}$ с, получим секундный расход энергии $A_с = \frac{\Delta A \omega}{2\pi}$ кгс·м/с. Необходимая мощность электродвигателя решетки $N = \frac{A_с}{102\eta}$ кВт, где $\eta = 0{,}8 \div 0{,}9$ — к. п. д. привода, учитывающий потери в передаче и рассеивание энергии в амортизаторах. Подставив сюда выражение для e_0 из уравнения (231)

$$e_0 = \frac{2\pi^2 g}{\omega^2}\left(\frac{1+\mu}{\mu}\right)^2 \frac{1}{(1+R)^2},$$

получим мощность электродвигателя, кВт

$$N = \frac{\pi g G_{оп}}{102\omega\eta}\frac{1-R}{1+R}\frac{1+\mu}{\mu}. \qquad (233)$$

Глава II

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ВЫБИВКИ СТЕРЖНЕЙ ИЗ ОТЛИВОК

§ 1. ВИБРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

Для механизации выбивки стержней из отливок в современных литейных цехах применяют пневматические вибрационные машины и гидравлические установки.

Вибрационная машина для выбивки стержней, называемая также «нокаутом» (рис. 346), представляет собой пневматические тиски, имеющие пружинный упор, расположенный на задней бабке, и второй упор с вибратором, передвигающийся для зажима отливки

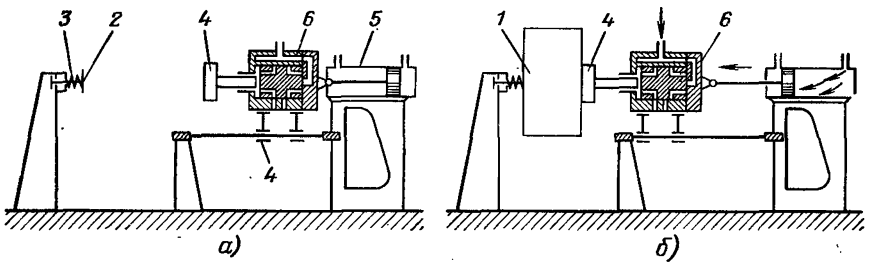


Рис. 346. Схема вибрационной машины для выбивки стержней:

а — исходное положение; *б* — выбивка стержней из отливки; *1* — отливка; *2* — пружинный упор; *3* — пружина; *4* — боек вибратора; *5* — пневматический толкатель; *6* — вибратор

с помощью пневматического толкателя. Отливка, подвешенная на подъемнике или на кране, зажатая между этими двумя упорами, от вибратора получает сотрясения, благодаря которым находящиеся в ней стержни разрушаются и высыпаются из нее.

Вибратор выбивной машины такого типа (рис. 347) не имеет пружины. Плунжер вибратора устанавливается в показанное на ри-

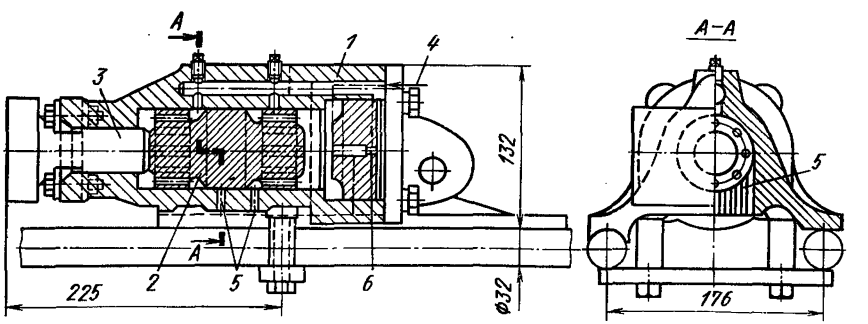


Рис. 347. Вибратор выбивной машины:

1 — корпус; *2* — плунжер; *3* — боек; *4* — впуск воздуха; *5* — выхлопные отверстия; *6* — канал для подвода воздуха в правую полость цилиндра

сунке пусковое положение с помощью впуска воздуха в правую полость цилиндра через узкий канал, сделанный в торце правой крышки цилиндра. Удары плунжера вибратора по бойку передаются отливке. Удар при обратном ходе плунжера поглощается подушкой воздуха, остающегося в правой полости цилиндра.

Вибрационные машины применяют главным образом в массовом и крупносерийном производстве. Они хорошо выбивают стержни, имеющие в момент выбивки малую прочность. Глинистые и другие трудноудаляемые стержни на таких машинах выбиваются плохо. Вибрационные машины работают от сети сжатого воздуха 6 ат. Производительность вибрационных выбивных машин до 120 отливок в час.

§ 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Основные параметры рабочего процесса

Выбивка стержней из отливок гидравлическим методом производится в закрытых камерах. Отливку помещают внутри камеры на вращающемся столе, а рабочий находится вне камеры и направляет на отливку струю воды из брандспойта или гидромонитора, подвижно укрепленного в стенке камеры. Отработанная вода с песком уходит через решетчатый пол камеры и поступает в отстойник, где осветляется для повторного использования. Осажденный в отстойнике промытый песок высушивают и снова используют в качестве формовочного материала.

Такую выбивку иногда называют гидравлической очисткой литья, так как после удаления стержней струю воды направляют и на поверхность отливки для смывания приставшей к ней формовочной смеси. Однако водная струя не удаляет пригоревшую к отливкам смесь, и после гидравлической обработки часто прибегают еще к дополнительной очистке отливок дробью.

По сравнению с выбивкой стержней сухим способом (с помощью вибрационных машин и вручную) при гидравлической выбивке стержней полностью отсутствует пылеобразование, сохраняются для повторного использования стержневые рамки и каркасы и значительно ускоряется процесс удаления стержней. Применение гидравлической выбивки стержней, однако, ограничивается достаточно крупными и сложными отливками, имеющими большой объем или сложную форму стержней.

Для гидравлической выбивки стержней применяют установки двух типов: высокого и низкого давления. В установках высокого давления рабочее (избыточное) давление воды составляет 100—200 ат, а диаметр отверстия сопла монитора 4—8 мм. В установках низкого давления рабочее давление воды составляет 25—40 ат, а диаметр сопла 12—27 мм. В промышленности находят применение главным образом установки высокого давления.

Струя воды оказывает на стержень двоякое действие: размывающее, при котором вместе с водой удаляется стержневой материал,

и разрезающее, при котором струя может разрезать стержень на части и уносить их из отливок. Размывающее действие струи тем больше, чем больше расход воды. Разрезающее действие тем больше, чем больше скорость струи, зависящая от давления воды. Очевидно, что для оптимального действия струи необходимо сочетать размывающее действие с разрезающим таким образом, чтобы в кратчайшее время выполнить операцию удаления стержня, т. е. выбрать такое сечение сопла, которое давало бы нужный расход воды, и такое давление воды, которое давало бы надлежащую скорость истечения воды. Правильный выбор давления воды и диаметра сопла является поэтому основным условием производительного и экономичного действия всей гидравлической установки для выбивки стержней.

Если исходить из того, что прочность (на сжатие) стержней, остающихся в отливках, обычно не превышает 12—13 кгс/см², и принять, что давление струи воды на стержень приблизительно в 1,5 раза меньше, чем давление в сопле, то минимальное давление воды в сопле должно быть $13 \cdot 1{,}5 = 19{,}5$ кгс/см². Учитывая потери давления в трубопроводе, можно было бы считать достаточным избыточное давление воды у насоса 25—30 ат. Однако при таком давлении (в установках низкого давления) наблюдается главным образом размывающее действие струи.

Опытным путем также установлено, что чем больше прочность материала стержня в момент выбивки, тем большее значение имеет разрезающее действие струи. Давление воды при этом должно быть выбрано больше, а диаметр сопла при ограниченной мощности насоса может быть соответственно меньше.

При сравнении гидравлических установок различного типа в качестве критерия их производительности в первом приближении можно принимать величины живых сил их струй.

Предположим, что требуется сравнить живую силу струи двух установок высокого давления, одна из которых работает при давлении воды в 3 раза большем и имеет сопло диаметром 7 мм, с живой силой струи другой установки, диаметр отверстия сопла которой равен 25 мм. Относительные потери напора по пути от насоса до сопла (по сравнению с начальным напором) в обеих установках одинаковы. Определим также, каким должен быть диаметр сопла в установке более низкого давления для получения живой силы струи, одинаковой с живой силой струи установки высокого давления.

1. Сравнение живых сил струй.

Скорости струй на выходе в обеих установках

$$v_1 = \varphi \sqrt{2gH\eta};$$

$$v_2 = \varphi \sqrt{2g\frac{H}{3}\eta} = 0{,}578 v_1,$$

где φ — коэффициент скорости; H — напор, создаваемый насосом в установке более высокого давления, м; η — коэффициент, учитывающий относительную потерю напора по пути от насоса до сопла.

Отношение сечений сопл

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{7^2}{25^2} = 0{,}078.$$

Секундные расходы

$$Q_1 = \mu f_1 v_1;$$

$$Q_2 = \mu f_2 v_2 = \mu \frac{f_1}{0{,}078} 0{,}578 v_1 = 7{,}4 Q_1,$$

где μ — коэффициент расхода.

Живая сила струи в установке высокого давления

$$L_1 = \frac{Q_1 v_1^2}{2g},$$

в установке низкого давления

$$L_2 = \frac{Q_2 v_2^2}{2g} = \frac{7{,}4 Q_1 (0{,}578 v_1)^2}{2g} = 2{,}47 L_1.$$

Таким образом, живая сила струи во второй установке в 2,47 раза больше, чем в первой.

2. Диаметр сопла для установки низкого давления при равенстве живых сил струй в обеих установках.

Расход воды в установке низкого давления при равенстве живых сил должен быть

$$Q_2 = \frac{7{,}4 Q_1}{2{,}47} = 3 Q_1.$$

Сечение сопла

$$f_2' = \frac{f_1}{0{,}078} \frac{1}{2{,}47} = \frac{f_1}{0{,}193}.$$

Диаметр отверстия сопла определится из условия

$$\frac{f_1}{f_2'} = 0{,}193 = \frac{7^2}{d^2},$$

откуда

$$d = \frac{7}{\sqrt{0{,}193}} = 15{,}9 \approx 16 \text{ мм}.$$

Легко видеть, что при увеличении напора H в m раз живая сила струи L увеличивается больше чем в m раз, а при увеличении расхода Q она растет только пропорционально Q. В самом деле, увеличив в m раз напор (или соответствующее ему давление воды), мы увеличим скорость v выхода воды из сопла гидромонитора в $\sqrt{m}$ раз. Следовательно, расход Q увеличится также в $\sqrt{m}$ раз. Живая сила струи L, равная $\frac{Qv^2}{2g}$, возрастет в $m\sqrt{m}$ раз. Так, при увеличении давления воды вдвое живая сила струи увеличивается в $2\sqrt{2} = 2{,}83$ раза, а расход воды только в $\sqrt{2} = 1{,}41$ раза. Если получить такое же (в 2,83 раза) увеличение живой силы струи без повышения давления, только за счет расхода, то последний надо увеличить также в 2,83 раза.

Гидромонитор, или брандспойт, присоединяемый к трубопроводу установки с помощью гибкого шланга, делают в виде трубки длиной 1—4 м; диаметр его не должен вызывать слишком больших потерь напора при движении воды.

По практическим данным диаметр трубки гидромонитора в установках высокого давления принимают из расчета, чтобы отношение ее сечения к проходному сечению сопла было равно 5—5,5. Обычно

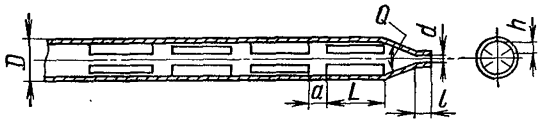


Рис. 348. Основные размеры гидромонитора [55]

гидромониторы таких установок делают диаметром до 25 мм, а в установках низкого давления — до 40—50 мм и более. Мониторы большого сечения тяжелы и менее удобны в работе. При отношении сечений ствола монитора и сопла в указанных пределах и при избыточном давлении в трубопроводе 75 ат скорость струи при выходе из сопла получается 70—90 м/с, скорость воды в стволе монитора 15—20 м/с, а скорость воды в трубопроводе 2—3 м/с.

При выходе из сопла струя воды довольно быстро теряет скорость и частично разбрызгивается. Поэтому брандспойт рекомендуется устанавливать так, чтобы его наконечник находился от выбиваемого стержня на расстоянии 100—150 мм.

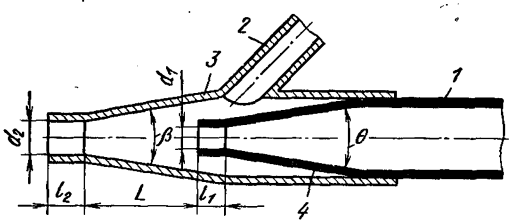


Рис. 349. Основные размеры пескогидромонитора [55]:

1 — ствол; *2* — ниппель забора пульпы; *3* — выходной насадок; *4* — входной насадок

Для сохранения лучшей компактности струи по выходе из сопла рекомендуется делать в стволе гидромонитора выпрямители в виде ребер, или перьев (рис. 348), уменьшающих турбулентность потока. Соотношения между размерами ребер и диаметром ствола D гидромонитора рекомендуются следующие [55]: $L = 5 \div 6D$; $h = 0{,}35D$; расстояние между ребрами $a = 0{,}25L$. По тем же данным угол конусности насадка, или сопла, гидромонитора рекомендуется $\theta = 10 \div 13°$ и длина выходной цилиндрической части сопла $l = 1 \div 1{,}2d$, где d — выходной диаметр сопла.

Кроме чисто гидравлической обработки отливок струей воды, можно применять с большим эффектом пескогидравлическую обработку. Разрушающая сила струи воды с песком гораздо больше, чем разрушающая сила струи воды без песка. С помощью песчановодяной струи можно не только выбивать стержни, но и очищать поверхность отливок.

Пескогидромонитор, служащий для получения песчано-водяной струи, представляет собой струйный аппарат, работающий по принципу гидравлического элеватора (рис. 349). По стволу монитора через находящийся на его конце выходной насадок, или сопло, подается вода под высоким давлением (75—150 ат).

Струя воды, выходящая с большой скоростью из сопла, засасывает пульпу, т. е. смесь песка и воды, в смесительную камеру или в конический выходной насадок, из отверстия которого уже выходит рабочая песчано-водяная струя.

По практическим данным [55] рекомендуется для пескогидромониторов отношение площадей сечения выходного отверстия к сечению сопла $\frac{d_2^2}{d_1^2} = 3 \div 6$. Длина цилиндрической части сопла $l_1 = 1 \div 1{,}2d_1$, а длина выходного насадка $l_2 = 2{,}5 \div 3d_2$. Углы конусности сопла $\theta = 10 \div 13°$ и выходного насадка $\beta = 13 \div 15°$. Консистенция пульпы для работы пескогидромониторов при давлениях 50—150 ат: 50% песка и 50% воды по объему на входе в пескогидромонитор. Выходящая из пескогидромонитора рабочая струя при этом содержит около 15% песка.

Осветление отработанной воды

Определение размеров отстойников для осветления воды гидравлических выбивных установок производится по расходу воды Q (м³/с) и диаметру d (см) предельных (наименьших) частиц песка, которые должны осаждаться в отстойнике и не попадать в сливную трубу.

Пусть L — длина, B — ширина и H — глубина (в м) отстойника. Объем его $V = LBH$ м³. Средняя скорость воды в отстойнике, м/с

$$v_{ср} = \frac{Q}{Bh},$$

где h — высота воды над слоем осадка; $h < H$.

Приняв, по практическим данным, $h = 0{,}6H$ и считая $v_{ср} \approx 0{,}7v_{max}$, получим максимальную скорость воды в отстойнике

$$v_{max} = \frac{Q}{0{,}42BH} \text{ м/с}$$

и минимальное время пребывания воды в отстойнике

$$t_{min} = \frac{L}{v_{max}} = 0{,}42\frac{V}{Q} \text{ с.}$$

Далее, пусть h_0 — глубина осаждения, обеспечивающая непопадание предельных частиц в отводящую (сливную) трубу. Принимаем, по практическим данным, $h_0 = 0{,}2$ м для частиц $d = 0{,}001$ см. Если v_0 — скорость осаждения предельных частиц (определяемая по формуле Стокса), то процесс осаждения этих частиц на глубину h_0 займет время $\frac{h_0}{v_0}$ с. Необходимо, чтобы это время было меньше

времени $t_{\min} v_0$, т. е.

$$\frac{h_0}{v_0} \leqslant 0{,}42\frac{V}{Q},$$

откуда необходимый объем отстойника, м³

$$V \geqslant \frac{Qh_0}{0{,}42v_0}. \qquad (234)$$

Предположим, требуется определить размеры отстойника гидравлической камеры для выбивки стержней при расходе воды $Q = 1$ м³/мин и осаждении частиц величиной до 0,01 мм включительно (более мелкие частицы задерживаются на фильтре за отстойником).

Скорость осаждения песчано-глинистых частиц размером $d = 0{,}01$ мм $= 0{,}001$ см по формуле Стокса составляет [13]

$$v_0 \approx 9000d^2 = 9000 \cdot 0{,}001^2 = 9 \cdot 10^{-3} \text{ см/с} = 9 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}.$$

Необходимый объем отстойника

$$V \geqslant \frac{1 \cdot 0{,}2}{60 \cdot 0{,}42 \cdot 9 \cdot 10^{-5}} = 88 \text{ м}^3.$$

Принимаем следующие размеры отстойника: $L = 12$ м; $B = 4$ м; $H = \frac{88}{12 \cdot 4} = 1{,}83$ м.

Чтобы осажденные частицы не увлекались потоком воды из осадка, скорость течения не должна превышать 0,08 м/с. В нашем случае

$$h = 0{,}6 \cdot 1{,}83 \approx 1{,}1 \text{ м и } v_{\max} = \frac{Q}{0{,}7Bh} = \frac{1}{60 \cdot 0{,}7 \cdot 4 \cdot 1{,}1} = 0{,}0054 \text{ м/с}.$$

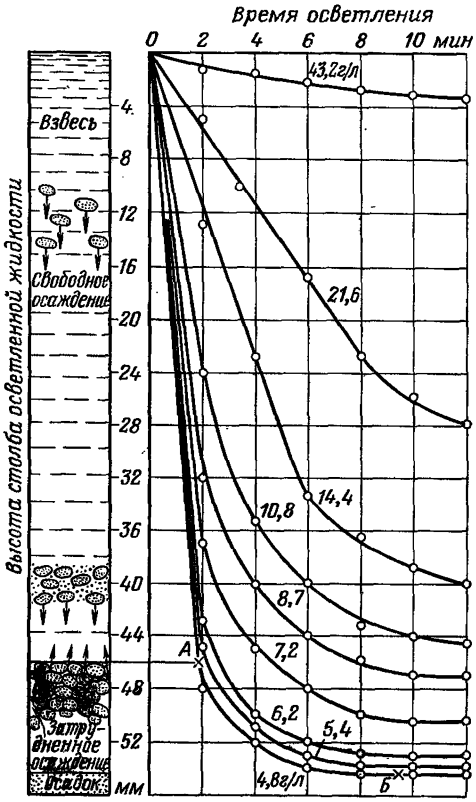


Рис. 350. Скорости суспензионного осаждения взвеси с применением извести в качестве коагулянта:

ОА — зона образования и свободного осаждения хлопьев; АБ — затрудненное осаждение; Б — доосаждение взвеси

Таким образом, упомянутое выше условие вполне удовлетворяется.

Для ускорения процесса осветления отработанной воды в отстойниках гидравлических и пескогидравлических установок целесообразно применять так называемый суспензионный метод осажде-

ния с добавкой коагулянтов, способствующих образованию хлопьев, осаждающихся быстрее, чем отдельные твердые частицы взвеси. В качестве коагулянта может служить обожженная известь, добавляемая в виде известкового молока в осветляемую воду, поступающую в отстойник. Расход извести составляет 1—1,5 кг на 1 т осаждаемого шлама [61].

Однако, как установлено экспериментально, процесс осветления при этом существенно замедляется с увеличением концентрации твердых частиц (рис. 350). Удовлетворительные скорости осаждения на основном этапе процесса (свободного осаждения хлопьев) при применении извести получаются при концентрации твердых частиц в оборотной воде не более 10—15 г/л.

Гораздо более эффективными коагулянтами, ускоряющими осаждение примерно в 10 раз по сравнению с известью, являются полиакриламид (ПАА) и флокулянт АМФ, который также содержит полиакриламид и отличается от ПАА только методом синтеза. Оптимальный расход полиакриламида ПАА для осветления отработанной воды, по данным работы [61], составляет 60—70 г на 1 т твердого осадка, а флокулянта АМФ 120—140 г/т. Концентрация приготовляемого водного раствора, добавляемого в отстойник, составляет 0,0016% в пересчете на чистый полиакриламид.

Раствор приготовляют в горячей (70° С) воде примерно за 30—40 мин до использования. Приведенные данные относятся к осветлению производственных пульп фасонно-сталелитейного цеха, имеющих pH = 8÷9.

По данным А. А. Шпектора, для очистки оборотных вод в регенерационных и гидравлических выбивных установках рекомендуется использовать для коагуляции взвешенных частиц неорганический коагулянт — сернокислый алюминий $Al_2(SO_4)_3$ и для последующей флокуляции (осаждения) флокулянт ПАА.

Примеры установок

На рис. 351 представлена пескогидравлическая установка мод. 385, предназначенная для выбивки стержней и очистки поверхности крупных сложных отливок массой до 60 т. Установка представляет собой камеру, имеющую двое ворот, через которые по очереди могут въезжать по рельсам самоходные электротележки с отливками. Крыша камеры имеет раздвигающиеся створки, позволяющие опустить в камеру отливку краном.

Обработка отливок производится восемью мониторами: шестью гидромониторами и двумя пескогидромониторами. Гидромониторы служат для выбивки стержней, а пескогидромониторы — для очистки поверхности отливок. Отливка при обработке поворачивается на приводном поворотном столе, имеющемся на тележке и управляемом дистанционно из кабины камеры.

Камера имеет три кабины, в которых помещаются мониторы. В двух неподвижных, угловых кабинах размещено по два гидромонитора. В каждой кабине один гидромонитор находится внизу, так

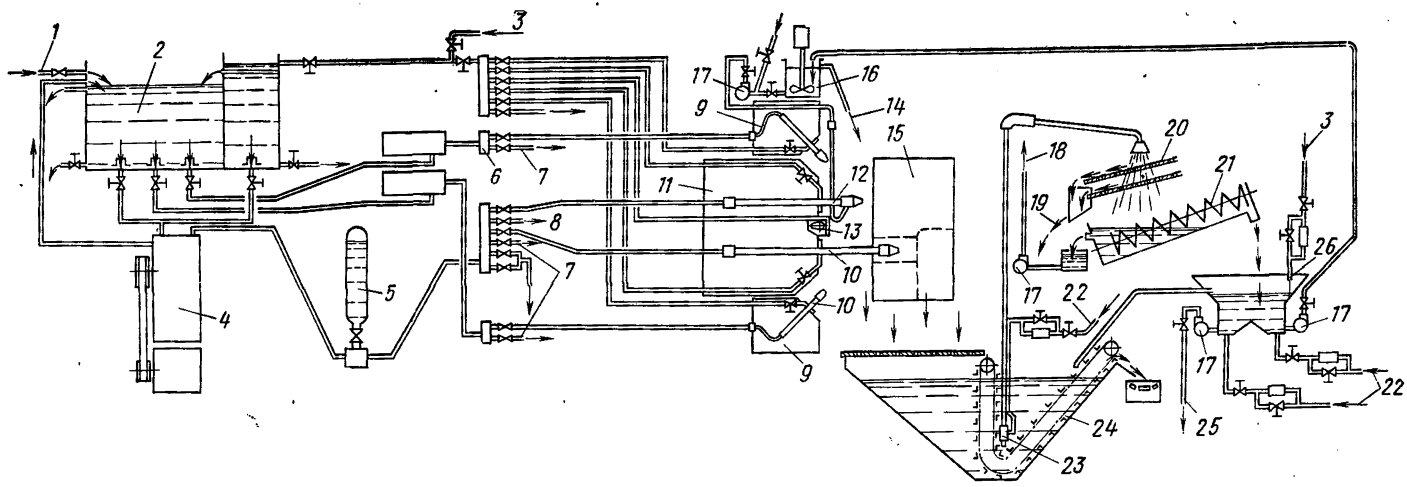


Рис. 351. Схема пескогидравлической установки НИИЛИТМАШа:

1 — осветленная вода; *2* — бак с оборотной водой; *3* — вода из водопровода; *4* — насос поршневой высокого давления (150 ат); *5* — аккумулятор пневмогидравлический; *6* — коллекторы гидромониторов; *7* — труба к гидромонитору; *8* — труба к пескогидромонитору; *9* — кабины боковые; *10* — гидромониторы; *11* — кабина подвижная; *12* — пескогидромонитор; *13* — светильник; *14* — слив в камеру; *15* — обрабатываемая отливка; *16* — пропеллерная мешалка для пульпы; *17* — насосы центробежные песковые (до 20 ат); *18* — откачка воды на осветление; *19* — отходы в отвал; *20* — грохот двухдечный; *21* — спиральный классификатор; *22* — подача сжатого воздуха; *23* — пульпоподъемник; *24* — цепной конвейер; *25* — откачка пульпы; *26* — бункер для пульпы

что работающий имеет к нему доступ с пола, а другой гидромонитор установлен на 2,5 м выше первого. Для обслуживания верхних гидромониторов рабочие поднимаются по лестницам на специальные площадки в угловых кабинах. Кроме угловых стационарных кабин, имеется расположенная между ними передвижная кабина, которая может с помощью гидроцилиндра въезжать по рельсам внутрь камеры, останавливаясь ближе к отливке или дальше от нее. В этой кабине имеется подъемная клеть, поднимающаяся и опускающаяся под действием другого гидроцилиндра. Таким образом, средняя кабина является и передвижной, и подъемной. Она оборудована двумя гидромониторами и двумя пескогидромониторами. Все они расположены в ряд на одном уровне.

Пескогидромониторы и гидромониторы центральной подъемно-передвижной кабины работают от поршневого насоса высокого давления: давление воды 150 ат, расход воды 45 м³/ч, мощность электродвигателя 300 кВт. Для подачи пульпы к пескогидромониторам из смесительного бака служит песковой центробежный насос: давление воды 20 ат, расход воды 75 м³/ч, мощность электродвигателя 14 кВт. Производительность каждого пескогидромонитора 12,5—25 м³/ч при содержании твердой составляющей (песок) в струе 10%. Количество воды высокого давления, проходящее через каждый гидромонитор центральной кабины, может быть равным 12,5—25 м³/ч.

Гидромониторы угловых отсеков или неподвижных кабин камеры обслуживаются двумя центробежными насосами среднего давления с давлением воды 25 ат, расходом воды 50 м³/ч; мощность электродвигателя 67 кВт. Каждый гидромонитор камеры расходует воды среднего давления 40—80 м³/ч.

Промывка стекол смотровых окон кабин, а также фар производится водой от водопроводной сети.

Отработанная вода с песком и смесью после выбивки стержней и очистки отливок стекает через решетчатый пол камеры в приямок или шламовую камеру. Отсюда осевшие на дно приямка наиболее крупные частицы, а также скрап удаляются цепным конвейером в отвал. Не осевшая же на самое дно приямка пульпа, т. е. вода с более мелким песком, подается из приямка на вибрационный двухдечный грохот с помощью пневматического сдвоенного пульпоподъемника. Этот пульпоподъемник представляет собой вертикальную трубу с коробкой на нижнем конце. Сжатый воздух, впускаемый в эту коробку, аэрирует находящуюся в ней и в трубе подъемника пульпу. Аэрированная пульпа вследствие малой плотности поднимается по трубе, и переливаясь через ее верхний край, стекает на грохот.

Из грохота пульпа поступает в спиральный классификатор, винт которого передает ее в сборный бункер, а из него песковой насос перекачивает ее в смесительный бак. Из бака пульпа другим песковым насосом подается в пескогидромониторы.

Пескогидромониторы этой установки имеют сменные выходные сопла для рабочей струи диаметром 11,5; 13 или 15 мм. При этих диаметрах соответствующие инжектирующие насадки гидромони-

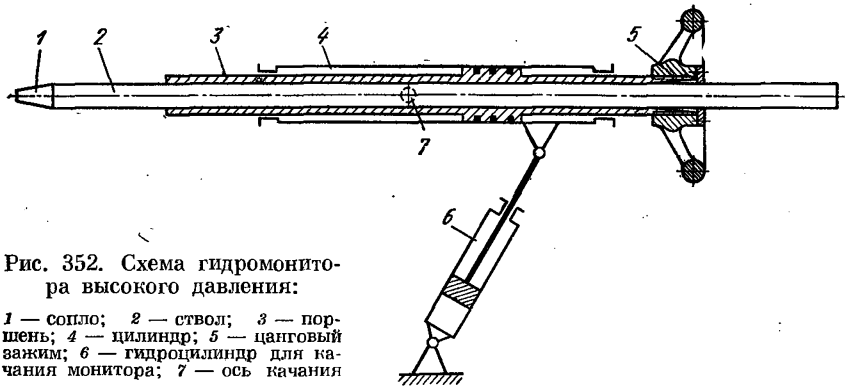


Рис. 352. Схема гидромонитора высокого давления:

1 — сопло; *2* — ствол; *3* — поршень; *4* — цилиндр; *5* — цанговый зажим; *6* — гидроцилиндр для качания монитора; *7* — ось качания

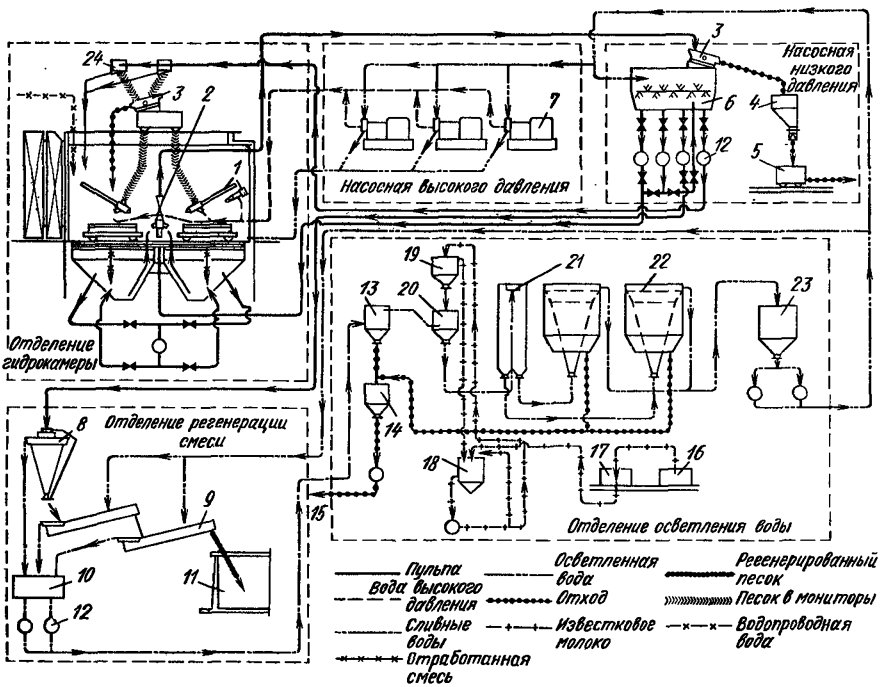


Рис. 353. Схема взаимосвязи агрегатов типовой пескогидравлической установки:

1 — мониторы; *2* — гидроэлеватор; *3* — инерционное сито; *4* — бункер для отходов; *5* — в отвал; *6* — сборочный бункер для пульпы; *7* — поршневые насосы высокого давления; *8* — конический классификатор; *9* — спиральный классификатор; *10* — бак для сбора сливных вод; *11* — закрома для регенерата; *12* — центробежные песковые насосы; *13* — пескоуловка; *14* — бак шламовых вод; *15* — в отвал; *16* — негашеная известь; *17* — гашение извести; *18* — приготовление известкового молока; *19* — дозатор; *20* — смесительный бак; *21* — двухсекционная камера реакции; *22* — осветлитель; *23* — бак осветленной воды: *24* — гидроциклоны

тора, встроенного в пескогидромонитор, имеют диаметры 5; 6 и 7 мм при диаметре ствола 25 мм. Гидромониторы высокого давления имеют диаметр ствола также 25 мм и сменные сопла диаметром 5; 6 и 7 мм. Гидромониторы среднего давления (угловых кабин) имеют сменные сопла с выходным диаметром 11 и 16 мм при диаметре ствола 40 мм.

Перемещения гидромониторов угловых кабин осуществляют вручную поворачиванием около горизонтальной и вертикальной осей без перемещения вдоль ствола. Пескогидромониторы и гидромониторы высокого давления центральной кабины имеют гидрофицированное перемещение вперед — назад и поворачиваются на цапфах вверх и вниз под действием гидравлических цилиндров (рис. 352). Поворот вправо и влево около другой пары цапф осуществляют вручную. Стволы гидромониторов (а также и гидромониторов, встроенных в пескогидромониторы) имеют цанговый зажим, закрепляющий их в пустотелом штоке поршня гидравлического цилиндра подачи вперед и назад. Освободив этот зажим, можно подать ствол гидромонитора вперед или назад на бо́льшие расстояния, чем это позволяет длина хода поршня гидравлического цилиндра, и закрепить ствол на нужном расстоянии от обрабатываемой отливки.

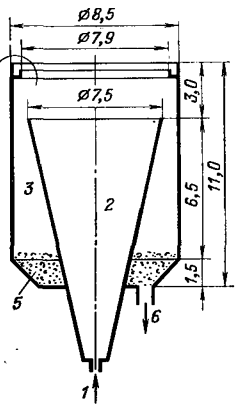


Рис. 354. Схема осветлителя:

1 — впуск шламовой воды; *2* — коагуляционная камера; *3* — отстойная камера; *4* — выход осветленной воды; *5* — илоуловительная часть отстойной камеры; *6* — спуск осадка

Гидропривод гидро- и пескогидромониторов имеет лопастной насос с давлением масла 60 ат; расход масла 12 л/мин, мощность 1,7 кВт.

На рис. 353 показана укрупненная схема взаимосвязи агрегатов типовой пескогидравлической установки для гидрокамер с размерами 4 × 4, 6 × 4, 8 × 5, 10 × 5 и 16×6 м [22]. Установка состоит из четырех частей: самой гидрокамеры, насосных станций высокого и низкого давления, отделения регенерации песка и отделения осветления воды. При гидравлической выбивке и очистке сложных отливок (типа станочного) расходуется 8—12 м³ воды на 1 т литья и получается значительное количество пульпы. Поэтому рационально отделения регенерации песка и осветления воды располагать не в самом литейном цехе, а на базисном складе формовочных материалов, в особенности если на заводе имеется несколько литейных цехов.

Особенностью данной схемы является осветление оборотной воды с добавкой коагулянта, в качестве которого применяется известь. Сливные воды после конического и спиральных классификаторов из отделения регенерации песка перекачиваются в отделение осветления, где они смешиваются с известковым молоком и поступают в осветлители, имеющие устройство, схематически показанное

на рис. 354. Шламовая вода входит снизу во внутренний конус, или коагуляционную камеру осветлителя, где происходит образование хлопьев. Через верхнее большое сечение конуса вода поступает далее в цилиндрическую отстойную камеру, в которой хлопья оседают, а осветленная вода переливается через верхнюю кромку камеры и поступает в сборный резервуар для перекачки из него на повторное использование. Отстойная камера, размеры которой приведены на эскизе, пропускает 175 $м^3$ /ч осветляемой воды, содержащей 2 т/ч твердых примесей. Расчетная скорость воды в отстойной камере (диаметр 7,9 м) принята 1 мм/с, осаждение — до 98% содержащейся в воде взвеси.

Глава III

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДРОБЕМЕТНОЙ ОЧИСТКИ ОТЛИВОК

§ 1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ОБРУБКИ И ОЧИСТКИ ОТЛИВОК

После выбивки отливки в очистном отделении цеха подвергают обрубке и очистке.

В большинстве случаев предварительной операцией является удаление литниковой системы и прибылей. У отливок серого и ковкого чугуна литниковые системы и прибыли легко отбиваются ударами молотка, и эта операция выполняется обычно еще во время выбивки, до поступления отливок в обрубное отделение. Литниковые системы же и прибыли стальных отливок и из цветных сплавов отламываются труднее, и только небольшого размера. Поэтому их отделяют от отливки с помощью эксцентрикового пресса-кусачек.

Для отрезки литниковых систем и прибылей у отливок из мягких цветных сплавов (сплавов алюминия и меди) часто применяют ленточные пилы. Отрезка литниковой системы и прибылей у отливок из нелегированной стали производится обычно газовым пламенем. Для сталей, не допускающих применения огневой резки (при крупных отливках), применяют круглые пилы. Головка, в которой вращается вал пилы, может быть повернута и закреплена так, чтобы пила могла работать при любом угле наклона ее плоскости к горизонту. Такие пилы имеют диаметр диска 400—800 мм.

Применяют также дисковые беззубые пилы, режущее действие которых основано на нагреве разрезаемого металла трением быстровращающегося диска пилы, вследствие чего частицы металла выкрашиваются. Режущий край диска беззубой пилы имеет мелкие насечки. Беззубая пила нечувствительна к наличию на поверхности отливок песка и корок пригара. Диаметр диска беззубой пилы 700—1300 мм.

Для отламывания прибылей от однородных стальных отливок в крупносерийном и массовом производстве с успехом применяют специализированные для отливок данной конфигурации установки с гидравлическими прессами [32].

Очистка отливок заключается в выполнении двух операций: 1) очистки поверхности отливок от приставшей и пригоревшей формовочной и стержневой смеси и 2) удаления заливов и неровностей, следов после обрезки или отбивки питателей и т. п. Механизация очистки поверхности отливок осуществляется с помощью простых вращающихся барабанов, а также дробеструйных и дробеметных машин. Удаление заливов и неровностей механизируется с помощью станков со шлифовальными обдирочными кругами, а также рубкой зубилами.

Пневматическая пескоструйная и дробеструйная очистка литья сопровождается большим пылеобразованием. Струя сжатого воз-

духа, несущая абразив (песок или чугунную дробь), направляемая на отливку, настолько сильно раздувает образующуюся при очистке пыль, что она не отсасывается полностью никакими интенсивными местными отсосами и распространяется в помещении. Вследствие этого дробеструйная и особенно пескоструйная пневматическая очистка литья в современных литейных цехах не применяется или применяется в редких случаях. Вместо нее применяют механическую дробеметную очистку потоком дроби, выбрасываемой на отливки быстровращающимся лопаточным колесом. Дробь применяют чугунную и стальную, литую и колотую, размером преимущественно 0,8—2,5 мм.

§ 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДРОБЕМЕТНОГО КОЛЕСА

Принцип действия дробеметного колеса

В лопаточном дробеметном колесе (рис. 355) дробь подается самотеком из воронки на лопатки распределительного колеса (импел-

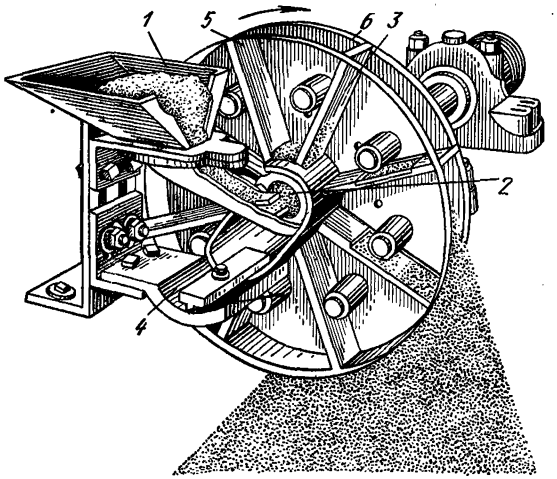


Рис. 355. Принцип действия лопаточного дробеметного колеса:

1 — воронка с дробью; *2* — лопатки распределительного колеса (импеллера); *3* — окно во втулке распределительного колеса для выхода дроби; *4* — втулка (труба), ограждающая импеллер; *5* — рабочие лопатки колеса; *6* — диски колеса

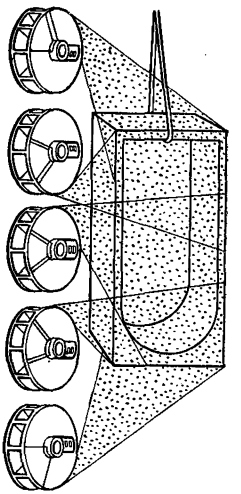


Рис. 356. Принцип регулирования направления выбрасывания дроби лопаточным колесом

лера), вращающегося вместе с основным лопаточным колесом. Распределительное колесо закручивает поток дроби и выбрасывает его через окно *3* неподвижной втулки, ограждающей колесо и укрепленной на кронштейне с помощью прижимной планки с винтом. Дробь, вылетая из окна втулки распределительного колеса наружу, подхватывается рабочими лопатками основного колеса, которые укреплены между двумя дисками, стянутыми распорными болтами.

На рисунке передний диск колеса условно показан прозрачным, чтобы можно было видеть расположение рабочих лопаток. Под действием центробежной силы дробь скользит по рабочим лопаткам колеса от центра к периферии и выбрасывается с большой скоростью вниз в виде веера.

Устанавливая и закрепляя втулку *4* распределительного колеса в различных положениях, можно изменять направление выбрасывания дроби распределительным колесом через окно втулки, а следовательно, и направление выбрасывания дроби на отливку (рис. 356б).

Основное преимущество такой механической дробеметной очистки в технологическом отношении — получение высокой степени чистоты поверхности отливок, а в экономическом отношении — в несколько раз меньший расход энергии по сравнению с пневматической пескоструйной и дробеструйной очисткой.

Расчет рабочего процесса

Основы теории и методика расчета рабочего процесса дробеметного колеса изложены автором в работе [4]. Теория рабочего процесса дробеметного колеса получила дальнейшее развитие в работах Г. М. Орлова [45] и М. М. Саверина [56].

Весь процесс движения дроби на колесе можно разделить на три этапа:

1) выбрасывание дроби импеллером через окно втулки;

2) свободный полет дроби до встречи с рабочими лопатками колеса;

3) выбрасывание дроби рабочими лопатками колеса.

На основании общей теории метательного ротора, изложенной ранее (применительно к ротору пескомета), расчет движения дроби по лопаткам колеса (или импеллера) следует вести по формулам (90) и (91), которые для случая нормальной конструкции дробеметного колеса с радиальными лопатками получают соответственно вид:

а) уравнение пути

$$x = \frac{\omega x_1 (\sqrt{f^2+1}+f)+w_1}{2\omega\sqrt{f^2+1}}\, e^{\omega t(\sqrt{f^2+1}-f)} + \\ + \frac{\omega x_1 (\sqrt{f^2+1}-f)-w_1}{2\omega\sqrt{f^2+1}}\, e^{-\omega t(\sqrt{f^2+1}+f)}; \qquad (235)$$

б) уравнение скорости

$$w = \frac{\omega x_1 + w_1 (\sqrt{f^2+1}-f)}{2\sqrt{f^2+1}}\, e^{\omega t(\sqrt{f^2+1}-f)} - \\ - \frac{\omega x_1 - w_1 (\sqrt{f^2+1}+f)}{2\sqrt{f^2+1}}\, e^{-\omega t(\sqrt{f^2+1}+f)}. \qquad (236)$$

Эти формулы позволяют найти все параметры схода материальной частицы, в нашем случае дробинки, с лопатки, как это было изложено ранее.

Общая методика расчета рабочего процесса по этапам движения дроби заключается в следующем (рис. 357).

Пусть на первом этапе в общем случае импеллер выбрасывает дробинку в точке *1* с абсолютной скоростью v_0. Вектор v_0 является геометрической суммой переносной скорости u_0 (окружной скорости на радиусе вращения r_0 выходной кромки лопатки импеллера) и относительной скорости по лопатке w_0 (определяемой из приведенного выше уравнения скорости). В частном случае дробинка может выбрасываться импеллером и в направлении по касательной; в таком

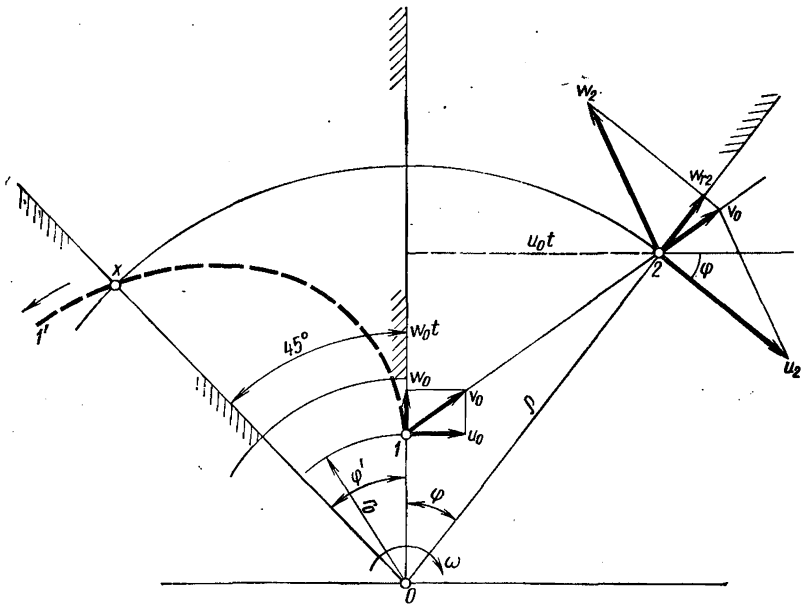


Рис. 357. К расчету рабочего процесса дробеметного колеса

случае скорость w_0 будет равна нулю. К этому первому этапу процесса — выбрасыванию дроби импеллером мы вернемся позднее.

Во втором этапе процесса выброшенная в точке *1* импеллером дробинка находится в свободном полете. Пренебрегая действием силы тяжести, принимаем, что она движется прямолинейно и равномерно со скоростью v_0 по прямой *1—2*, являющейся ее траекторией абсолютного движения. В полярных координатах относительно оси вращения колеса это движение описывается радиусом-вектором

$$\rho = \sqrt{(u_0 t)^2 + (r_0 + w_0 t)^2} \qquad (237)$$

и углом φ с радиусом точки схода

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{u_0 t}{r_0 + w_0 t}, \qquad (238)$$

где t — промежуток времени от момента начала движения в точке *1*.

Для получения траектории движения дробинки относительно диска колеса угловую координату φ следует, очевидно, уменьшить на величину угла ωt, на который за время t повернется диск колеса:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{u_0 t}{r_0 + w_0 t} - \omega t. \qquad (239)$$

Выражение для текущего радиуса-вектора останется прежним, т. е. (237).

Вычислив по формулам (237) и (239) для ряда произвольных последовательных значений t координаты ρ и φ', строим по точкам траекторию *1—1'* относительного движения дробинки. Она минует рабочую лопатку колеса, сорадиальную лопатке *01* импеллера, и пересекает в точке x очередную рабочую лопатку, следующую за первой через 45°. Точке x на траектории относительного движения дробинки соответствует точка *2* на траектории относительного движения, в которой рабочая лопатка нагоняет рассматриваемую дробинку и принимает ее на себя.

Если из абсолютной скорости v_0 дробинки в точке встречи ее с рабочей лопаткой геометрически отнять переносную скорость u_2 (окружную скорость вращения колеса в точке *2*), то, очевидно, получим скорость w_2 дробинки, которую она будет иметь в точке встречи с рабочей лопаткой. Она направлена под углом к радиальному направлению лопатки. Следовательно, дробинка встречает лопатку под этим углом. Из этой полной величины относительной скорости w_2 на дальнейшее движение дробинки по рабочей лопатке, в третьем этапе процесса, реализуется лишь ее проекция w_{r2} на направление лопатки.

Третий этап процесса заключается в движении дробинки по рабочей лопатке, попавшей на нее на радиусе точки *2* (или, что то же самое, точки x) с начальной скоростью w_{r2} и выбрасываемой лопаткой на выходном радиусе 0,25 м. По уравнениям (235) и (236) нетрудно определить продолжительность этого этапа и выходную относительную скорость схода дробинки с колеса, а следовательно, найти также угловую координату точки схода и, построив параллелограмм скоростей, найти по величине и направлению абсолютную скорость выбрасывания дроби колесом.

Вернемся теперь к первому этапу процесса — выбрасыванию дроби импеллером через окно распределительной втулки.

При разработке теории рабочего процесса дробеметного колеса нами принималось (по аналогии с ротором пескомета), что дробь выбрасывается лопатками импеллера через окно втулки в виде порций, подобных пакетам формовочной смеси в пескомете. Однако в случае дробеметного колеса пакет дроби не представляет собой цельного связанного тела, которое сходит с лопатки целиком и одновременно, а сейчас же диспергируется, рассыпается на отдельные дробинки. Поэтому для выявления общей картины схода и разброса потока дроби, выдаваемой колесом, были рассмотрены процессы схода с лопатки импеллера и дальнейшее движение для отдельных дробинок, находящихся в разных местах сечения пакета [6].

В позднейшем исследовании Н. И. Жиляев [24] с помощью скоростной киносъемки наблюдал, что бо́льшая часть дроби не выбрасывается с лопаток импеллера в виде отдельных порций, или пакетов, а вылетает сплошным потоком в окно распределительной втулки из зазора между втулкой и импеллером в направлении, близком к направлению касательной к внутренней поверхности втулки.

Приняв это допущение для всего потока выбрасываемой импеллером дроби, рассмотрим, пользуясь изложенной выше общей методикой расчета, рабочий процесс типового дробеметного колеса, имеющего подачу дроби 130 кг/мин, диаметр 500 мм, частоту вращения 2250 об/мин ($\omega = 235{,}6$ 1/с), число рабочих лопаток и лопаток импеллера по 8 шт., ширину окна во втулке импеллера 50 мм и размеры втулки импеллера и зазоров, как показано на рис. 358.

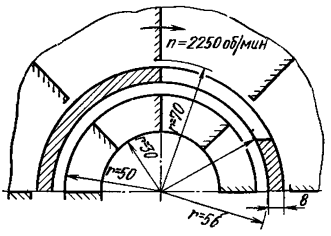


Рис. 358. Размеры импеллера типового дробеметиого колеса

Примем, что поток дроби выбрасывается по касательной из зазора в точке *0* на радиусе $r_0 = 53$ мм (рис. 359). Скорость выбрасывания составит $v_0 = \omega r_0 = 235{,}6 \cdot 0{,}053 = 12{,}5$ м/с. При возможном сечении 50 × 6 мм и плотности укладки в нем дроби 2,5 г/см³ максимальная подача дроби в минуту будет составлять $0{,}05 \cdot 0{,}006 \times \times 12{,}5 \cdot 60 \cdot 2{,}5 \cdot 10^3 = 560$ кг/мин, что в несколько раз превышает действительную подачу дроби, с которой работает данное колесо.

От этого выбрасываемого импеллером потока дроби очередная (сорадиальная с началом окна в распределительной втулке) рабочая лопатка A, повернувшись с колесом в положение A' (рис. 359), отсечет и примет на себя некоторый отрезок *1—2* потока. Для точки *1*

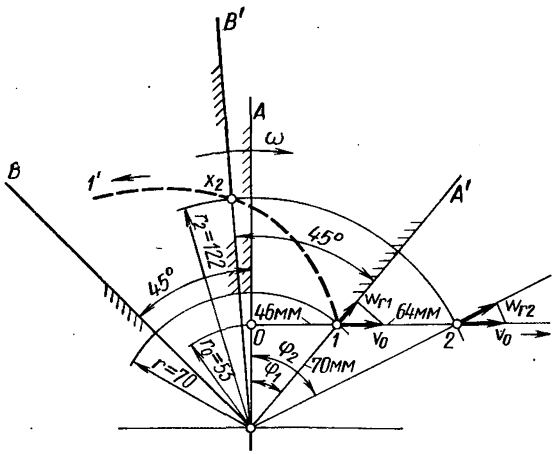


Рис. 359. Расчет рабочего процесса типового дробеметного колеса

этого отрезка, в которой помещается его хвостовая (задняя) дробинка, можно написать: $l_{0-1}^2 + 53^2 = 70^2$, откуда расстояние между точками *1* и *2* $l_{0-1} = 46$ мм, а угловая координата точки *1*

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg}\frac{46}{53} = \operatorname{arctg} 0{,}87 = 41°.$$

Для нахождения положения точки *2* отсекаемого отрезка потока, в которой помещается головная (передняя) дробинка данного отрезка,

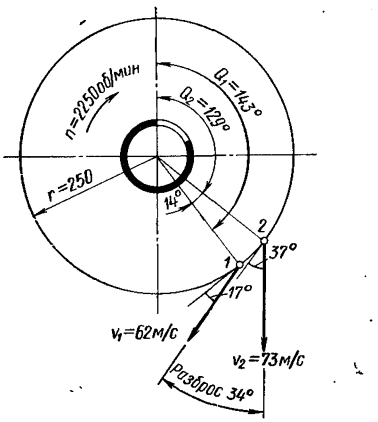


Рис. 360. Расчетный разброс дроби

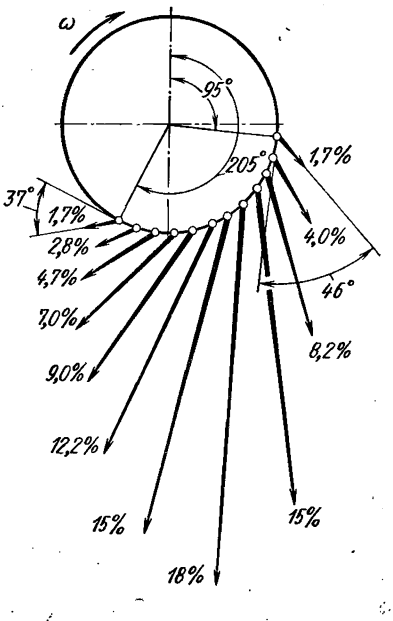


Рис. 361. Экспериментальные данные по разбросу (по массе) дроби в % к подаче [66]. Колесо диаметром 500 мм, восемь радиальных лопаток, рабочие лопатки смещены на 15° назад относительно лопаток импеллера, подача дроби 90 кг/мин

рассмотрим относительное движение начала отрезка, следующего за данным, т. е. точки *1*. Для этого, пользуясь изложенной выше общей методикой, построим по точкам траекторию *1—1'* движения точки *1* относительно колеса, исходя из полярных координат $\rho = \sqrt{0{,}053^2 + (0{,}046 + v_0 t)^2}$ и $\varphi = \operatorname{arctg}\frac{0{,}046 + v_0 t}{0{,}053} - 235{,}6t$, для различных значений t, которыми задаемся. Из рис. 359 видно, что траектория эта пересекает очередную рабочую лопатку B, находящуюся за лопаткой A на угловом расстоянии 45°, в точке x_2 на радиусе $r_2 = 122$ мм. Угловая координата точки *2* встречи (любой) рабочей лопатки в абсолютном движении с головной дробинкой отрезка потока, отсекаемого этой лопаткой, будет, как видно, $\varphi_2 = \operatorname{arccos}\frac{53}{122} = \operatorname{arccos} 0{,}435 = 64°20'$. Расстояние *0—2* составит $\sqrt{122^2 - 53^2} = 110$ мм, что дает длину отсекаемого каждой рабочей лопаткой отрезка потока дроби 110—46 = 64 мм.

Начальные скорости движения крайних дробинок *1* и *2* этих отрезков (в третьем этапе процесса) составят, очевидно, для первой дробинки $w_{r1} = v_0 \sin \varphi_1 = 12{,}5 \cdot \sin 41° = 8{,}2$ м/с, а для второй $w_{r2} = v_0 \sin \varphi_2 = 12{,}5 \cdot \sin 64°20' = 11{,}2$ м/с. Просчитав по уравнениям (235) и (236) этот третий этап процесса при коэффициенте трения дроби о лопатку $f = 0{,}2$, найдем выходные параметры при сходе дробинок *1* и *2* с рабочей лопатки. Для дробинки *1* они составят: время движения по лопатке $t = 0{,}0076$ с; выходная относительная скорость $w = 18{,}4$ м/с; абсолютная скорость схода $v = 62$ м/с; отклонение вектора v от касательной $\alpha = 17°$; угол схода, считая от начала окна в распределительной втулке, $\theta = 143°$. Для дробинки *2* получается соответственно $t = 0{,}0047$ с; $w = 44{,}2$ м/с; $v = 73{,}0$ м/с; $\alpha = 37°$ и $\theta = 129°$.

По этим данным на рис. 360 построен веер разброса дроби. Расчетный угол разброса составляет $(143 - 129) + (37 - 17) = 34°$. Действительный же угол разброса получается значительно большим — более 90 — 100° (рис. 361).

Причины повышенного разброса дроби

Из возможных причин увеличенного, более широкого веера действительного разброса дроби по сравнению с расчетным можно назвать отражение дроби от рабочих лопаток при попадании ее на лопатку под значительными углами атаки, затем взаимное соударение дробинок, движущихся в точке встречи по направлению к рабочей лопатке, с дробинками, движущимися от лопатки, после отражения от нее, и, наконец, неровность и шероховатость поверхности лопатки при износе и неправильную форму дробинок.

При встрече с лопаткой в точке x дробинка имеет угол атаки ψ_x или угол падения $\beta_x = 90° - \psi_x$ и скорость движения относительно лопатки w_x (рис. 362). Скорость отражения w'_x и угол γ_x определяются из уравнений

$$\left.\begin{aligned} w'_x \cos \gamma_x &= k w_x \cos \beta_x; \\ \operatorname{tg} \gamma_x &= \frac{1}{k} \operatorname{tg} \beta_x, \end{aligned}\right\} \qquad (240)$$

где k — коэффициент восстановления скорости при ударе.

Дробинка, отразившись от лопатки, начинает двигаться по ней скачками и приходит к сходу с лопатки колеса с другими параметрами (по сравнению с рассмотренным ранее плавным скольжением ее по лопатке). На рис. 363 приведены результаты расчета такого скачкообразного движения дробинки по рабочей лопатке нормального дробеметного колеса [6] при следующих параметрах: радиус точки встречи дробинки с лопаткой $r_x = 120$ мм; скорости $w_x = 26{,}7$; $w_{rx} = 13{,}0$; $u_x = 28{,}3$ м/с; углы $\psi_x = 61{,}1°$; $\beta_x = 38{,}9°$; коэффициент $k = 0{,}5$. Расчет показал, что после второго скачка угол отражения дробинки составляет $\gamma_{2z} = 84{,}6°$, т. е. скорость отражения уже настолько близка к направлению лопатки, что дальнейшими скачками можно пренебречь и считать, что дробинка здесь перешла

уже в плавное скольжение по лопатке с коэффициентом трения $f = 0{,}2$ до выходной кромки. Расчет этого движения дает параметры схода дробинки с колеса, которые весьма несущественно отличаются от параметров схода при движении ее по лопатке без скачков, с самой точки встречи x до выхода. Разница в данном случае составляет всего около 3% по углу схода θ и около 5% по абсолютной скорости выбрасывания. Таким образом, данная причина (скачки дроби по рабочей лопатке) существенно не увеличивает разброса дроби.

Влияние на разброс дроби взаимного соударения дробинок при встрече их с рабочей лопаткой колеса и последующего отражения от нее было рассмотрено в работе [45].

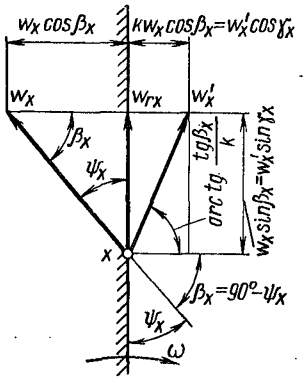


Рис. 362. Соотношение скоростей и углов при не вполне упругом отражении шара от плоскости

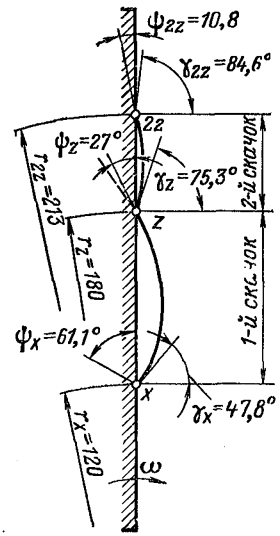


Рис. 363. Расчет движения дробинки по лопатке скачками

При встрече двух дробинок около рабочей лопатки (еще не ударившихся о лопатку и уже отразившихся от нее) происходит их взаимное соударение, или косой центральный удар дробинок *1* и *2* (рис. 364). При этом линия удара может образовать с лопаткой угол $\delta > 90°$ (случай *а*); $\delta = 90°$ (случай *б*) и $\delta > 90°$ (случай *в*). В случаях *б* и *в* может иметь место более сложное явление соударения с передачей удара от встречающихся дробинок самой лопатке. В работе [45] рассмотрено перераспределение относительных скоростей соударяющихся дробинок без участия лопатки в этом ударе. Далее допускается, что после соударения дробинок *1* и *2* не произойдет их отражения от лопатки, т. е. что новые углы встречи дробинок с лопаткой будут достаточно малы. При этих условиях ставится задача найти начальную радиальную скорость относительного движения дробинки по лопатке w_1, равную проекции на радиус абсолютной скорости дробинки v_0 при встрече дробинки с лопаткой после взаимного соударения дробинок. Для дробинки *1* эта искомая

скорость при радиальной лопатке равна

$$w_1 = v_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_x) + \frac{m_2}{m_1 + m_2} \frac{(1+k)^2}{2} \sin 2\delta \, [u_x - v_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_x)],$$

где α_0 — угол отклонения от касательной вектора абсолютной скорости выбрасывания дробинки импеллером; φ_x — угол между радиусом точки x встречи дробинки с рабочей лопаткой и радиусом точки 0 выбрасывания дробинки импеллером; m_1 и m_2 — массы дробинок *1* и *2*; k — коэффициент восстановления скорости при соударении дробинок; δ — угол между линией соударения дробинок *1* и *2* и направлением лопатки; u_x — окружная скорость в точке x, м/с.

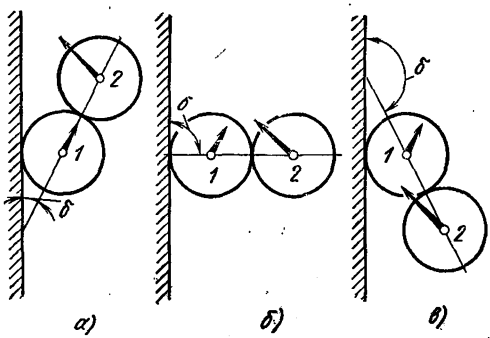


Рис. 364. Схемы взаимного расположения дробинок при их соударении у рабочей лопатки

Исследуя приведенное выражение для w_1 на экстремальные значения, найдем, что скорость w_1 дробинки *1* будет иметь максимум при $\delta = 135°$ и минимум при $\delta = 45°$. Значения максимума и минимума составят

$$\begin{matrix}\max \\ \min\end{matrix} w_1 = v_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_x) \pm \frac{m_2}{m_1 + m_2} \frac{(1+k)^2}{2} [u_x - v_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_x)]. \quad \text{(а)}$$

Для дробинки *2* максимум ее скорости w_1 будет при $\delta = 45°$, а минимум при $\delta = 135°$. Значения максимума и минимума составят

$$\begin{matrix}\max \\ \min\end{matrix} w_1 = v_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_x) \pm \frac{m_1}{m_1 + m_2} \frac{(1+k)^2}{2} [u_x - v_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_x)]. \quad \text{(б)}$$

Значение отношения $\frac{m_2}{m_1 + m_2}$ или $\frac{m_1}{m_1 + m_2}$ в выражениях (а) и (б) нужно брать наибольшим, чтобы учесть возможно наибольшее влияние рассматриваемого явления соударения дробинок на рассеивание дроби колесом. Таким образом, выражения (а) и (б) могут быть обобщены в виде следующего выражения:

$$\begin{matrix}\max \\ \min\end{matrix} w_1 = v_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_x) \pm \frac{m_{\max}}{m_1 + m_2} \frac{(1+k)^2}{2} [u_x - v_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_x)], \quad (241)$$

где $m_{\max}$ — масса наибольшей из соударяющихся дробинок.

Величина $\frac{m_{\max}}{m_1 + m_2}$ практически в условиях дробеметного колеса может колебаться в пределах от 0,5 (все дробинки одинакового

размера) до 1,0 (много мелких дробинок и осколков с малой массой). Как показывают расчеты [45], результаты которых приведены в табл. 5, рассеивание дроби при больших значениях $\frac{m_{max}}{m_1+m_2}$ сильно увеличивается.

При засыпке в дробеметную машину свежей дроби с одинаковыми размерами дробинок рассеивание в начале работы будет не столь велико. Затем оно будет увеличиваться, так как отношение $\frac{m_{max}}{m_1+m_2}$ вследствие раскалывания дроби и обогащения ее мелочью будет возрастать, и вместо 0,5 в начале работы это отношение будет приближаться к 1,0. Затем в конце износа и раскалывания дроби данной засыпки это отношение, уменьшаясь, вновь может приближаться к 0,5, и рассеивание снова будет уменьшаться (при одновременном ухудшении качества очистки отливок износившейся дробью).

Таблица 5

Расчет для дробинки *a*, расположенной в носке сечения пакета с катетом 10,95 мм, при частоте вращения колеса 2250 об/мин

Показатели	Без учета соударения дробинок	С учетом соударения дробинок			
		$\frac{m_{max}}{m_1+m_2}=0{,}5$		$\frac{m_{max}}{m_1+m_2}$	$\frac{m_{max}}{m_1+m_2}=0{,}985$
		$(w_1)_{min}$	$(w_1)_{max}$	$(w_1)_{min}$	$(w_1)_{max}$
Начальная скорость относительного движения по рабочей лопатке w_1, м/с	10,64	—2,12	23,46	—14,54	35,88
Угол поворота колеса за время движения дробинки по рабочей лопатке ϑ	60°16′	89°10°	45°03′	125°10′	40°20′
Скорость при сходе с колеса, м/с:					
относительная w_2	46,82	45,96	45,99	47,27	55,74
абсолютная v_2	75,15	74,71	74,73	75,52	81,10
Угол отклонения вектора v_2 от касательной α_2	38°31′	37°28′	37°30′	38°44′	43°25′
Угловое расстояние точки схода с колеса от радиуса кромки окна втулки импеллера θ	131°09′	154°03′	109°56′	190°03′	105°13′
Рассеивание дроби $\Delta\theta$	—	44°07′		84°50′	

Как показывают приведенные в табл. 5 данные, рассеивание дроби вследствие взаимного соударения дробинок в значительной мере увеличивает разброс дроби, выдаваемой колесом. Обращает на себя внимание наличие в этих расчетных данных отрицательных значений скоростей $(w_1)_{min}$, что указывает на возможность и вероятность частичного отскакивания дробинок также по направлению к центру колеса после их взаимного соударения.

Скольжение и качение дробинок по лопатке

До сих пор, рассматривая рабочий процесс дробеметного колеса, мы считали, что при своем движении по лопатке дробь скользит по ней с коэффициентом трения f. Однако круглая дробинка не может иметь чистого скольжения по лопатке. Она должна одновременно катиться под действием силы трения, если только последняя не равна нулю, поскольку эта сила приложена к поверхности дробинки и создает вращающий момент относительно ее центра тяжести (рис. 365).

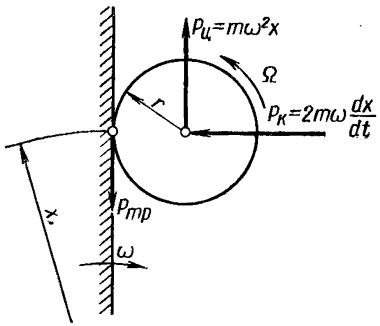


Рис. 365. Схема скольжения дробинки по радиальной лопатке ротора с одновременным качением

Скольжение дробинки при движении по лопатке прекращается в тот момент, когда окружная скорость дробинки при ее собственном вращении $u_{др} = \Omega r$ достигает скорости ее относительного движения по лопатке w:

$$\Omega r = w. \qquad (242)$$

Рассматривая вращение дробинки вокруг своего центра тяжести под действием силы трения

$$P_{тр} = P_к f = 2mf\omega \frac{dx}{dt},$$

можно написать

$$P_{тр} r = 2mf\omega r \frac{dx}{dt} = J\frac{d\Omega}{dt},$$

где J — момент инерции дробинки, $J = \frac{2}{5}mr^2$.

Отсюда получаем

$$d\Omega = 5f\frac{\omega}{r}dx.$$

Проинтегрировав это уравнение и приняв, что на начальном радиусе дробинка не имеет собственной угловой скорости, т. е. что $\Omega = 0$ при $x = x_1$, получаем

$$\Omega = 5\frac{\omega}{r}f(x - x_1).$$

Тогда условие перехода к чистому качению дробинки (242) можно записать следующим образом:

$$5\omega f(x - x_1) = w. \qquad (243)$$

Согласно этому условию, дробинка может перейти к чистому качению на радиусе x, если коэффициент трения будет достаточно большим и составит

$$f \geqslant \frac{w}{5\omega(x - x_1)}. \qquad (243а)$$

Расчеты показывают, что данное условие для обычного дробеметного колеса практически не удовлетворяется. Поэтому при инженерных расчетах случай чистого качения дроби по лопатке может не учитываться.

При рассмотрении качения дробинки по лопатке с одновременным скольжением более правильным было бы учитывать не только коэффициент трения скольжения f, но также и приведенный коэффициент трения качения дробинки, равный $\frac{\mu}{r}$, где μ— коэффициент трения качения, м, а r — радиус дробинки, м. Таким образом, суммарный коэффициент трения дробинки (скольжения плюс качения) составит $f+\frac{\mu}{r}$.

Условие перехода дробинки к чистому качению можно записать теперь в виде:

$$5\omega\left(f+\frac{\mu}{r}\right)(x-x_1)=w.$$

В случае необходимости расчета движения дробинки по лопатке с чистым качением без скольжения коэффициент трения дробинки будет представлять собой величину $\frac{\mu}{r}$.

Заметим в заключение, что быстровращающееся дробеметное колесо сообщает движение воздуху в кожухе, закрывающем колесо, и расходует на эти вентиляционные потери около 50% потребляемой мощности. Около 40% мощности расходуется полезно на сообщение живой силы выбрасываемой дроби. Остальные 10% потребляемой мощности расходуется на трение дроби о лопатки импеллера и рабочие лопатки колеса [67].

§ 3. ТИПЫ ДРОБЕМЕТНЫХ АППАРАТОВ И МАШИН

Дробеметный аппарат состоит из дробеметного колеса и электродвигателя, приводящего колесо во вращение обычно клиноременной передачей.

Основным типом дробеметного аппарата является двухдисковый дробеметный аппарат с импеллером (см. рис. 355). Диаметр колеса 500 мм; частота вращения 2250 об/мин; количество выбрасываемой дроби до 130 кг в минуту; расход (потеря) дроби по каталожным данным 2—3 кг, а по данным эксплуатации [31] 4—7 кг на 1 т очищаемого литья. Мощность электродвигателя для привода колеса 11,4 кВт.

На базе этой первоначальной модели, находящейся в эксплуатации на многочисленных дробеметных машинах, был создан аналогичный базовый дробеметный аппарат мод. 393М с теми же размерами и производительностью по дроби; имеющий частоту вращения 2450 об/мин и мощность приводного электродвигателя 14 кВт. Кроме того, разработана гамма дробеметных аппаратов повышенной производительности с количеством выбрасываемой дроби 160, 250, 400, 630 и 1250 кг/мин [25].

В основу разработки этой гаммы были положены результаты исследования Н. И. Жиляева [24], в которых было установлено, что лимитирующим производительность дробеметного аппарата узлом является питающий патрубок, подающий дробь из воронки в импеллер. По эмпирической формуле, предложенной Н. И. Жиляевым, диаметр патрубка должен составлять

$$d = \sqrt{0{,}08q\frac{n_0}{n_p} + 17} \text{ см}, \qquad (244)$$

где q — производительность колеса по дроби, кг/мин; n_0 — базовая частота вращения ($n_0 = 2250$ об/мин); n_p — расчетная частота вращения колеса, об/мин, которая определяется по другой предложенной тем же автором эмпирической формуле:

$$n_p = \frac{30v}{\pi R\sqrt{2(1-f+f^2)}}; \qquad (245)$$

здесь v — требуемая скорость выбрасывания дроби, м/с; R — радиус дробеметного колеса, м; f — коэффициент трения дроби о лопатки (0,15—0,3).

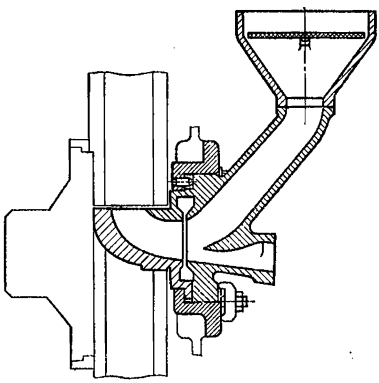


Рис. 366. Принцип подачи дроби к безимпеллерному колесу

На рис. 366 показана схема подвода дроби к дробеметному колесу без импеллера конструкции Челябинского тракторного завода. Дробь подводится через патрубок, по выходе из которого она захватывается непосредственно рабочими лопатками колеса. Устанавливая патрубок выходным отверстием в разные стороны, можно соответственно изменять направление выбрасывания дроби колесом. Применяются безимпеллерные дробеметные аппараты и других конструкций.

Сменные рабочие лопатки дробеметных аппаратов, а также импеллеры и коробки импеллеров отливают из износостойких сплавов, чаще всего из хромистого, хромоникелевого или бористого чугуна, часто с последующей термической обработкой (закалка в масле и отпуск). Стойкость этих сменных деталей дробеметных колес — до 50—80 ч; механической обработке они не подвергаются. Рабочие лопатки в количестве 8 шт. на колесо необходимо подбирать комплектами с минимальной разностью по массе (до 3—3,5 г).

Дробеметные машины, применяемые для очистки литья, можно разделить на дробеметные барабаны, дробеметные столы и дробеметные камеры.

Дробеметный ленточный барабан (рис. 367) имеет рабочее пространство для очистки отливок, цилиндрическая часть которого образуется движущимся полотном пластинчатого конвейера, а торцы — двумя дисками, свободно вращающимися на своих цапфах (увлекаемыми во вращение пластинчатым конвейером). Наверху

над таким барабаном установлено дробеметное лопаточное колесо, бросающее дробь на находящиеся в барабане отливки; с передней стороны кожух барабана закрыт крышкой.

Отливки в такой барабан загружают порциями и после очистки выгружают. Для выгрузки отливок из ленточного барабана его

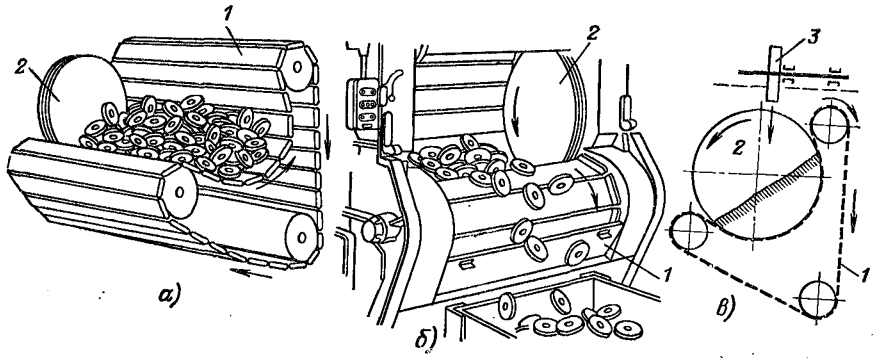


Рис. 367. Принцип работы ленточного дробеметного барабана периодического действия:

а — направление движения полотна пластинчатого конвейера во время очистки отливок; *б* — то же, при разгрузке барабана; *в* — размещение дробеметного аппарата; *1* — пластинчатый конвейер; *2* — торцовые диски; *3* — дробеметное колесо

пластинчатый конвейер пускают задним ходом, и отливки выпадают из барабана в подставленный ящик.

Дробеметные ленточные барабаны широко применяют в литейных цехах для очистки мелких отливок, а также в кузнечных цехах

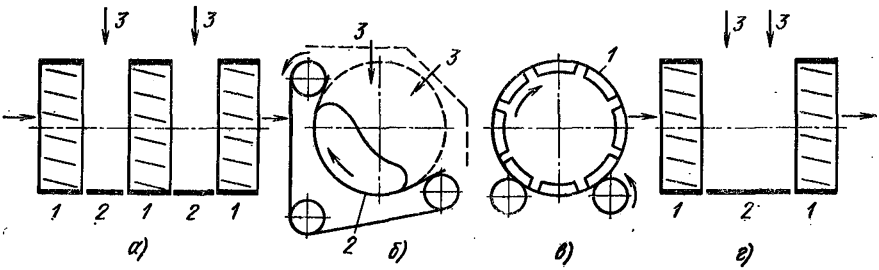


Рис. 368. Принцип работы дробеметных барабанов непрерывного действия:

а — схема ХТЗ; *б* — сечение ленточной дробеметной секции; *в* — сечение глухой (простой круглой вращающейся) секции; *г* — схема заводов Шкода и Кунерт; *1* — простая (глухая) секция; *2* — ленточная секция; *3* — дробеметные аппараты

для очистки поковок от окалины. Ленточные дробеметные барабаны делают с емкостью загрузки до 5 т. На заводах наиболее распространен дробеметный ленточный барабан мод. 323 емкостью загрузки до 0,3 м^3, или 500 кг литья. Цикл очистки отливок одной загрузки составляет 10—15 мин.

На рис. 368, *а* показан принцип работы дробеметного барабана непрерывного действия харьковского тракторного завода. Он пред-

ставляет собой две короткие секции ленточного дробеметного барабана, скомбинированные с тремя примыкающими к ним короткими обечайками, или секциями обыкновенного круглого вращающегося барабана. Ленточные секции имеют полотна пластинчатого конвейера, аналогичные полотнам ленточного барабана. На этих участках барабана и происходит очистка отливок с помощью двух дробеметных аппаратов, расположенных сбоку (рис. 368, *б*). Примыкающие к ленточным участкам секции простого барабана вращаются на роликах (рис. 368, *в*). Эти три простые промежуточные секции имеют внутри поставленные под углом к оси барабана лопатки. При вращении этих секций отливки вследствие наклона лопаток перемещаются в осевом направлении, и таким образом осуществляется движение отливок вдоль барабана. Отливки в этих секциях не подвергаются очистке.

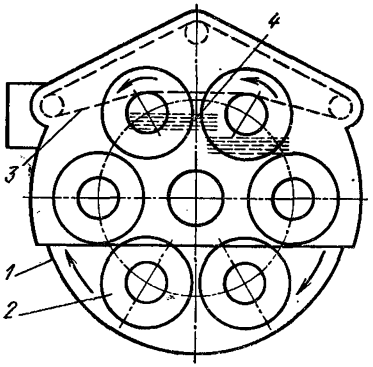


Рис. 369. Принцип работы дробеметного круглого вращающегося стола:

1 — вращающийся стол; *2* — тарелки (рабочие столики); *3* — цепь для привода тарелок; *4* — зона очистки (размещение дробеметных аппаратов на крышке кожуха)

На рис. 368, *г* показана схема дробеметного барабана непрерывного действия завода Шкода (ЧССР). Отличие его от барабана ХТЗ состоит в том, что вместо трех здесь имеется всего две секции простых вращающихся барабанов с наклонными лопатками, в начале

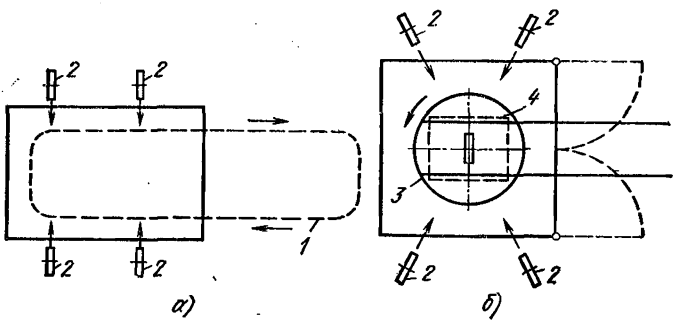


Рис. 370. Принцип работы дробеметных камер непрерывного (*а*) и периодического (*б*) действия:

1 — подвесной конвейер; *2* — дробеметные колеса; *3* — поворотный круг; *4* — тележка

и в конце барабана. Средняя же, ленточная часть барабана, сделана более длинной, что позволяет эффективно осуществлять на ней дробеметную очистку отливок.

Дробеметные барабаны непрерывного действия изготовляют также со сплошной обечайкой, вращающейся на роликах, с лопатками

внутри для продвижения отливок в осевом направлении и с двумя дробеметными колесами, бросающими дробь на отливки через открытые торцы барабана. В дробеметных барабанах непрерывного действия очищаются мелкие отливки массой до 20 кг.

Дробеметный круглый вращающийся стол представляет собой карусель, непрерывно вращающуюся около вертикальной оси (рис. 369). Часть этой карусели (или стола) находится снаружи кожуха, и на ней укладывают подлежащие очистке отливки. Остальная часть стола находится внутри кожуха, в зоне очистки, которая производится с помощью одного или двух дробеметных аппаратов, установленных на крышке кожуха над отливками. Передняя стенка кожуха имеет ленточную резиновую занавеску для пропуска отливок, перемещающихся при вращении стола внутрь кожуха, и в то же время для изоляции рабочего пространства против вылета наружу дробинок.

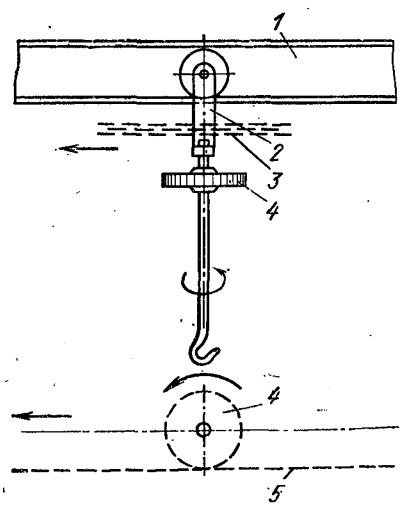


Рис. 371. Принцип устройства подвески конвейера камеры непрерывного действия с вращением в зоне очистки:

1 — подвесной путь конвейера; *2* — подвеска; *3* — тяговая цепь; *4* — звездочка; *5* — неподвижная цепь или рейка

Для равномерной обработки отливок потоками выбрасываемой дробеметными колесами дроби основной (большой) вращающийся стол машины снабжен несколькими дополнительными маленькими столиками, или тарелками, которым в зоне очистки сообщается принудительное планетарное вращение с помощью цепной передачи. Отливки для очистки укладываются на эти рабочие столики, или тарелки. Пропустив отливки один раз через зону очистки, рабочий переворачивает их обратной стороной и пропускает еще один раз.

Дробеметные камеры бывают непрерывного и периодического действия. Через рабочее пространство камеры непрерывного действия очищаемые отливки транспортируют с помощью какого-либо конвейера непрерывным потоком. Отливки при этом подвергаются очистке дробью, выбрасываемой на них в разных направлениях несколькими дробеметными аппаратами, которые монтированы на стенках камеры.

Чаще всего применяют дробеметные камеры непрерывного действия с подвесными конвейерами, на крюках которых подвешивается по одной или несколько штук подлежащих очистке отливок (рис. 370, *а*). Такие камеры удобны в условиях поточно-массового производства для очистки средних по величине отливок (типа блоков цилиндров автомобильных моторов). Производительность таких

камер составляет обычно 50—60 отливок в час. Часто подвески конвейера таких камер имеют принудительное вращение в зоне очистки (рис. 371), что способствует более равномерной очистке отливок со всех сторон.

Дробеметная камера периодического действия (см. рис. 370, *б*) имеет дробеметные аппараты, размещаемые на стенках и на крыше камеры. На полу камеры расположен приводной вращающийся круг, на который отливку помещают на самоходной тележке через двери камеры. Дробеметные камеры периодического действия применяют для очистки средних и крупных отливок в условиях разносерийного производства.

Глава IV

ПРОСТЫЕ ВРАЩАЮЩИЕСЯ БАРАБАНЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ОТЛИВОК

Выбор частоты вращения

В дробеметных, а также в дробеструйных барабанах очистка отливок производится потоком (или струей) дроби, выбрасываемым на них дробеметным аппаратом (или пневматическим соплом). Вращение же барабана необходимо лишь для того, чтобы переворачивать отливки и подставлять их разными сторонами под действие потока абразива. Поэтому частота вращения таких барабанов должна быть небольшой — не более 10 об/мин. При такой частоте вращения даже хрупкие ажурные отливки не бьются при очистке.

В простых вращающихся барабанах для очистки литья, называемых также галтовочными, очистка загруженных в них отливок производится путем взаимного трения отливок. Частота вращения барабана для этого необходима более высокая. Для усиления эффекта очистки в барабан вместе с отливками загружают звездочки размером обычно 20—65 мм, отлитые из белого чугуна, которые своими острыми концами дополнительно скребут отливки и ускоряют их очистку. Звездочки рекомендуется загружать в количестве 30—35% от массы отливок.

Для очистки мелких простых отливок обычно применяют барабаны круглого сечения. Круглый барабан загружают отливками на 70—80%. Во время вращения барабана они перекатываются, трутся друг о друга и о звездочки и очищаются. Продолжительность вращения барабана для очистки одной загрузки составляет 0,5—1,5 ч, в зависимости от величины пригара. Продолжительность загрузки и выгрузки колеблется в широких пределах в зависимости от организации этих операций. При механизации загрузки опрокидывающимися коробами или скиповым подъемником и выгрузке путем вываливания отливок из барабана на наклонную колосниковую решетку число циклов очистки в смену можно принять в пределах 5—12. При очистке в круглом барабане происходит одновременно и выбивка простых стержней из отливок.

Кроме круглых, имеются также простые вращающиеся барабаны квадратного сечения, применяемые для очистки отливок, форма которых приближается к параллелепипеду. Отливки в квадратный барабан загружают не навалом, а аккуратно укладывают и заполняют весь объем барабана. Перемещение отливок в квадратном барабане при его вращении весьма ограничено, а очистка происходит в основном за счет циркуляции звездочек. В настоящее время квадратные барабаны почти не находят применения.

Весьма важным является выбор частоты вращения простого круглого барабана для очистки отливок. Для увеличения контактов и скоростей скольжений отливок одна по другой желательно час-

тоту вращения барабана увеличить. Однако с увеличением частоты вращения возрастает центробежная сила, прижимающая отливки одна к другой или к стенкам барабана. При слишком быстром вращении центробежная сила может возрасти до такой величины, что разность между ней и массой отливки станет недостаточной для преодоления сопротивления взаимному скольжению отливок. При этом процесс очистки отливок прекратится.

Из анализа режима хорошо работающих барабанов можно установить такое эмпирическое правило: центробежная сила отливки на внутренней поверхности барабана не должна превышать половины массы отливки для большинства барабанов с внутренним диаметром свыше 700 мм. Только для малых барабанов с внутренним диаметром менее 700 мм центробежная сила должна составлять около 0,6 массы отливки [3].

Исходя из этого для барабанов с диаметром $2R \geqslant 0{,}7$ м имеем

$$m\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R \leqslant 0{,}5mg,$$

где m — масса отливки; n — частота вращения барабана, об/мин; g — ускорение силы тяжести, $g = 9{,}81$ м/с².

Отсюда получаем формулу для оптимальной частоты вращения

$$n \leqslant \frac{21{,}2}{\sqrt{R}} \text{ об/мин.} \qquad (246)$$

Точно так же для небольших барабанов с диаметром $2R < 0{,}7$ м имеем

$$m\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R \leqslant 0{,}6mg,$$

откуда

$$n \leqslant \frac{23{,}1}{\sqrt{R}} \text{ об/мин.} \qquad (246а)$$

В формулах (246) и (246а) радиус барабана R дан в м.

Типы барабанов

Применяют простые вращающиеся барабаны периодического и непрерывного действия. В то время как в барабанах периодического действия подлежащие очистке отливки загружают и выгружают после обработки порциями, в барабанах непрерывного действия отливки непрерывно подаются с одного торца в барабан, проходят внутри и непрерывно выгружаются с другого торца.

Барабаны периодического действия обычно имеют индивидуальный привод, но могут быть также установлены в ряд с групповым приводом от одного длинного вала. Этот вал вращается непрерывно, а каждый барабан подключается к нему с помощью сцепной фрикционной муфты.

Корпус барабана обычно вращается на цапфах (рис. 372). Цапфы изготовляют пустотелыми; через одну из них из полости барабана

отсасывается пыльный воздух, а через другую подсасывается наружный воздух в барабан. Вращение барабану сообщается с помощью цилиндрической зубчатой передачи, большая шестерня которой насажена на одну из цапф либо привернута непосредственно на кожух барабана.

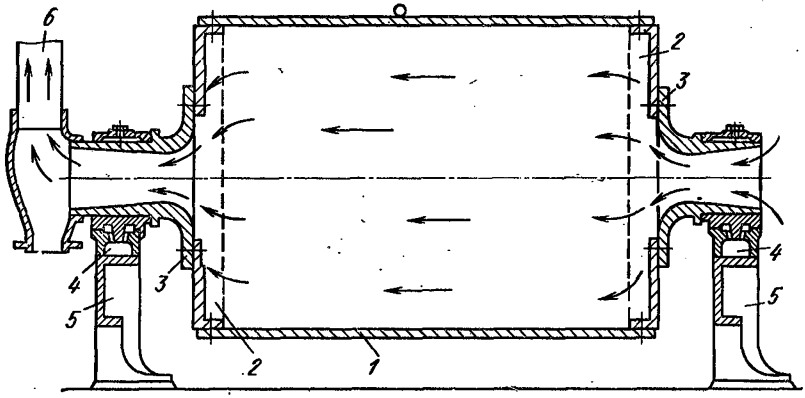


Рис. 372. Схема барабана на цапфах:

1 — обечайка; *2* — торцы литые; *3* — цапфы; *4* — подшипники; *5* — стойки; *6* — к эксгаустеру

Кроме барабанов с вращением на цапфах и приводом с помощью зубчатой передачи, применяют простые круглые барабаны, вращающиеся на четырех опорных роликах. Одна пара роликов является ведущей и служит для передачи вращения барабану. Такие барабаны дешевле, чем барабаны на цапфах, но менее удобны в работе. При

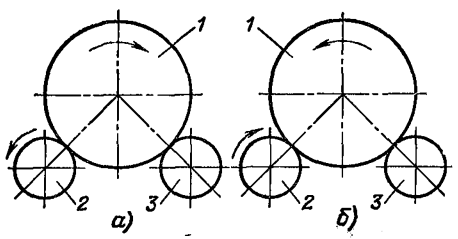


Рис. 373. Направление вращения ведущих роликов барабана:

а — правильно; *б* — неправильно; *1* — барабан; *2* — ведущие ролики; *3* — опорные ролики

слишком резком торможении вала ведущих роликов такой тяжелый барабан, обладающий большой инерцией, при достаточном сцеплении с заторможенной парой роликов может с них соскочить и свободно покатиться в сторону своего вращения по полу помещения. Поэтому для таких барабанов в целях их безопасности следует выбирать соответствующее направление вращения ведущей пары роликов (рис. 373).

На рис. 374 показана принципиальная схема барабана непрерывного действия. Барабан установлен под небольшим углом к гори-

зонту, благодаря чему отливки вместе со звездачками при вращении барабана движутся вдоль его оси. Угол наклона α можно регулировать, изменяя время пребывания отливок в барабане.

Подлежащие очистке отливки непрерывно загружаются в барабан пластинчатым конвейером по наклонному лотку, а очищенные отливки непрерывно выходят из барабана с другого его конца. Звездочки вместе с очищенной от отливок смесью на выходном

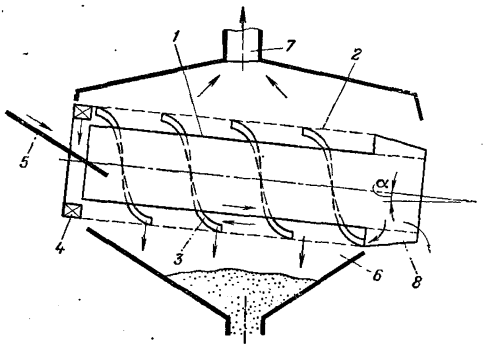


Рис. 374. Принцип работы барабана непрерывного действия:

1 — внутренняя обечайка; *2* — наружная обечайка; *3* — винтовые лопасти для возврата звездочек; *4* — лопатки для подачи звездочек на загрузочный лоток для отливок; *5* — загрузочный лоток; *6* — сборник для песка; *7* — отсос пыльного воздуха; *8* — выход отливок

конце барабана проваливаются через отверстия во внутренней его стенке и попадают в кольцевое пространство между внутренней и наружной стенками барабана. Здесь имеются винтовые лопасти, транспортирующие звездочки при вращении барабана назад к его загрузочному концу. Смесь по пути просеивается через мелкие отверстия в наружной стенке барабана и собирается в бункере. Звездочки, дойдя до загрузочного конца барабана, поднимаются лопатками *4* и подаются на лоток *5*, по которому вместе с загружаемыми отливками вновь попадают в рабочее пространство барабана.

Глава V

ШЛИФОВАЛЬНЫЕ ОБДИРОЧНЫЕ СТАНКИ ДЛЯ ЗАЧИСТКИ ОТЛИВОК

§ 1. ВЫБОР ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА

После очистки поверхности отливок их зачищают с помощью абразивных шлифовальных кругов с целью удаления заливов, остатков питателей и других неровностей. Раньше шлифовальные круги изготовляли из природного абразива — наждака, и обдирочные станки для зачистки отливок назывались наждачными станками. Это прежнее название частично сохранилось и сейчас. В настоящее время шлифовальные круги для зачистки отливок изготовляют исключительно из искусственных абразивных материалов — карборунда и электрокорунда.

Шлифовальный круг состоит из зерен абразивного материала, связанных между собой цементирующим веществом, или связкой.

Работу шлифовального круга можно сравнить с фрезерованием. При работе шлифовальным кругом острые зерна абразивного материала выполняют ту же функцию, что и зубья фрезы, снимая стружку с обрабатываемого металла. Неправильность углов резания этих зерен с избытком компенсируется их громадным числом и скоростью резания, причем получается очень мелкая стружка, носящая характер пыли.

Карборунд представляет собой карбид кремния SiC с плотностью 3,1—3,2 г/см^3, темно-синего или черного цвета; его получают в электропечах из кварцевого песка и кокса. По твердости карборунд уступает только алмазу и бору. Промышленный карборунд содержит не менее 95% SiC. Раздробленные кристаллы его имеют очень острые края, легко врезающиеся в обрабатываемое изделие. Однако карборунд хрупок, и зерна его легко расщепляются. Поэтому его нецелесообразно применять для обработки вязких металлов, так как при этом зерна его расщеплялись бы задолго до их затупления. Карборунд наиболее пригоден для обработки хрупких, хотя и очень твердых металлов. Карборундовые круги применяют для обдирки отливок из белого и серого чугуна, а также из бронзы.

Электрокорунд представляет собой кристаллический глинозем Al_2O_3; его получают в электропечах путем плавки боксита. Промышленный электрокорунд содержит не менее 87% Al_2O_3, имеет серо-коричневый цвет и плотность 3,8—3,9 г/см^3. По твердости он уступает карборунду, но превосходит его по вязкости. Круги из электрокорунда применяют для зачистки отливок из стали и ковкого (отожженного) чугуна.

Зернистость абразивных материалов оценивается, подобно формовочным пескам, путем рассева на ситах. Для зачистки отливок применяют круги с зернистостью 12—70 (ГОСТ 3647—71).

Для абразивных обдирочных кругов применяют керамическую и бакелитовую связки. От прочности связки зависит так называемая

твердость круга, т. е. сопротивление выкрашиванию зерен абразива с поверхности круга при шлифовании. При правильно выбранной твердости круга зерна выкрашиваются одновременно с их затуплением. Если круг слишком мягок, т. е. связка недостаточно прочна, то зерна выкрашиваются еще до затупления, и круг используется недостаточно эффективно. Если же круг слишком тверд, то затупившиеся зерна задерживаются в нем, не выкрашиваясь, круг греется, и промежутки между зернами забиваются мелкой стружкой (круг «засаливается»). Чем мягче обрабатываемый металл, тем тверже должен быть круг, и наоборот.

Для обозначения твердости кругов применяют буквы и цифры. Буквы обозначают классы твердости: ЧТ (чрезвычайно твердый), ВТ (весьма твердый), СМ (среднемягкий) и М (мягкий). Цифры, стоящие вслед за буквами, обозначают подразделения твердости в порядке ее возрастания (1, 2, 3). Для зачистки отливок чаще всего применяют круги с твердостью в пределах от М2 до Т1.

Для зачистки отливок применяют шлифовальные круги цилиндрической формы, в виде сплошного диска, и кольцевые. Окружная скорость круга ограничивается прочностью связки из-за опасности разрушения круга под действием центробежных сил, что может повести к случаям тяжелого травматизма рабочего персонала. Окружную скорость кругов при обдирке отливок часто ограничивают величиной 30 м/с. Круги на керамической связке допускают скорость до 35 м/с, на бакелитовой до 40 м/с при механической подаче зачищаемых отливок. В современных автоматизированных станках имеется тенденция повышать окружные скорости кругов до 50 м/с и выше с регулированием частоты вращения по мере износа круга. Для предохранения рабочих все шлифовальные круги должны иметь надежные защитные кожухи. Новые круги следует испытывать в нерабочее время в течение получаса при частоте вращения, превышающей рабочую окружную скорость на 75%.

Приведем некоторые заводские рекомендации по выбору шлифовальных кругов для зачистки отливок. По данным Челябинского тракторного завода [31], для обдирки отливок из мягкой стали используют круги из электрокорунда с зернистостью 20—30 и твердостью в пределах Т1—СТ3, для обдирки отливок из марганцовистой стали — также корундовые круги, но с зернистостью 6—12 и твердостью ВТ2—Т1, для чугунных отливок — круги из карборунда с зернистостью 50—70 и твердостью СМ1—М2. По данным Горьковского автозавода [52], для отливок серого чугуна мелких и средних применяют круги из карборунда с керамической связкой при твердости круга СТ2 или с бакелитовой при твердости круга СТ2 и СТ3; для крупных отливок типа блоков цилиндров, картера коробки передач и т. п. — круги из карборунда с бакелитовой связкой при твердости круга СТ1 и СТ2, а также круги из электрокорунда с бакелитовой связкой при твердости круга СТ1; для отливок из отожженного ковкого чугуна — круги из электрокорунда с бакелитовой связкой при твердости круга СТ2. Для всех кругов при этом рекомендуется зернистость 24.

Для зачистки отливок применяют стационарные, маятниковые, переносные и специальные (автоматизированные) шлифовальные обдирочные станки.

Стационарные станки, обычно с двумя кругами (рис. 375), применяют для отливок массой до 30 кг. На каждом круге работает один рабочий. Зачищаемые отливки опираются на столик перед кругом; их удерживают и прижимают к нему вручную. Направление вращения круга должно быть таково, чтобы трением круга отливка

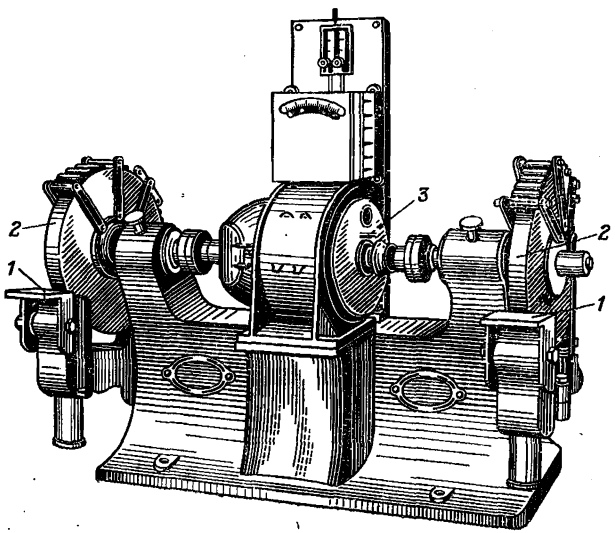


Рис. 375. Стационарный шлифовальный станок с двумя шлифовальными кругами:

1 — рабочие столики; *2* — шлифовальные круги; *3* — электродвигатель

прижималась к столику. Чтобы при износе кругов сохранять окружные скорости резания в пределах нормы, передача на рабочий вал должна быть ступенчатой с возможностью изменения передаточного числа. Предохранительные кожухи кругов должны иметь интенсивный отсос пыли, а сверху над столиками рекомендуется устраивать на них защитные экраны из стекла, армированного металлической сеткой. Стационарные станки обычно имеют шлифовальные круги диаметром 500—600 мм и шириной 60—75 мм.

Маятниковый, или подвесной, шлифовальный станок (рис. 376) подвешивают к какой-либо стационарной опоре, и рабочий за ручки наклоняет его к отливке, помещенной под шлифовальным кругом на столе или на роликовом конвейере. Диаметр круга чаще всего составляет 350—400 мм, реже 500—600 мм. Маятниковые станки часто применяют для зачистки средних и среднекрупных отливок

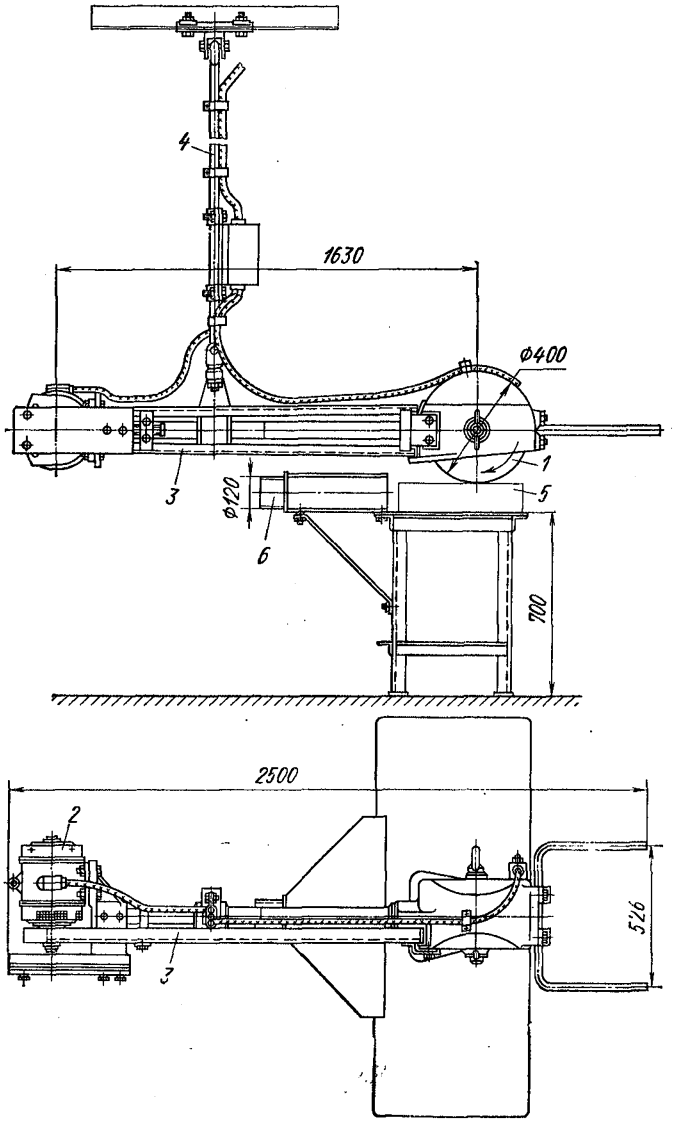


Рис. 376. Маятниковый шлифовальный станок:

1 — шлифовальный круг; *2* — электродвигатель; *3* — кожух клиноременной передачи; *4* — подвеска; *5* — зачищаемая отливка; *6* — патрубок для присоединения к вытяжной вентиляции

в крупносерийном производстве на поточных линиях с роликовыми конвейерами.

Переносные шлифовальные станки (рис. 377) применяют для зачистки крупных отливок. Они могут быть снабжены гибким валом (рис. 377, *а*), электродвигателем (рис. 377, *б*) и пневматическим

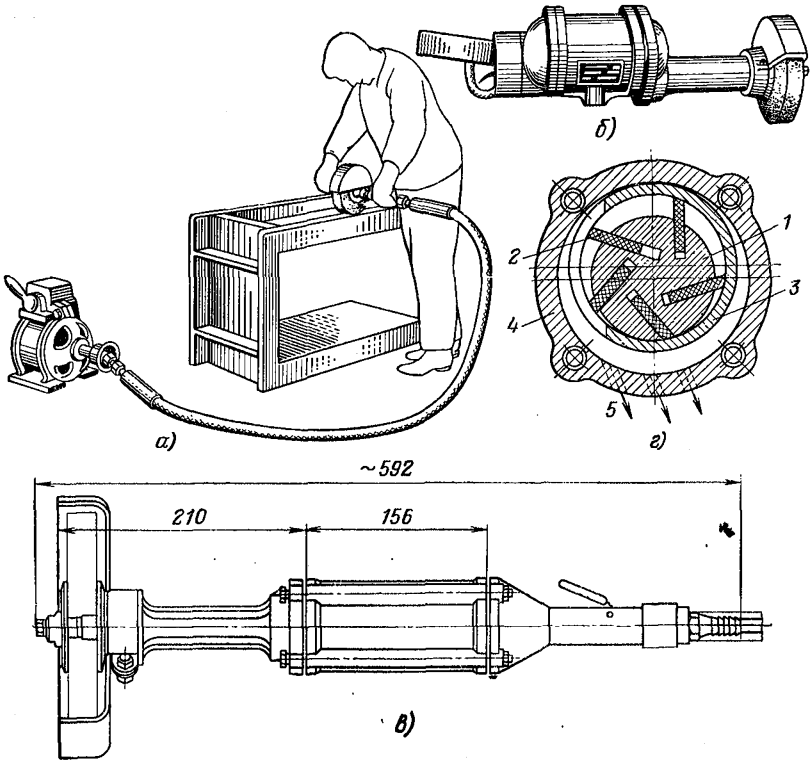


Рис. 377. Переносные шлифовальные станки:

а — с гибким валом и стационарным электродвигателем; *б* — с электродвигателем и шлифовальным кругом в одном агрегате; *в* — пневматический переносный станок; *г* — сечение ротационного пневматического двигателя станка; *1* — вращающийся ротор с прорезями; *2* — текстолитовые лопасти, скользящие в прорезях; *3* — неподвижная гильза; *4* — корпус; *5* — выхлопные отверстия

ротационным двигателем (рис. 377, *в, г*), присоединяемым к цеховой сети сжатого воздуха (6 ат) гибким шлангом. Диаметры кругов переносных станков обычно бывают 200—300 мм.

Специализированные автоматические шлифовальные обдирочные станки для зачистки отливок в массовом поточном производстве были впервые разработаны и внедрены на Горьковском автомобильном заводе [59], а затем распространены и на другие заводы. На этих станках одновременно с зачисткой заливов и остатков литниковой системы снимают литейные корки на основных обрабатываемых поверхностях отливок и зачищают базовые места. Замена станками нового типа старых стационарных «двойных наждаков»

позволила значительно облегчить тяжелый труд шлифовальщиков, увеличить в несколько раз производительность труда и получить значительную экономию абразива.

Создание серии специальных автоматизированных станков на ГАЗе базировалось на разбивке всей номенклатуры зачищаемых программных отливок из серого и ковкого чугуна на группы по размерам, конфигурации и характеру зачистки. Всего таких групп оказалось восемь с подразделениями ряда групп на подгруппы. Для зачистки отливок каждой группы или характерной подгруппы были созданы специальные автоматические и полуавтоматические станки. На рис. 378—384 приведены принципиальные схемы некоторых станков.

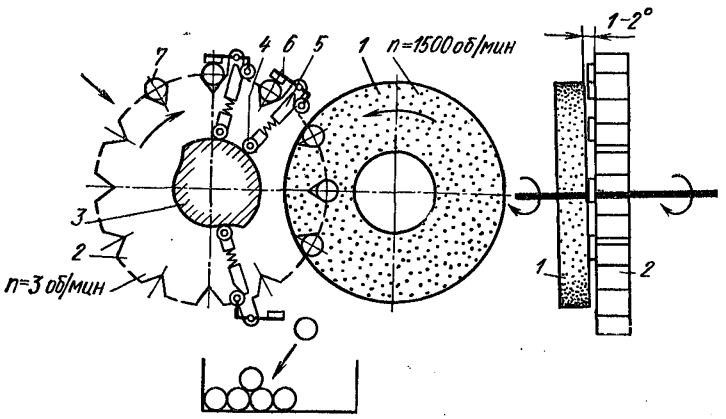


Рис. 378. Принципиальная схема полуавтомата для зачистки торцов мелких отливок:

1 — шлифовальный круг; *2* — питающий магазин — диск; *3* — неподвижный кулак; *4* — ролик; *5* — клин; *6* — зажимной рычаг; *7* — зачищаемая отливка

Полуавтомат для зачистки мелких отливок с одного торца (рис. 378) сконструирован на базе обычного двустороннего стационарного шлифовального станка, имеющего головку привода питающего диска с приспособлениями для зажима отливок. Отливки вкладывают в гнезда питающего диска вручную. Зажим отливок в зоне зачистки и их освобождение происходит автоматически с помощью клина и ролика, направляемого неподвижным копиром. Плоскость диска установлена под углом 1—2° к плоскости круга для плавного захода и врезания круга в металл отливки. Производительность станка 1800—2000 отливок в час при одном круге. Диаметр применяемых кругов 500 мм.

На рис. 379 показана схема автомата для зачистки втулок клапана одновременно с двух торцов. Отливки периодически загружают навалом в бункер. В бункере имеется качающийся нож, который извлекает из бункера отливки, скользящие по желобу на верхней стороне ножа вниз. Отливки направляются далее по трубке в приспособление, укладывающее их в гнезда рабочего питающего диска.

станка 500—1000 отливок в час. Диаметр шлифовальных кругов 500 мм.

На рис. 382 представлена схема агрегата полуавтоматического станка для зачистки окружности фланцев средних по размерам отливок. Станок имеет два таких агрегата. Отливка зажимается на оправке с помощью гидравлического цилиндра *2*. Оправка с отливкой поворачивается на угол до 380° от механизма, приводимого

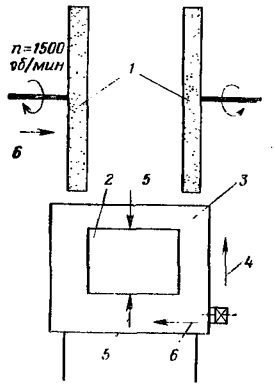


Рис. 381. Схема полуавтомата для зачистки двух торцов корпусных отливок средних размеров:

1 — шлифовальные круги; *2* — отливка; *3* — стол; *4* — направление подачи; *5* — зажим отливки; *6* — наладка кругов

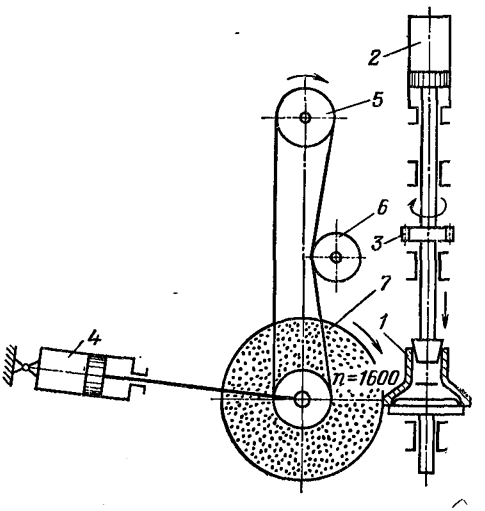


Рис. 382. Схема полуавтомата для зачистки фланцев отливок средних размеров:

1 — отливка; *2* — гидравлический цилиндр зажима отливки; *3* — шестерня привода вращения отливки; *4* — гидравлический цилиндр подвода и подачи шлифовального круга; *5* — приводной шкив; *6* — натяжной ролик; *7* — шлифовальный круг

другим, не показанным на схеме гидравлическим цилиндром, через зубчатую рейку и шестеренную передачу. Шлифовальный круг с помощью гидравлического цилиндра *4* сначала быстро подводится к отливке, затем медленно врезается в нее, а по окончаии зачистки отводится назад. Шлифовальный круг подвешен на раме, качающейся около оси вращения приводного шкива *5*. Производительность полуавтомата 700 отливок в час. Диаметр шлифовальных кругов 350 мм.

На рис. 383 показана схема полуавтомата для зачистки отливок тормозного барабана. На этой отливке зачищается фланец. Масса отливки 22 кг, и зачистка ее на обычных станках требует больших физических усилий.

На полуавтомате отливка зажимается в трехкулачковом пневматическом патроне. Стол с отливкой подвигается с помощью ручного механизма к шлифовальному кругу. Рабочая подача стола в направлении параллельно оси круга механизирована. Частота вращения отливки около вертикальной оси 13,3 об/мин. Окружная скорость

круга 42 м/с; диаметр круга 500 мм. Станок имеет два электродвигателя — один для привода круга, другой для движения стола и вращения патрона. Производительность станка 120 барабанов в час.

На рис. 384 показана схема полуавтомата для зачистки плоскостей отливок. Схема этого станка та же, что и станка для зачистки плоскостей стержней перед их склейкой. Данный станок имеет

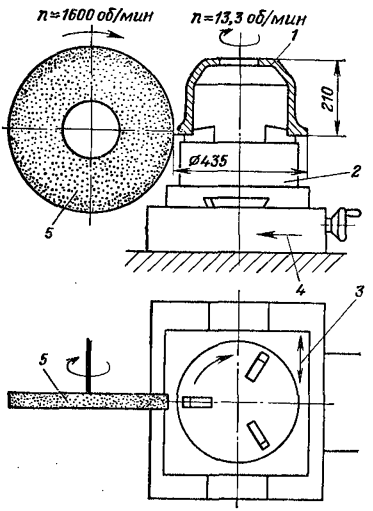


Рис. 383. Схема полуавтомата для зачистки отливок тормозных барабанов:

1 — отливка; *2* — трехкулачковый пневматический патрон; *3* — рабочая подача стола; *4* — подвод стола к шлифовальному кругу; *5* — шлифовальный круг

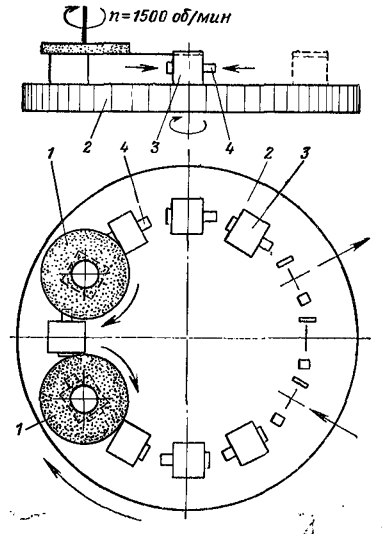


Рис. 384. Схема двухшпиндельного полуавтомата для зачистки плоских поверхностей отливок:

1 — шлифовальные круги; *2* — вращающийся стол; *3* — отливки; *4* — зажимы для отливок

две шлифовальные головки. Имеются также подобные станки с одной шлифовальной головкой. Установка головки по высоте производится с помощью механизма с ручным приводом. Зажимы для отливок применяют механические, эксцентриковые, а также пневматические. Диаметр рабочего стола 1,8—2,0 м. Число зажимов для отливок 6—12. Диаметр шлифовального круга 500 мм. Окружная скорость кругов 35 м/с. Скорость подачи столов 1—7,5 м/мин. Производительность 150—180 отливок в час.

§ 3. ПОТОЧНЫЕ И АВТОМАТИЧЕСКИЕ ЛИНИИ ОЧИСТКИ И ОБДИРКИ ОТЛИВОК

В литейных цехах массового и крупносерийного производства в отделениях очистки литья оборудование обычно расстанавливают в порядке последовательности процесса, таким образом, что полу-

чаются поточные линии, на которых производится очистка, обдирка и последующий контроль отдельных групп отливок, комплектуемых по предметному или по технологическому принципу. Эти линии обработки могут быть частично или полностью автоматизированы, особенно на базе применения дробеметных машин непрерывного

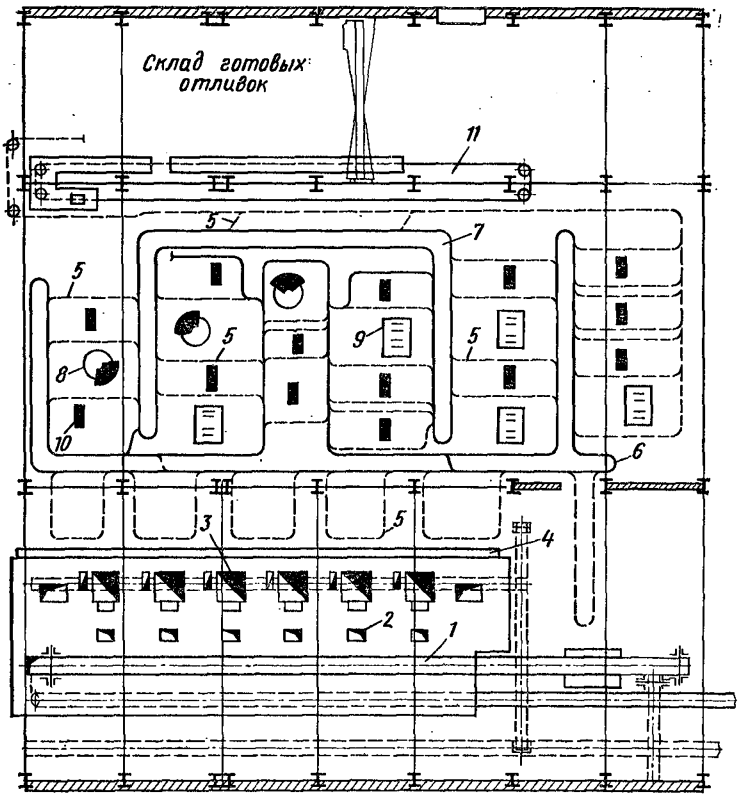


Рис. 385. Схема поточных линий в отделении очистки мелких отливок:

1 — пластинчатый конвейер с отливками от выбивки; *2* — скипы дробеметных ленточных барабанов; *3* — ленточные дробеметные барабаны; *4* — верстак для сортировки отливок после дробеметной очистки; *5* — ответвления (грузовые ветви) подвесных толкающих конвейеров; *6, 7* — подвесные толкающие конвейеры; *8* — карусельный полуавтомат для зачистки отливок; *9* — полуавтоматы для зачистки отливок; *10* — стационарные шлифовальные станки; *11* — подвесной конвейер установки для окраски отливок

действия и автоматизированных обдирочных шлифовальных станков. Рассмотрим в качестве примера планировку некоторых линий очистки отливок.

На рис. 385 показана схема планировки отделения очистки мелких и средних отливок [59]. Отливки от выбивных решеток доставляются пластинчатым конвейером и поступают в скиповые подъемники ленточных дробеметных барабанов. После барабанов отливки сортируют на верстаке и затем грузят в тару, подвешенную

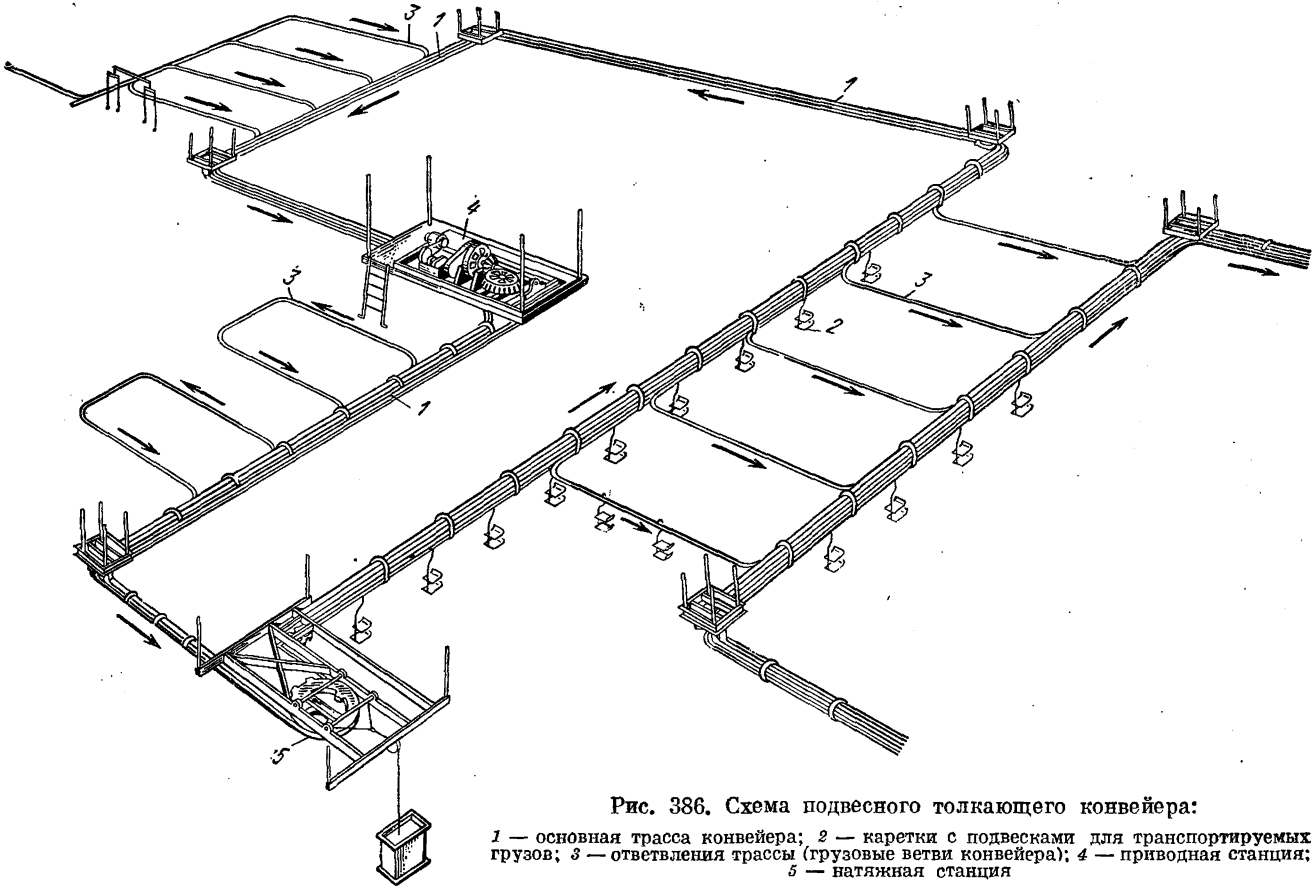


Рис. 386. Схема подвесного толкающего конвейера:

1 — основная трасса конвейера; *2* — каретки с подвесками для транспортируемых грузов; *3* — ответвления трассы (грузовые ветви конвейера); *4* — приводная станция; *5* — натяжная станция

к крюкам подвесного толкающего конвейера, являющегося в этой установке средством межоперационного транспорта для всех последующих операций очистки.

Подвесной толкающий конвейер (рис. 386) отличается от обычного подвесного конвейера тем, что его каретки с подвесками для грузов не скреплены с тяговой цепью, а продвигаются по трассе кулаками, имеющимися на тяговой цепи. Поэтому каретки могут быть выведены с трассы конвейера на примыкающие рельсовые пути, являющиеся ответвлениями основной трассы конвейера. На этих ответвлениях, обслуживающих рабочие места или станки, каретка конвейера, выключенная из общего потока, может быть задержана на некоторое время, например пока не будет произведена

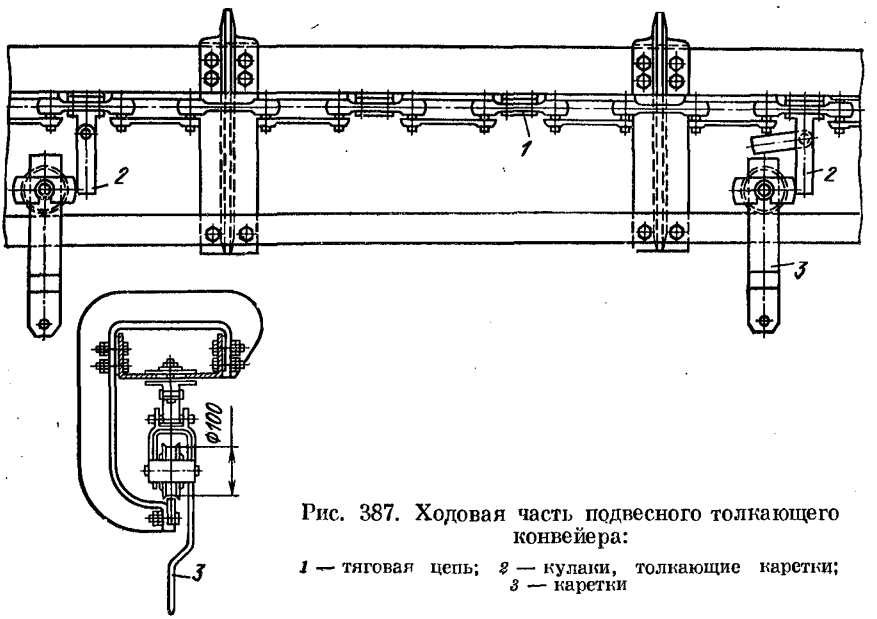


Рис. 387. Ходовая часть подвесного толкающего конвейера:

1 — тяговая цепь; *2* — кулаки, толкающие каретки; *3* — каретки

зачистка отливок на шлифовальном станке, а затем снова подключается к цепи конвейера. Трасса толкающего конвейера обычно расположена в горизонтальной плоскости.

Ходовая часть подвесного толкающего конвейера показана на рис. 387. На тяговой цепи имеются кулаки-толкатели, которые при движении цепи упираются в обоймы кареток и двигают их по трассе конвейера. Эти толкатели укреплены на цепи при помощи шарниров и могут отклоняться лишь в одну сторону, что позволяет отводить каретки от толкателей вперед по движению конвейера и подводить их под толкатель сзади для включения в конвейерный ход.

В местах примыкания ответвлений к основной трассе конвейера ставятся стрелки, по которым каретки с грузом вручную выводят с основной трассы и возвращают обратно. Выходные стрелки в мес-

тах вывода кареток с основной трассы имеют ручной перевод. Входные стрелки для возвращения кареток с ответвлений на основную трассу делают автоматическими с отжимом пера стрелки щекой проходящей каретки. Возврат пера стрелки к основному пути конвейера производится пружиной.

Применение подвесных толкающих конвейеров весьма рационально для обслуживания таких участков, где производятся операции с резко отличным темпом от темпа общего потока. Такими операциями в литейном цехе являются операции очистки, а также правки отливок ковкого чугуна после отжига. Особенно отличается от темпа общего потока темп выполнения указанных операций для партий мелких отливок, транспортируемых на подвесном конвейере в ящиках или коробах. В таком случае применение подвесного толкающего конвейера особенно удобно, так как позволяет выключить каретку с ящиком отливок из общего потока на любое время для проведения очистки или правки отливок, находящихся в ящике.

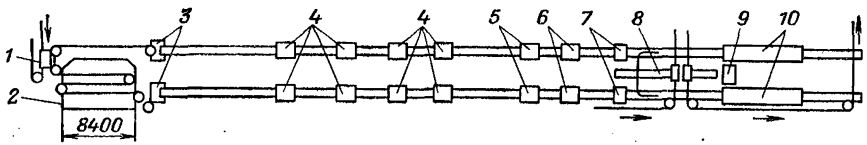


Рис. 388. Схема автоматизированной линии очистки отливок блока цилиндров:

1 — решетка для удаления остатков отработанной смеси; *2* — дробеметная камера с подвесным конвейером и 12 дробеметными аппаратами; *3* — приспособление для высыпания из отливок оставшейся дроби; *4* — проходные автоматизированные шлифовальные станки для зачистки; *5* — гидропроба; *6* — фрезерный станок для обработки базовых мест; *7* — контрольное приспособление ОТК; *8* — линия для дефектных отливок; *9* — люк для транспортирования отливок на заварку; *10* — установка для мойки, сушки и окраски отливок

На ответвлениях трассы конвейера у станков могут быть созданы необходимые заделы отливок, что и используется в рассматриваемой планировке (см. рис. 385). Завершающая операция окраски отливок производится на специальной установке, имеющей свой подвесной конвейер.

На рис. 388 показан вариант автоматизированной линии очистки отливок блока цилиндров. Линия находится в отделении очистки литья, расположенном на втором этаже здания литейного цеха серого чугуна. Отливки блоков доставляются с выбивки на подвесном охладительном конвейере. Первой операцией является дробеметная очистка блоков в проходной камере непрерывного действия, имеющей 12 дробеметных аппаратов. Оставшаяся после этого в полостях отливок дробь высыпается из них в поворачивающем приспособлении над решеткой при снятии отливок с крюков конвейера дробеметной камеры. Далее отливки проходят зачистку и дальнейшие операции на двух одинаковых линиях обработки, перемещаясь принудительно по прямолинейным склизам.

При этом сначала производится последовательная зачистка отливок с разных сторон на четырех проходных автоматизирован-

ных шлифовальных обдирочных станках с промежуточной кантовкой отливок. После этого отливки подвергаются испытанию на герметичность (гидропробе), затем на специальном фрезерном станке производится обработка базовых мест и далее приемка ОТК по размерам в контрольном приспособлении.

Дефектные отливки удаляются из потока и передаются по монорельсу на роликовый конвейер дефектных отливок и, если нужно, подвесным конвейером через люк в первый этаж на заварку. Годные же принятые отливки проходят по линиям дальше на окончательную операцию мойки, сушки и окраски, после чего на подвесном конвейере направляются на склад литья.

Глава VI

СПЕЦИАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ОЧИСТКИ ОТЛИВОК

§ 1. ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКАЯ ОЧИСТКА

Сущность процесса электрохимической очистки поверхности отливок от пригара и окалины заключается в катодном восстановлении окислов железа пригара и окалины в электролите из расплавленного технического каустика при температуре 500° С с наложением постоянного тока низкого напряжения (5—10 В). В качестве анода обычно служит корпус ванны. Катодом являются сами очищаемые отливки, которые после предварительного нагрева их до 250° С погружаются в проволочной корзине в электролит.

Пригар на стальных и чугунных отливках представляет собой многофазную систему, наружный слой которой состоит из кварца, частично перешедшего в тридимит, а внутренний слой, непосредственно прилегающий к металлу отливки, — из силикатов железа переменного состава. Окалина представляет собой трехфазное соединение из окислов железа и имеет наружный слой в виде фазы αFe_2O_3, средний слой из Fe_3O_4 и внутренний, прилегающий к металлу отливки слой из FeO [72].

При погружении отливок в электролит наружный слой пригара (SiO_2) взаимодействует с едким натром по реакции

$$SiO_2 + 2NaOH = Na_2SiO_3 + H_2O.$$

Далее происходит растворение внутреннего слоя пригара, причем вначале растворяется $FeSiO_3$, а затем прилегающий непосредственно к металлу отливки фаялит Fe_2SiO_4 по реакциям

$$FeSiO_3 + 4NaOH = Na_2SiO_3 + Na_2FeO_2 + 2H_2O;$$
$$Fe_2SiO_4 + 6NaOH = Na_2SiO_3 + 2Na_2FeO_2 + 3H_2O.$$

По мере образования в электролите феррата натрия Na_2FeO_2 происходит его окисление выделяющимся в процессе электролиза на аноде кислородом в феррит натрия $Na_2Fe_2O_4$:

$$2Na_2FeO_2 + O_2 + H_2O = Na_2Fe_2O_4 + 2NaOH.$$

Одновременно происходит растворение слоев окалины:

$$Fe_2O_3 + 2NaOH = Na_2Fe_2O_4 + H_2O;$$
$$Fe_3O_4 + 4NaOH = Na_2Fe_2O_4 + Na_2FeO_2 + 2H_2O;$$
$$FeO + 2NaOH = Na_2FeO_2 + H_2O.$$

Таким образом, в результате растворения пригара и окалины на поверхности отливок образуется рыхлый слой феррита и феррата натрия. Этот слой легко отстает от отливок вследствие резкого охлаждения их в холодной воде, куда отливки погружают непосредственно после катодной обработки, и поверхность отливок полу-

чается очень чистой. После промывки в холодной воде отливки подвергаются дополнительной промывке в горячей воде для окончательного удаления следов щелочи.

В качестве электролита для электрохимической очистки отливок применяют чистый NaOH (с температурой плавления 328° С) либо эвтектическую смесь из 80% NaOH и 20% KOH ($t_{пл}$ = 246° С), либо состав из 93% NaOH и 7% NaCl ($t_{пл}$ = 283° С). В этом последнем составе присутствие ионов хлора способствует интенсификации процесса. Плотность тока рекомендуется 15—25 А/дм², продолжительность катодного процесса очистки 25—30 мин. Количество электролита в ванне должно быть 10-кратным по отношению к массе загружаемых отливок [29].

§ 2. ЭЛЕКТРОТЕРМОМЕХАНИЧЕСКАЯ ОЧИСТКА

Электротермомеханическая очистка, или, точнее, зачистка неровностей отливок, производится быстровращающимися стальными

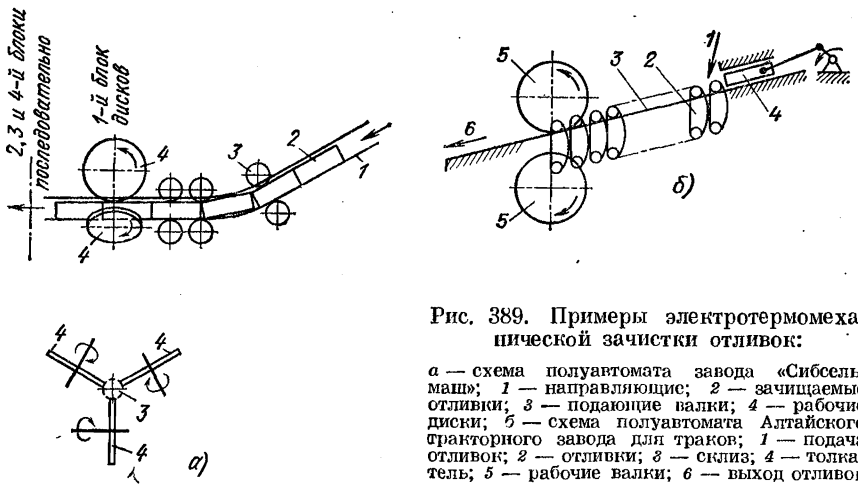


Рис. 389. Примеры электротермомеханической зачистки отливок:

а — схема полуавтомата завода «Сибсельмаш»; *1* — направляющие; *2* — зачищаемые отливки; *3* — подающие валки; *4* — рабочие диски; *б* — схема полуавтомата Алтайского тракторного завода для траков; *1* — подача отливок; *2* — отливки; *3* — склиз; *4* — толкатель; *5* — рабочие валки; *6* — выход отливок

дисками при пропускании электрического тока между диском и отливкой. Выступы неровностей отливки от действия тока мгновенно разогреваются и оплавляются, и металл их уносится диском, затем отрываясь от него. При значительном напряжении тока оплавление неровностей может происходить еще до соприкосновения отливки с диском вследствие возникновения дуги.

На рис. 389, *а* показана схема работающего на этом принципе полуавтомата завода «Сибсельмаш» для зачистки 12 продольных впадин чугунной отливки катушки высевающего аппарата сеялки. Отливки подаются валками по направляющим к зачищающим стальным дискам, которые сгруппированы в четыре последовательных блока по три диска в каждом. Диски вращаются каждый от своего электродвигателя с частотой 2880 об/мин. К дискам подводится

от трансформаторов переменный ток 200—300 А, напряжением 14 В. Производительность автомата 1000 отливок в час.

Зачистку неровностей отливок быстровращающимися дисками или валками применяют и без пропускания электрического тока через место контакта отливки и диска. В этом случае оплавление выступов неровностей происходит лишь под действием теплоты, выделяющейся при трении диска об отливку. На рис. 389, *б* показана схема полуавтомата Алтайского тракторного завода для такой фрикционно-тепловой или термомеханической зачистки траков гусеницы. Профили рабочих зачистных валков повторяют контуры проушин трака. Отливки загружаются на склиз, по которому они механически проталкиваются к рабочим валкам. Пройдя через валки, траки с зачищенными проушинами выходят с нижнего конца склиза.

§ 3. ВИБРАЦИОННАЯ ОЧИСТКА

Вибрационный метод очистки заключается в том, что отливки загружают в вибрационный контейнер, имеющий устройство, вполне аналогичное рассмотренной ранее (см. рис. 249) вибрационной мельнице. Корпус этого контейнера также опирается на пружины, на которых он совершает колебания, возбуждаемые валом с дебалансом, вращающимся в подшипниках, укрепленных на этом корпусе. Вместе с очищаемыми отливками в вибрационный контейнер загружают наполнитель, или абразив, например бой шлифовальных кругов, звездочки из белого чугуна, крупную чугунную дробь. При вибрациях корпуса контейнера происходят интенсивные колебательные перемещения и взаимное трение отливок и абразива, и поверхность отливок очищается от пригара.

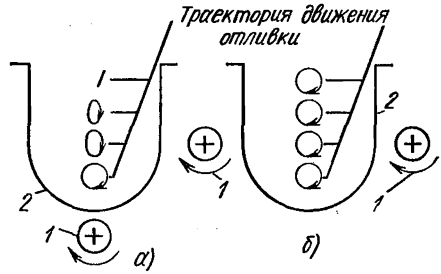


Рис. 390. Характер траекторий движения отливок при вибрационной очистке в контейнере с приводным валом снизу (*а*) и с двумя валами по бокам (*б*):

1 — приводной вал с дебалансом; *2* — контейнер

Согласно опытным данным [14], число колебаний в минуту контейнера рекомендуется ~1500, амплитуда колебаний 2—3 мм. Размер гранул абразива 20—25 мм. Контейнер рекомендуется загружать на 75% объема при отношении объема отливок и наполнителя 7 : 10. Продолжительность очистки составляет 20—30 мин. Вибрационную очистку применяют для мелких отливок.

В последнее время наблюдается тенденция интенсификации процесса вибрационной очистки отливок, что достигается [77]:

1) более равномерным распределением вибрации очищаемых отливок по объему (и главным образом по высоте) контейнера; для

этого рекомендуется вместо одного приводного вала с дебалансом, расположенного снизу снаружи контейнера, делать два вала, расположенных по бокам контейнера, примерно на половине высоты его корпуса (рис. 390);

2) очисткой отливок с закреплением их в контейнере в зажимах, что увеличивает эффект циркуляции абразива и ускоряет очистку;

3) применением очень высокой частоты колебаний виброконтейнера (до 6000—18 000 колебаний в минуту) на виброочистных машинах нового типа (с горизонтальной балкой, приводимой в состояние вибрации с частотой, близкой к частоте ее собственных колебаний).

Повышение частоты колебаний вибрационных машин для очистки отливок является, по всей видимости, наиболее действенной мерой интенсификации процесса виброочистки.

§ 4. ГАЗОПЛАМЕННАЯ ОЧИСТКА

Газопламенная очистка от пригара и удаление неровностей стальных отливок производится кислородно-ацетиленовым пламенем с помощью горелок или резаков для поверхностной резки, работающих на режиме горелки. При этом удаление корок пригара основано на разности коэффициентов расширения пригара и металла отливки. Пламя горелки при удалении пригара должно быть нейтральным или восстановительным. При нагреве пламенем горелки корка пригара разрушается и отслаивается от отливки.

Для газопламенной очистки отливок используют резаки с многофакельными мундштуками с избыточным давлением кислорода 5—6 ат и ацетилена 0,2—0,5 ат.

Химический пригар на стальных отливках обычным кислородно-ацетиленовым пламенем не удаляется, так как при простом нагреве он не отскакивает от поверхности отливки. Для удаления химического пригара его нужно расплавить, на что тепловой мощности кислородно-ацетиленового пламени не хватает. Для этой цели используют более горячее железокислородное пламя, получаемое с помощью резаков, имеющих устройство для введения в струю кислорода железного порошка [30].

Удаление кислородно-ацетиленовой резкой остатков литниковой системы отливок из углеродистой и низколегированных сталей не является новым процессом и применяется в литейных цехах давно. Отливки из высоколегированных сталей, имеющие малую теплопроводность и поэтому склонные к трещинообразованию при местных перегревах пламенем резака, таким способом не зачищают. Зачистка и удаление неровностей на отливках производится путем оплавления и сжигания их в пламени резака.

§ 5. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ОЧИСТКА

Электрогидравлическая очистка основана на использовании высоковольтного электрического разряда между двумя электродами в воде по схеме, приведенной на рис. 391, *а* [105]. Высоковольтный

(30 кВ) выпрямитель заряжает конденсатор, который разряжается между злектродом и отливкой (прямой метод воздействия, рис. 391, *б*) или между двумя электродами (косвенный метод, рис. 391, *в*) в водяной ванне. Установка дает 10 разрядов в секунду.

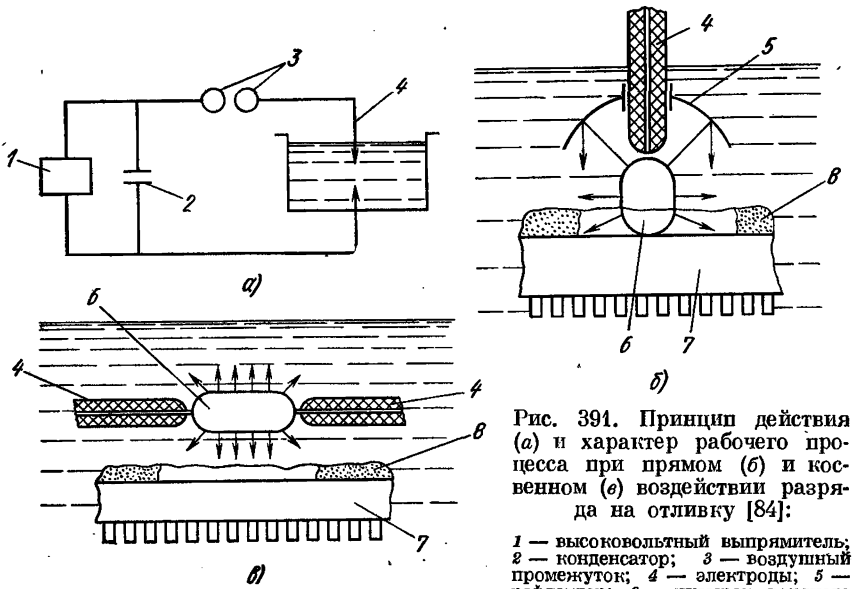


Рис. 391. Принцип действия (*а*) и характер рабочего процесса при прямом (*б*) и косвенном (*в*) воздействии разряда на отливку [84]:

1 — высоковольтный выпрямитель; *2* — конденсатор; *3* — воздушный промежуток; *4* — электроды; *5* — рефлектор; *6* — пузырек водяного пара; *7* — отливка; *8* — корка пригара

В месте разряда образуются пузырьки водяного пара с очень высоким давлением (до 15 000 ат), возбуждающие взрывную волну, которая вследствие возникающей здесь кавитации жидкости разрушает корки пригара на отливках. Наличие рефлектора на конце злектрода (рис. 391, *б*) усиливает эффект очистки. Косвенный метод воздействия разряда рекомендуется для очень тонкостенного литья. По опытным данным, расход мощности на очистку составляет около 10 кВт·ч на 1 т литья [84].

Глава VII

ПЫЛЕУДАЛЯЮЩИЕ УСТАНОВКИ

§ 1. КОЛИЧЕСТВО ОТСАСЫВАЕМОГО ВОЗДУХА

Для создания благоприятных условий труда в литейных цехах должна быть предусмотрена приточно-вытяжная вентиляция с термовентиляционными установками, включающими агрегаты кондиционирования воздуха, подаваемого в цех, и вытяжными системами с очисткой отходящего воздуха. Во всех точках выделения вредных примесей наряду с вытяжками должны быть предусмотрены компенсирующие подводы свежего воздуха, что исключает неорганизованные потоки воздуха в цехе с сопутствующими им сквозняками и перемещениями пыли и других вредных веществ. Количество воздухообменов в час, по данным практики чугунолитейного цеха Волжского автозавода, в плавильном отделении составляет от 17 (зимой) до 34 (летом), в формовочном и стержневом отделениях 11—13, в термообрубном отделении 8.

Помимо общей приточно-вытяжной вентиляции, в литейных цехах должен производиться интенсивный отсос пыльного воздуха с помощью специальных установок от машин и аппаратов, работа которых приводит к пылеобразованию. К пылящему механическому оборудованию литейных цехов относятся смесеприготовительные машины и конвейеры, перерабатывающие и транспортирующие отработанную сухую формовочную или стержневую смесь, дробилки и мельницы для угля и глины, рабочие места и оборудование для выбивки форм и стержней, рабочие места и оборудование для очистки литья (за исключением гидравлических и пескогидравлических установок). От плавильных, сушильных и отжигательных печей, а также заливочных площадок и охладительных кожухов литейных конвейеров должен быть устроен аналогичный специальный отсос выделяющихся газов во избежание распространения их в помещении.

Пылеотсасывающая установка представляет собой установку пневматического транспорта всасывающей системы и состоит из следующих элементов: 1) отсасывающих зонтов и кожухов, расположенных в местах отсоса пыльного воздуха; 2) трубопровода, ведущего пыльный воздух от мест отсоса к эксгаустеру; 3) устройства для отделения пыли от воздуха, которое ставится на трубопроводе перед эксгаустером и проходя через которое отсасываемый воздух обеспыливается, прежде чем он будет выпущен наружу; 4) эксгаустера, создающего необходимое разрежение для просасывания воздуха через всю систему.

Трубопроводы пылеотсасывающих установок изготовляют из листовой стали толщиной 1,5—2 мм. Скорость воздуха в трубопроводе должна находиться в пределах 15—20 м/с и прогрессивно увеличиваться по направлению к эксгаустеру.

В качестве эксгаустеров в пылеудаляющих установках обычно применяют центробежные вентиляторы низкого давления, рассчитанные на создание полного напора до 100 мм вод. ст., и центробежные вентиляторы среднего давления с полным напором до 200 мм вод. ст. Тип и размер вентилятора выбирают по величине необходимого напора, или разрежения, для просасывания воздуха через систему и по необходимому расходу воздуха.

Количество воздуха, отсасываемого от различных машин и аппаратов в литейных цехах, по различным данным, составляет для выбивных решеток 100—150 м³/мин на 1 м² площади решетки, для галтовочных барабанов 50—100 м³/мин, для дробеметных машин малых 50—100 м³/мин, больших 100—200 м³/мин, для шлифовальных зачистных станков до 50 м³/мин на один шлифовальный круг.

§ 2. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ЗОНТЫ И КОЖУХИ

На рис. 392—395 приведены схемы отсасывающих зонтов и кожухов для различных машин и установок.

Особенно интенсивным должен быть отсос от выбивных решеток ввиду большого количества пыли и теплоты, выделяющихся при выбивке форм. Наилучшим отсосом для решеток можно считать

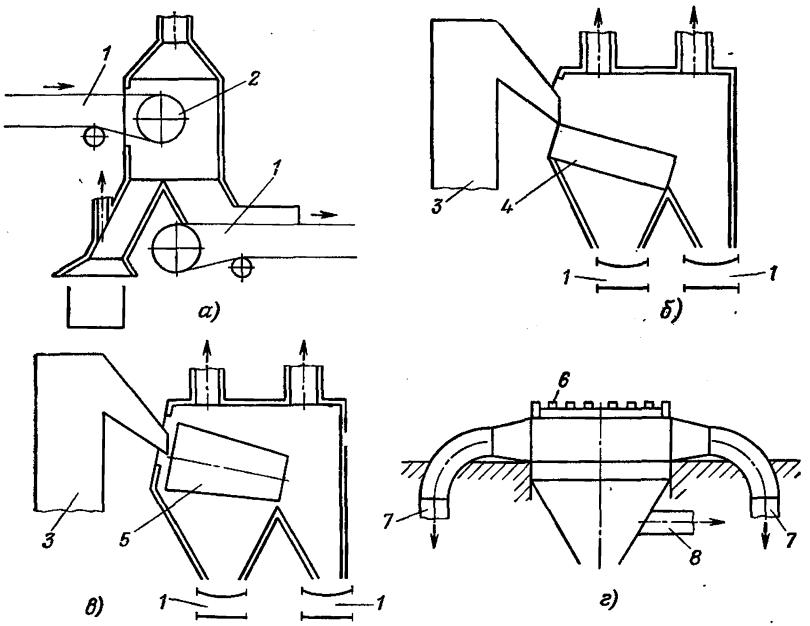


Рис. 392. Схемы отсасывающих кожухов для магнитного сепаратора (*а*), вибрационного и барабанного сит (*б* и *в*) и бортового отсоса для выбивной решетки (*г*);

1 — ленточные конвейеры; *2* — магнитный шкив; *3* — элеватор; *4* — вибрационное сито; *5* — барабанное сито; *6* — решетка; *7* — бортовой отсос; *8* — добавочный нижний отсос

отсос шатрового типа (рис. 393—395) с одновременной принудительной подачей компенсирующего воздуха, забираемого вентилятором снаружи здания цеха. Цель подачи компенсирующего воздуха — предотвратить распространение пыли и газов в помещении.

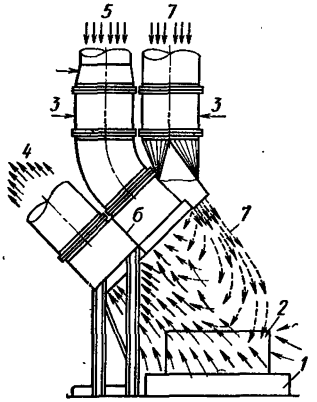


Рис. 393. Схема одностороннего верхне-бокового шатрового отсоса от выбивной решетки с подачей компенсирующего воздуха:

1 — решетка; *2* — форма; *3* — осевые вентиляторы; *4* — отсос к фильтру; *5* — отсос; *6* — перегородка; *7* — подача компенсирующего воздуха

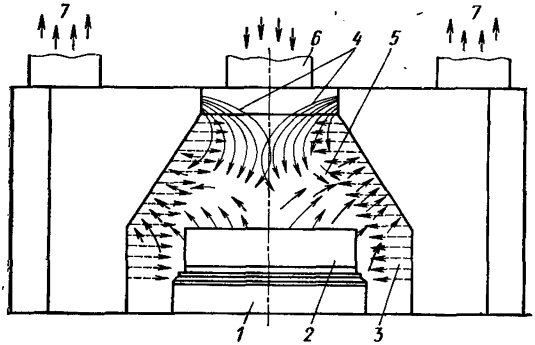


Рис. 394. Схема трехстороннего верхне-бокового шатрового зонта выбивной решетки с двусторонним отсосом и подачей компенсирующего воздуха:

1 — решетка; *2* — форма; *3* — фронтальная подача компенсирующего воздуха; *4* — верхняя подача компенсирующего воздуха; *5* — отсос воздуха; *6* — труба для подачи компенсирующего воздуха; *7* — отсос к фильтру

Широкие струи компенсирующего воздуха как бы отсекают, изолируют объем пыле- и газообразования и, направляясь в отсасывающий зонт, уносят с собой эти вредные выделения. Количество

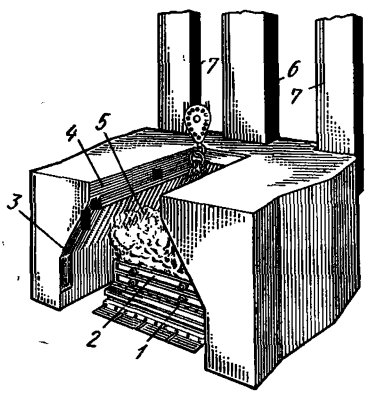


Рис. 395. Выбивная решетка для крупных форм с трехсторонним верхне-боковым шатровым зонтом, двусторонним отсосом и подачей компенсирующего воздуха (обозначения см. на рис. 394)

компенсирующего воздуха берется около 75% общего количества отсасываемого воздуха.

Литейные формы на выбивную решетку, снабженную отсасывающими зонтами шатрового типа, подаются роликовым конвейером,

краном или подъемником и поступают на решетку сбоку или спереди (см. рис. 395).

Чтобы отсасываемый воздух мог увлекать с собой частицы пыли, скорость его при входе в отсасывающие зонты должна быть не менее скорости подвешивания для данных отсасываемых частиц. Обычно ее принимают в пределах 5—12 м/с. Для отсоса газов, например, от печей, охладительных кожухов литейных конвейеров и т. п. скорость входа воздуха в отверстие зонта составляет 1—1,5 м/с.

§ 3. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОТДЕЛЕНИЯ ПЫЛИ

Для обеспыливания воздуха, отсасываемого от пылящих машин и аппаратов литейных цехов, применяют следующие устройства: 1) мокрые пылеотделители и фильтры; 2) циклоны; 3) инерционные пылеотделители и 4) матерчатые фильтры. Воздух, выбрасываемый после отделителя в атмосферу (наружу здания), не должен содержать пыли более 100 мг/м^3.

Мокрые пылеотделители и фильтры требуют большого ухода и чистки и поэтому не нашли широкого применения в литейных цехах. В случае применения циклонов в пылеотсасывающих установках рекомендуется ставить последовательно два циклона для более полного обеспыливания воздуха.

Наиболее удобными в условиях литейных цехов и эффективными пылеотделителями являются матерчатые фильтры.

На рис. 396, *а* приведена схема матерчатого фильтра. Воздух по трубе входит в пыльную камеру фильтра. Чтобы воздух распределился по всей длине фильтра, а не проходил кратчайшим путем через ближайшие к входу полотнища материи, на некотором расстоянии от трубы имеется направляющая перегородка. Из пыльной камеры воздух проходит в горизонтальном направлении через полотнища материи в камеру чистого воздуха, откуда через трубу с помощью эксгаустера выбрасывается наружу. На верхней проекции в камерах *3* и *6* изображено по несколько труб *1* и *7* (с целью показать различные возможные места присоединения их к камерам). Осаждающаяся пыль из пыльной камеры и от матерчатых полотнищ собирается в бункер, откуда с помощью затвора и подвешиваемого рукава может быть удалена в подъезжающий под бункер автомобиль или железнодорожный вагон. Пыль следует удалять при выключенном эксгаустере.

Для встряхивания полотнищ с целью очистки их от пыли служит встряхивающее устройство, показанное на рис. 396, *б*. Вал, вращающийся в подшипниках, снабжен кулаками, состоящими из двух свинчивающихся между собой половин. К кулаку привинчена пружина, которая при вращении вала зацепляется за подобную же пружину, прикрепленную к раме с натянутыми матерчатыми полотнищами. При соприкосновении пружин рама опускается, и прикрепленный к ней башмак ударяется о неподвижную балку. Вслед за тем пружина соскальзывает с пружины рамы, полотнище от упругости материи поднимается кверху и таким образом встряхи-

вается. Встряхивание с помощью этого приспособления рекомендуется производить в течение 10 мин после каждых 4—5 ч работы, причем на время встряхивания эксгаустер следует выключать.

Обычно такие фильтры устанавливают вне здания цеха у наружной стены его или даже несколько отступя от нее, чтобы не затемнять окон бокового света в помещении цеха. В зимнее время при прохождении внутри фильтра теплого воздуха из него может легко конденсироваться влага, которая, оседая на фильтрующей материи, будет закрывать ее отверстия. Во избежание этого стенки кожуха фильтра рекомендуется делать с теплоизоляцией.

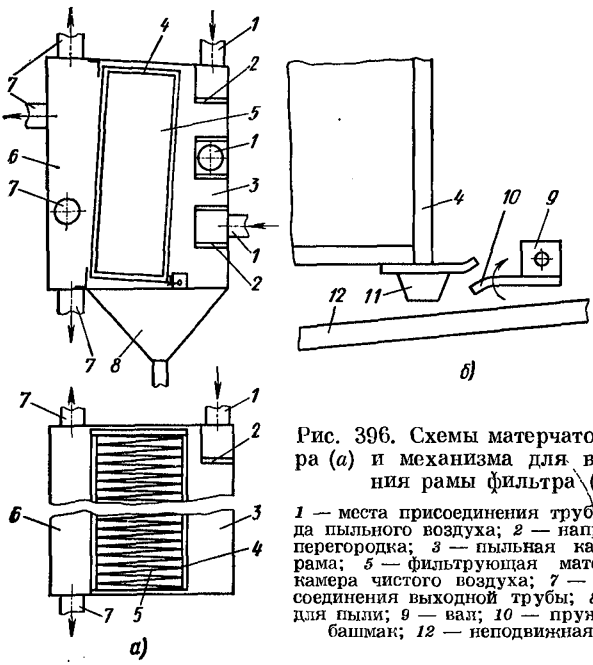


Рис. 396. Схемы матерчатого фильтра (*а*) и механизма для встряхивания рамы фильтра (*б*):

1 — места присоединения трубы для входа пыльного воздуха; *2* — направляющая перегородка; *3* — пыльная камера; *4* — рама; *5* — фильтрующая материя; *6* — камера чистого воздуха; *7* — места присоединения выходной трубы; *8* — бункер для пыли; *9* — вал; *10* — пружина; *11* — башмак; *12* — неподвижная полоса

Видоизменением матерчатых фильтров являются рукавные фильтры, действие которых основано на том же принципе, но вместо полотнищ здесь поставлены рукава из такой же материи, причем пыльный воздух входит внутрь этих рукавов и выходит в пространство между ними. На рис. 397 показана схема рукавного фильтра, состоящего из трех секций с подвешенными в них рукавами, нижнее отверстие которых открыто для выхода пыльного воздуха, а верхнее закрыто, так что воздух должен пройти через их матерчатые стенки. Эти рукава на пружинах подвешены к коленчатому рычагу, с помощью которого осуществляется их встряхивание. Встряхивание следует производить в каждой секции отдельно, закрывая выход из камеры заслонкой *4*. Встряхивание секции можно производить, не выключая эксгаустера и не приостанавливая работу других секций. При этом, закрывая заслонку *4*, одновременно следует

открыть заслонку на трубе *5*, служащей для входа в камеру свежего воздуха, который засасывается в нее в направлении, обратном движению воздуха при работе секций, что способствует лучшему отделению пыли со стенок рукавов. Упавшая на дно бункера пыль винтовым конвейером отводится к выходному отверстию.

Матерчатые фильтры работают очень хорошо и улавливают до 99% содержащейся в воздухе пыли. Эффективность очистки воздуха в этих фильтрах зависит от тонкости улавливаемой пыли:

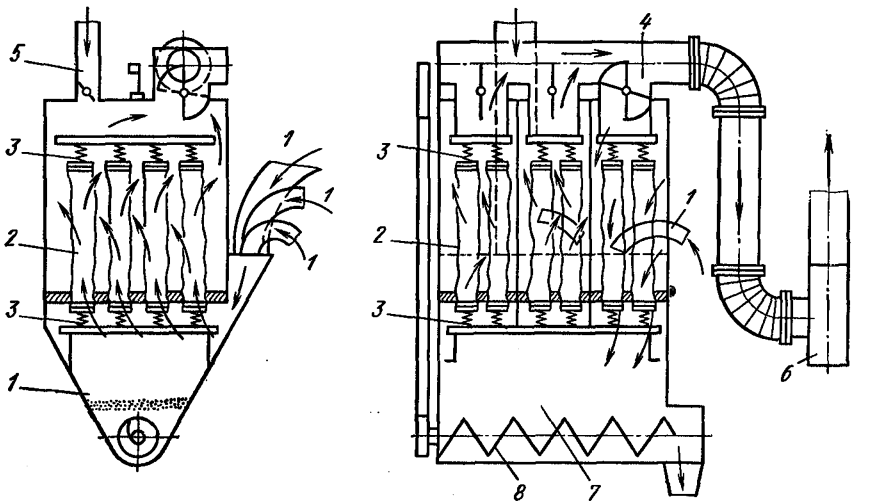


Рис. 397. Схема рукавного фильтра:

1 — вход пыльного воздуха; *2* — матерчатый рукав; *3* — пружины для подвешивания и натяжения рукавов; *4* — регулирующие заслонки для выключения секций фильтра; *5* — трубы для входа свежего воздуха при встряхивании рукавов; *6* — отсос; *7* — бункер для пыли; *8* — винт

чем тоньше пыль, тем ниже будет к. п. д. Большое значение имеет также степень запыленности материи. По практическим данным, для материи, известной под названием «шерстянки Мельстроя», при запыленности ее 300 г/м³ к. п. д. фильтра составляет 99%, при запыленности 900 г/м² к. п. д. снижается до 94%, а при запыленности 1100 г/м² — до 84%.

Производительность матерчатого фильтра рассчитывается по допускаемой удельной нагрузке фильтра $W_ф$, равной количеству (м³/ч) воздуха, проходящего через 1 м² поверхности материи. Рекомендуется вести расчет исходя из нагрузки 200 м³ воздуха в 1 ч на 1 м² фильтрующей поверхности материи. Удельная нагрузка $W_ф$ численно равна скорости протекания воздуха через ткань фильтра в м/ч.

Сопротивление проходу воздуха через матерчатый фильтр зависит от вида ткани, удельной нагрузки $W_ф$ и степени запыленности ткани. Приводим следующую эмпирическую формулу для вычисле-

ния сопротивления фильтра h, мм вод. ст.:

$$h = (kZ + a) W_{\Phi}^{b}, \tag{247}$$

где Z — степень запыленности ткани, г/м²; W_{Φ} — удельная нагрузка фильтра, м³/ч на 1 м² или в м/ч; k, a и b — опытные коэффициенты.

Эти коэффициенты для разных материй берут по практическим данным. При улавливании пыли от песко-дробеструйных и потому подобных машин для «шерстянки Мельстроя» $k = 791 \cdot 10^{-7}$; $a = 5{,}03 \cdot 10^{-3}$ и $b = 1{,}01$.

§ 4. ГИДРОУДАЛЕНИЕ ОТХОДОВ

Рациональным способом удаления из крупных литейных цехов отходов отработанной формовочной смеси и смеси, очищаемой от отливок, а также пыли, улавливаемой в отсасывающих вентиляторных установках, является гидравлическое транспортирование их по специальному трубопроводу на поля отвалов. Гидроудаление отходов более экономично по сравнению с удалением их сухим способом и, кроме того, вследствие отсутствия пыления оно способствует улучшению санитарно-гигиенических условий в литейных цехах.

Рассмотрим в качестве примера систему гидроудаления отходов в литейном цехе серого чугуна Горьковского автомобильного завода, оправдавшую себя в многолетней эксплуатации [23]. Схема цепи аппаратов установки показана на рис. 398, а схема размещения их на плане цеха приведена на рис. 399.

Отходы из основного корпуса цеха и из обрубного корпуса доставляются ленточными конвейерами к ковшовому элеватору установки и далее передаются в два сборных бункера. Из одного из них отходы могут ссыпаться в железнодорожные вагоны и удаляться обычным путем, а из другого с помощью гидроаппарата, представляющего собой водоструйный диффузор, перекачиваются по пульпопроводу на поля отвалов, расположенные на расстоянии около 1 км от цеха. Пыльный воздух, отсасываемый от различных машин и рабочих мест цеха, подвергается мокрой очистке в скрубберах, в которых производится распыление воды форсунки; загрязненная вода из скрубберов поступает в приемный бак над гидроаппаратом и далее через гидроаппарат в пульпопровод.

Схема гидроаппарата показана на рис. 400. Основные размеры гидроаппарата, по данным завода, рассчитывают по следующим формулам.

Отношение количества удаляемой жидкости G_2 (кг/с) к эжектирующей G_1 (кг/с) составляет

$$q = \frac{1}{\sqrt{(1+\beta)\left(1+\frac{\gamma_1}{\gamma}\beta\right)}}, \tag{248}$$

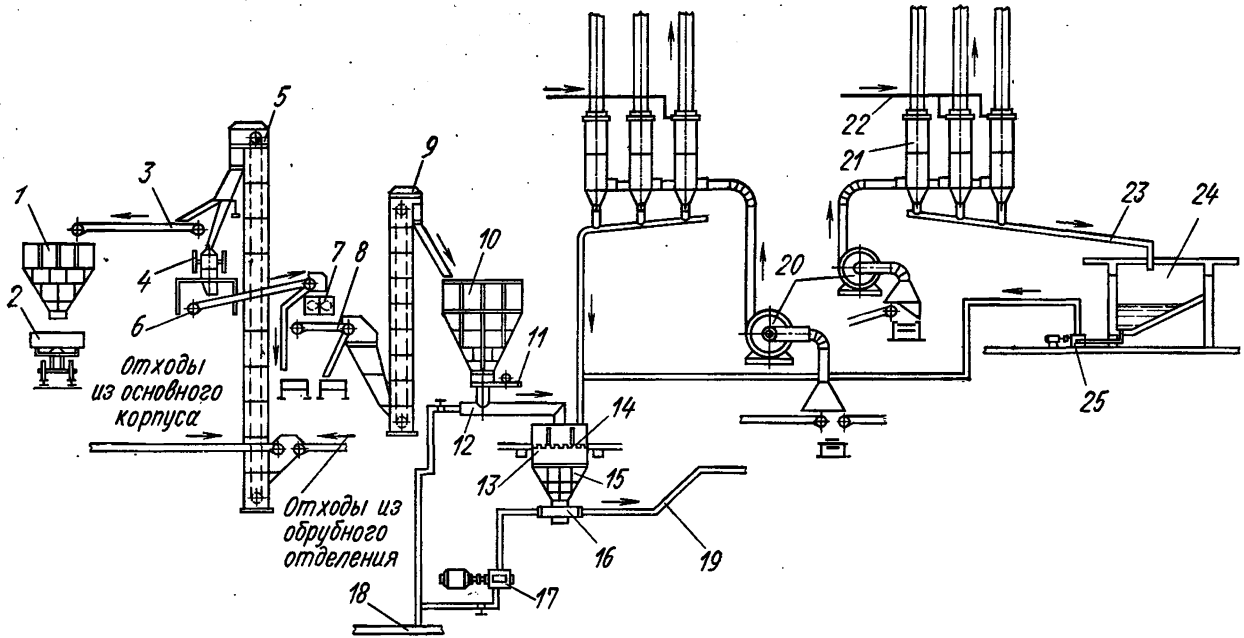


Рис. 398. Схема цепи аппаратов установки для гидроудаления отходов:

1 — бункер отработанной смеси; *2* — железнодорожный вагон; *3* — ленточный конвейер; *4* — щековая дробилка; *5* — элеватор; *6* — ленточный конвейер; *7* — двухвалковая дробилка для стержней; *8* — ленточный конвейер с магнитным шкивом; *9* — элеватор; *10* — бункер отвального помещения $V = 45$ м³; *11* — реечный шибер; *12* — смывная труба; *13* — ящик для металлических отходов; *14* — решетка металлическая; *15* — приемный бункер над гидроаппаратами; *16* — гидроаппарат; *17* — высоконапорный насос; *18* — водопроводная магистраль; *19* — пульпопровод отходов; *20* — вентиляторы; *21* — скрубберы мокрой очистки; *22* — подвод воды к форсункам; *23* — труба для удаления загрязненной воды; *24* — сборный бункер; *25* — песковой насос

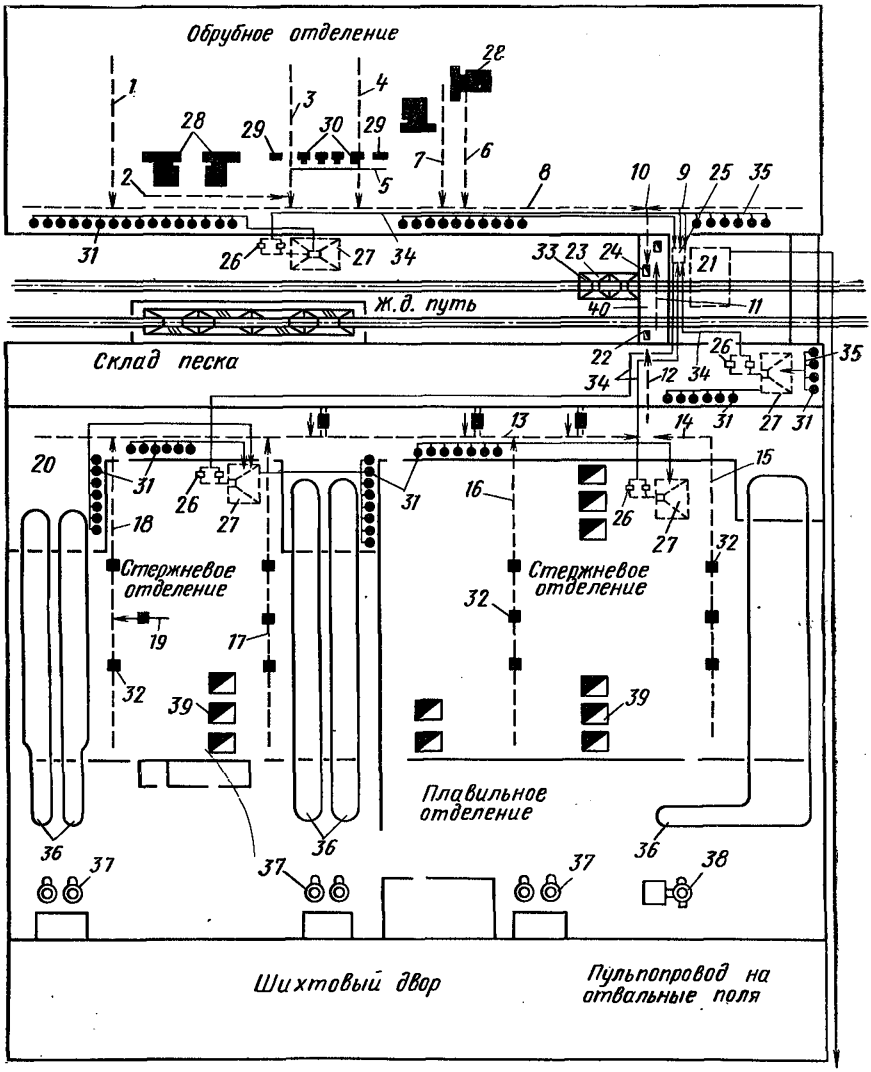


Рис. 399. Схема расположения установки для гидроудаления отходов на плане литейного цеха:

1—20 — ленточные конвейеры; *21* — отсосная станция; *22—24* — элеваторы; *25* — барабанное сито; *26* — центробежные песковые насосы; *27* — шламоприемные бункера; *28* — проходные дробеметные камеры; *29* — очистные барабаны; *30* — дробеметные очистные барабаны; *31* — скрубберы мокрой очистки; *32* — решетки в полу цеха над ленточными конвейерами; *33* — бункера для отработанной смеси; *34* — трубопровод от песковых насосов; *35* — трубопроводы от скрубберов; *36* — формовочные конвейеры; *37* — вагранки; *38* — электроплавильные дуговые печи; *39* — вертикальные сушильные печи; *40* — отвальное помещение гидроудаления

где β — концентрация пульпы по массе в бункере над гидроаппаратом; $\beta = \frac{G}{G_2}$; G — количество песчаных отходов, кг/с; γ — плотность песчаных отходов; γ_1 — плотность эжектирующей жидкости.

Отношение площади сечения смесительного участка F_2 к площади сечения сопла на входе F_1

$$m = (2-\varphi)(1+q+q\beta)\left(1+q+\frac{\gamma_1}{\gamma}q\beta\right), \qquad (249)$$

где φ — коэффициент расхода сопла (0,75—0,8).

Скоростной напор h_1 струи эжектирующей жидкости при выходе из сопла

$$h_1 = mH_x, \qquad (250)$$

где H_x — суммарные потери напора в гидроаппарате и пульпопроводе; $H_x = P_з - P_к + \frac{R}{F_2}$; $P_з$ — статическое давление в начале пульпопровода; $P_к$ — статическое давление в приемной камере гидроаппарата; R — потери на раздробление кусков стержней в гидроаппарате.

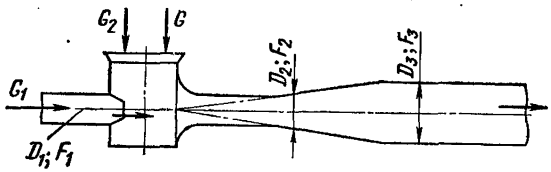


Рис. 400. Схема гидроаппарата

Соотношение плотностей эжектирующей жидкости (γ_1), удаляющей жидкости (γ_2), песчаных отходов (γ) и пульпы после смешения в аппарате ($\gamma_{см}$) составляет

$$\gamma_{см} = \frac{G_1+G_2+G}{\frac{G_1}{\gamma_1}+\frac{G_2}{\gamma_2}+\frac{G}{\gamma}} = \gamma_1 \frac{1+q+q\beta}{1+\frac{\gamma_1}{\gamma_2}q+\frac{\gamma_1}{\gamma}q\beta}.$$

Можно считать приемлемыми следующие значения основных параметров для установок рассматриваемого типа: $q = 0{,}8 \div 0{,}9$; $\beta = 0{,}125 \div 0{,}25$; $m = 5 \div 7$.

В рассмотренной установке количество технологических отходов из цеха составляет 12 т/ч и отходов вытяжной вентиляции 0,46 т/ч. Расход низконапорной воды для смывания отходов и для скрубберов мокрой очистки воздуха в системе вентиляции 71 т/ч; расход высоконапорной воды 87 т/ч. Общий расчетный расход пульпы 12 + 0,46 + + 71 + 87 = 181 т/ч. Давление воды перед соплами гидроаппаратов 40 ат; диаметр труб пульпопровода 250 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аксенов Н. П.** Метод расчета пневматических встряхивающих машин с помощью построения и анализа индикаторных диаграмм. — «Литейное дело», 1934, № 2 и 4.

2. **Аксенов Н. П.** Уплотнение земли прессованием. — «Литейное дело», 1935, № 12.

3. **Аксенов Н. П.** Оборудование литейных. Т. II. Машгиз, 1939.

4. **Аксенов П. Н.** Расчеты основных видов литейного оборудования. Машгиз, 1947. 99 с.

5. **Аксенов Н. П., Аксенов П. Н.** Оборудование литейных цехов. Т. II. Машгиз, 1950. 534 с.

6. **Аксенов П. Н.** Некоторые вопросы теории машин литейного производства. Машгиз, 1962. 232 с.

7. **Аксенов П. Н., Трухов А. П.** Расчет опок для прессования форм. — «Литейное производство», 1969, № 9, с. 16—18.

8. **Аксенов П. Н.** Применение автоматизации в мелкосерийном производстве отливок. — «Литейное производство», 1972, № 9, с. 10—13.

9. **Аксенов П. Н., Баст Ю.** К вопросу о природе оптимальной технологичности формовочной смеси. — «Вестник высших учебных заведений. Машиностроение», 1972, № 10 и 1973, № 4.

10. **Аксенов П. Н., Киян Ф. С., Белоусов А. В.** Исследование производственных смесеприготовительных систем. — «Литейное производство», 1975, № 9—10, с. 11.

11. **Алферов К. В.** Бункера, затворы и питатели. Машгиз, 1946.

12. **Баландин Г. Ф.** К теории уплотнения литейных форм. — «Инженерно-физический журнал», 1958, № 9.

13. **Берг П. П.** Формовочные материалы. М., Машгиз, 1963. 408 с.

14. **Вибрационная** очистка отливок. — «Литейное производство», 1966, № 4. с. 3—6. Авт.: И. Я. Балакин, Б. Б. Гуляев, Ю. Ф. Боровский, С. И. Фомченко.

15. **Встряхивающий** механизм с полной амортизацией ударов. — «Литейное производство», 1967, № 3, с. 9—12. Авт.: В. И. Герчиков, Г. А. Гулин, Г. Я. Мостовщиков, В. А. Фрейдин.

16. **Геллер Р. Л.** Некоторые вопросы теории рабочего процесса пескометной головки. — «Литейное производство», 1958, № 5, с. 13—17.

17. **Геллер Р. Л.** Выбор оптимальных режимов работы пескомета. — «Литейное производство», 1961, № 3.

18. **Геллер Р. Л.** Методика расчета мощности привода метательной головки пескомета. — «Литейное производство», 1963, № 6, с. 21—24.

19. **Геллер Р. Л., Поплавский В. И.** Выбор оптимальных конструктивных параметров рабочих резервуаров пескострельных машин. — «Литейное производство», 1965, № 10, с. 13—17.

20. **Горский А. И., Геллер Р. Л., Лиокумович Л. Ф.** Расчеты машин литейного производства. «Машиностроение», 1966. 404 с.

21. **Гуляев Б. Б., Фомченко С. И.** Исследование процесса изготовления прессованных жидкостекольных форм. — Сб. «Теория формовки», АН СССР, 1961.

22. **Додин Я. Л.** Основы гидравлической очистки станочных отливок с регенерацией отработанных смесей и оборотным водоснабжением. — «Литейное производство», 1957 (специальное приложение), с. 1—15.

23. Дудник А. А. Гидроудаление отработанных формовочных смесей. — «Литейное производство», 1958, № 7, с. 13—16.

24. **Жиляев Н. И., Лиокумович Л. Ф., Парамошин В. В.** Методика расчета дробеметных аппаратов. — Реферативный сборник «Литейное машиностроение», вып. 6, НИИМАШ, 1971.

25. **Жиляев Н. И., Лиокумович Л. Ф., Парамошин В. В.** Гаммы дробеметных барабанов периодического действия и дробеметных аппаратов. — Реферативный сборник «Литейное машиностроение», вып. 10, НИИМАШ, 1972.

26. **Зайгеров И. Б.** Регенерация отработанных смесей в литейном производстве. Машгиз, 1961. 182 с.

27. **Исследование** оолитизации формовочных смесей. — «Технология автомобилестроения», 1975, № 6. Авт.: П. Н. Аксенов, Ю. Г. Чудин, Ф. С. Кваша, Л. П. Туманова, С. М. Мирзоян, А. М. Зильбербрант.

28. **Каганович Ю. Я., Рогалин А. О.** Сушка и охлаждение песка в кипящем слое. — «Литейное производство», 1960, № 3, с. 12—14.

29. **Калашникова А. Я., Орлов Г. М.** Рабочий процесс метательной головки пескомета и уплотнение формы. — «Литейное производство», 1955, № 4, с. 14—18.

30. **Кашанский М. С., Кремер М. А., Тысовская С. Е.** Новые методы обрубки и очистки литья. — «Литейное производство», 1959, № 12.

31. **Кожеуров П. И.** Механизация выбивки, обрубки и очистки отливок. — «Литейное производство», 1957, № 12.

32. **Кожеуров П. И.** Комплексная механизация в литейных цехах. Машгиз, 1962. 287 с.

33. **Комаров Л. Е.** Об уплотнении литейных форм прессованием, вибропрессованием и вибрацией. — «Литейное производство», 1957, № 11.

34. **Краснов Л. С., Бухман М. Р.** Учет сроков разработки, изготовления и отладки новой техники. — «Литейное производство», 1973, № 3, с. 1—3.

35. **Лесниченко В. Л.** К вопросу о пескодувном и пескострельном процессах изготовления форм и стержней. — «Технология автомобилестроения», 1958, № 5.

36. **Лиокумович Л. Ф.** Выбор оптимальных параметров колебаний и мощности привода эксцентриковых выбивных решеток. — «Литейное производство», 1959, № 7.

37. **Лиокумович Л. Ф.** Выбор оптимальных параметров колебаний и мощности привода инерционных выбивных решеток. — «Литейное производство», 1950, № 5.

38. **Литвинов Л. А., Петров Г. А.** Виброизолирующий фундамент для формовочной машины модели 236. — «Литейное производство», 1964, № 4, с. 14—15.

39. **Матвеенко И. В.** Некоторые тенденции теории и практики механизации уплотнения форм встряхиванием. — «Литейное производство», 1973, № 10, с. 10—12.

40. **Мутилов В. Н.** Уравнения прессования. — «Литейное производство», 1963, № 8, с. 20—22.

41. **Мутилов В. Н.** Упругие свойства формовочной смеси. — «Литейное производство», 1974, № 1, с. 30—31.

42. **Мысовский В. С.** Анализ и синтез автоматических систем распределения формовочной земли по расходным бункерам. — В кн.: «Автоматизация литейного производства», ВНИТОЛ, Машгиз, 1954, 122 с.

43. **Мысовский В. С.** Автоматическая электронная установка для дозировки воды к смесителю формовочной земли типа 115. Информация И-56-157. Институт технико-экономической информации АН СССР, 1956, с. 10.

44. **Огороднов С. М.** Автоматизация заполнения бункеров формовочной смесью. — «Литейное производство», 1955, № 6, с. 15—17.

45. **Орлов Г. М.** Некоторые вопросы теории дробеметного колеса. — «Литейное производство», 1951, № 4, с 18—21 и 1952, № 1 и 6, с. 13—14.

46. **Орлов Г. М.** Текучесть формовочной смеси и уплотнение форм прессованием. — «Литейное производство», 1959, № 11.

47. **Орлов Г. М.** Напряженное состояние литейной формы при прессовании. — «Литейное производство», 1971, № 4, с. 31—35.

48. **Песиков Л. Н.** Автоматизация заполнения бункеров формовочной смесью. — «Литейное производство», 1956, № 2, с. 8—9.

49. **Пескодувный** процесс изготовления форм и стержней. Информация И-56-105. Филиал института технико-экономической информации АН СССР, 1956. Авт.: А. С. Евсеев, В. Л. Лесниченко, Г. М. Орлов, Б. В. Рабинович.

50. **Правда А. И.** Виброизолированные фундаменты формовочных машин модели 268С. — «Литейное производство», 1966, № 5, с. 18—20.

51. **Просяник Г. В., Пуховицкая А. Н., Никишина Э. И.** Новые карбамидно-фурановые связующие. — «Литейное производство», 1971, № 9, с. 7—10.

52. **Ракогон В. Г.** Исследование уплотнения стержневой смеси пескодувным способом. — «Литейное производство», 1958, № 4.

53. **Ракогон В. Г.** Исследование времени наддувки стержней и расход песчано-воздушной смеси при пескодувном процессе. — «Литейное производство», 1959, № 1, с. 15—19.

54. **Рогалин А. О.** Установка для охлаждения песка в кипящем слое. — «Литейное производство», 1965, № 6, с. 23—24.

55. **Розенфельд С. Е., Никольский Г. Н.** О работе гидромониторов и пескогидромониторов при выбивке и очистке литья. — «Литейное производство», 1957 (специальное приложение), с. 69—73.

56. **Саверин М. М.** Дробеметный наклеп. Машгиз, 1955.

57. **Салтыков В. С.** Об уплотнении формовочных смесей пескометом. — «Труды ЦНИИТМАША», 1961, № 24.

58. **Санков И. И.** Изготовление стержней пескодувным способом. — «Литейное производство», 1952, № 9.

59. **Санков И. И.** Механизация и автоматизация абразивной обработки отливок. М., «Машиностроение», 1964. 208 с.

60. **Свойства** оборотных смесей и расчет освежения. — «Литейное производство», 1974, № 11. Авт.: П. Н. Аксенов, Ф. С. Кваша, В. Н. Леснов, А. П. Трухов, Л. П. Туманова.

61. **Симонов В. Ф.** Осветление вод в установках гидравлической очистки отливок. — «Литейное производство», 1965, № 8, с. 19—21.

62. **Способы** уплотнения литейных форм прессованием. — «Литейное производство», 1972, № 10. Авт.: Г. Ф. Баландин, И. П. Любенко, Г. П. Ромашин, В. И. Семенов.

63. **Справочник** «Инженерные сооружения», Т. I. Машстройиздат, 1950.

64. **Тихонов И. В., Цивилов В. А.** Оптимальная скорость вращения шаровой мельницы. — «Литейное производство», 1971, № 6, с. 20.

65. **Чичагов К. К., Дроздова Е. И.** Пескодувная формовка стержней. — «Литейное производство», 1959, № 8, с. 8.

66. **Чунаев М. В.** Исследование режимов уплотнения земли литейных форм на машинах. Машгиз, 1950.

67. **Чунаев М. В.** Анализ факторов эффективности автоматических дробеметных установок. — «Литейное производство», 1965, № 12, с. 15—17.

68. **Шевлягин А. К.** Транспортные устройства механизированных литейных цехов. Машгиз, 1950.

69. **Щербаков К. Л.** Новый смеситель непрерывного действия. — «Литейное производство», 1962, № 11.

70. **Щербаков К. Л.** Новые прогрессивные модели литейного оборудования на Международной выставке «Интерлитмаш-73» (иностранный раздел). — «Литейное производство», 1974, № 1, с. 43—48.

71. **Щербаков К. Л.** Состояние и перспективы развития оборудования для электроплавки чугуна. — «Литейное производство», 1975, № 1, с. 38—45.

72. **Электрохимическая** очистка литых заготовок от пригара и окалины. Институт проблем литья АН УССР. Киев, 1963. Авт.: А. А. Горшков, К. М. Филимонович, Т. Г. Сологуб, Р. А. Нищевич.

73. **Automatic** flaskless moulding machine. — «Foundry Trade Journal» 1963, august 8.

74. **Bast J.** Einige Betrachtungen über die Kriterien und die Natur des formgerechten Zustandes und des optimalen Wassergehaltes von bentonitgebundenen Formsanden für Naßgußformen. — «Giesseretechnik», 1971, N 6.

75. **Birch N. A.** Preheaters for electric melting. «Foundry» 1970, January.

76. **Brandt H.** Die Ueberwachung von Verschleißerscheinungen an einem Sandumlaufsystem. «Giesserei», 1968, N 15.

77. **Brandt W. E.** What's new in vibratory finishing of castings. «Foundry» 1969, February.

78. **Caine J. B., Toepke R. E.** Another look at moldability. «Foundry», 1969, June.
79. **Dietert H. W., Graham A., Dietert R.** Automatic tempering of molding sand. 24-th International Foundry Congress. Stockholm, 1957.
80. **Dietert H. W., Graham A. L., Hanna T. H., Daksiewicz R. T.** Moldability and mold control. «Modern castings» 1962, N 3, p. 81.
81. **Dietert H. W., Graham A. L., Hanna T. H., Daksiewicz R. T.** Moldability testing and control. «Modern castings» 1963, N 8, p. 394.
82. **Dietert H. W.** Automatic sand testing and bond addition to system sand. 34 International Foundry Congress. Paris, 1967.
83. «**Foundry** Trade Journal» 1968, may 16, p. 811.
84. **Gessel W.** Jahresübersicht Putzverfahren und einrichtungen. «Giesserei», 1968, N 21.
85. **Gessel W.** Neue kastenlose Formanlage für horizontal geteilte Ballen. — «Giesserei» 1974, N 10.
86. **Götz W.** Die automatische «Bührer»-Form-und Giessanlage in der Tempergiesserei der Georg Fischer A. C. in Schaffhausen. 23 Internationaler Giessereikongress. Düsseldorf, 1956.
87. **Götz W.** Die Weiterentwicklung der «Bührer-Form-und Giessanlage. 27 Internationaler Giessereikongress. Zürich, 1960.
88. **Heine R. W., King E. H., Schumacher I. S.** «Transactions AFS», 1959, vol. 67.
89. **Heine R. W., King E. H., Schumacher I. S.** Green tensile and shear strength of molding sands. — «Modern castings» 1959, N 4.
90. **Heine R. W., King E. H., Schumacher I. S.** Springback in green sand molding. «Modern castings» 1963, N 10.
91. **Herrmann R. H.** Automatic iron pouring promises andvantages. «Foundry» 1968, August.
92. **Hofmann F.** Die Charakteristiken des Rüttelpressens und Hochdruckpressverdichtung — Konsequenzen für Formherstellung und Formstoffprüfung. 34 Internationaler Giessereikongress. Paris, 1967.
93. **Hofmann F.** Die Verdichtbarkeitsmessungen als neues Prinzip zur Erfassung des formgerechten Zustandes, des Befeuchtungsgrades und des formtechnischen Verhaltens von Giessereiformsanden. — «Giesserei», 1969, N 2.
94. **Hofmann F.** Neuatige, einfache und analytische Methoden zu Überwachung und Steuerunng der Eigenschaften von Kreislaufformsanden. — «Giesserei» 1972, N 5.
95. **Huppertz H.** Planung und Einsatz eines Formautomaten in einer Kundengiesserei. — «Giesserei», 1971, N 3.
96. **Lempicki I.** O zageszczaniu mas formerskich przez narzucanie. — «Prace Institutu Odlewnictwa» 1957, N 1.
97. **Lempicki I.** O nowoczesnej teorii formowania prasujacego. —«Prace Instytutu Odlewnictwa», 1958, N 2.
98. **Lempicki I.** Wspolczynnik nacisku bocznego mas formierskich i rdzeniowych. — «Prace Instytutu Odlewnictwa», 1961, N 1.
99. **Martin O.** Mechanisierung des Modellplattenwechsels auf Formmaschinen. — «Giesserei», 1968, N 12.
100. **Meier-Dörnberg K. E.** Erschütterungsisolierte Aufstellung von Rüttelformmaschinen und Schwingförderer auf Geschossdecken. — «Giesserei», 1965, N 5.
101. **Menden A.** Möglichkeiten der wirtschaftlichen Fertigung geringer Stückzahlen auf der Formmaschine durch Einsatz von Schnellwechsel-Modellplatten. — «Giesserei», 1968, N 12.
102. **Nicholas K. E. L.** Sands for high pressure moulding and the effect of squeeze pressure. 32 International Foundry Congress. Warsaw, 1965.
103. **Pelczarski S.** Tecnische Fortschritte auf dem Gebiet der Sandmischmaschinen. — «Giesserei», 1962, N 7.
104. **Petrzela L.** A new device for determining permeability. 32 International Foundry Congress. Prague, 1963.
105. **Rafailow L., Wassew W.** Elektrohydraulisches Putzen von Gußstüken. — «Giesserei», 1968, N 9.

106. **Schneider G.** Maschinen und Anlagen zur automatischen Kernherstellung nach dem Baukastenprinzip entwickelt und gebaut. — «Giesserei» 1968, N 22.

107. **Širokich L.** Einfluss von neuem technologischen Methoden auf die Konstruktion der mechanisierten und automatisierten Giessereieinrichtungen. 30 Internationaler Gissereikongress. Praga, 1963.

108. **Williams D. C.** Selected principies of soil mechanics related to sand testing, molds and cores. — «Modern castings» 1960, N 3.

109. **Williams D. C.** Granular movement during squeezing. — «Modern castings» 1961, N 1.

110. **Yearley B. C.** Mold wall movement. «Foundry» 1965, N 3, 4, 5.

111. **Yearley B. C.** The sand grain and molding sand. — «Foundry» 1965, N 7.

ПРИЛОЖЕНИЕ

МЕЖДУНАРОДНАЯ СИСТЕМА ЕДИНИЦ (СИ)

Международную систему единиц следует применять как предпочтительную во всех областях науки, техники и народного хозяйства, а также при преподавании.

Наименование величины	Единица измерения	Сокращенное обозначение единицы измерения
Основные единицы		
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Сила электрического тока	ампер	А
Термодинамическая температура Кельвина	кельвин	К
Сила света	кандела	кд
Дополнительные единицы		
Плоский угол	радиан	рад
Телесный угол	стерадиан	ср
Важнейшие производные единицы		
Площадь	квадратный метр	$м^2$
Объем, вместимость	кубический метр	$м^3$
Скорость	метр в секунду	м/с
Ускорение	метр на секунду в квадрате	$м/с^2$
Частота	герц	Гц
Частота вращения	секунда в минус первой степени	$с^{-1}$
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	$рад/с^2$
Плотность	килограмм на кубический метр	$кг/м^3$
Сила	ньютон	Н
Давление, напряжение (механическое)	паскаль	Па
Работа, энергия	джоуль	Дж
Мощность	ватт	Вт
Динамическая вязкость	паскаль-секунда	Па · с
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$м^2/с$
Количество электричества, электрический заряд	кулон	Кл
Электрическое напряжение, электрический потенциал, разность электрических потенциалов, электродвижущая сила	вольт	В
Напряженность электрического поля	вольт на метр	В/м
Электрическая емкость	фарада	Ф
Электрическое сопротивление	ом	Ом
Магнитный поток	вебер	Вб
Магнитная индукция	тесла	Т
Напряженность магнитного поля	ампер на метр	А/м
Индуктивность	генри	Г

А

Автоматизация выбивки 406—408
— заливки 402—405
— набора и загрузки шихты 368
— очистки отливок 473—478
— регулирования ваграночных материалов 390—392
— центральных смесеприготовительных систем:
контроль износа формовочной смеси при обороте 354
— и регулирование увлажнения смеси 344—349
— физико-механических свойств смесей 349—353
работа смесителей периодического действия 342—344
распределение формовочной смеси по расходным бункерам 356, 357
Аппараты дробеметные, типы 454—459
Аэрация формовочной смеси 249

Б

Барабаны для очистки отливок:
Выбор частоты вращения 460, 461
квадратного сечения 460
круглого сечения 460
непрерывного действия 462, 463
периодического действия 461
Бункера:
давление материала на затвор 255
— — — стенки 254, 255
предупреждение зависания 256—258
расчет обшивки 258—263

В

Вентиляторы для вагранок:
автоматическое регулирование 390—392
с вращающимися поршнями 388—390
центробежные 381—388
Виброизоляция фундаментов 118—120
Встряхивание
работа 79
эмпирическое уравнение 78

Г

Гидроаппараты для удаления отходов:
расчет основных параметров 490—493
Гипотеза Кика 289
— Риттингера 289
Гомогенизация отработанной смеси 321
Гомогенизаторы 322, 323

Д

Диаграммы индикаторные, построение 90—108
Дозаторы 267—269
Дробилки:
— валковые 294
— молотковые 296, 297
— процесс размельчения 289
— щековые 290—293

Ж

Железоотделители электромагнитные барабанные 313
— — подвесные 313
— — шкивные 312

З

Затворы 263
Зонты отсасывающие 485, 486

К

Классификация:
машин 15
источников сжатого воздуха 234
Ковши литейные:
типы 392—396
метод расчета аналитический 398, 399
— — графоаналитический 400, 401
Колесо дробеметное:
принцип действия 441
расчет рабочего процесса 442—449
Компрессор поршневой действительный 238—240
— — идеальный:
сжатие по адиабате 236
— — изотерме 235
— — политропе 237
Конвейер литейный:
технологический расчет 210—213
типы 205—209
Кран мостовой грейферный 253
— — магнитный 365
— — мульдомагнитный 376—378
— — мульдозагрузочный для мартеновских печей 378—380
Круги шлифовальные:
выбор 465, 465
типы 464

Л

Линии автоматические:
для мелкосерийного производства 228—233
критерии экономической эффективности 225—227
надежность 221—225
очистки и обдирки отливок 473—478
примеры планировок 214—220, 340, 341, 474—478
— поточные, состав 204, 205

М

Материалы формовочные свежие, приготовление 284—289
Машины вибрационные для выбивки стержней 429, 430
— встряхивающие, конструктивные типы 133—140
— для приготовления формовочной смеси:
передвижные 358
стационарные 360, 361
— дробеметные:
барабаны вращающиеся 455—460
камеры 459
столы 458
— месильные 338
— нагнетательные 234
— пескодувные 149, 168, 169
— пескодувно-прессовые:
аналитический расчет рабочего процесса 156—159
конструктивные типы 165—168
процесс уплотнения 149—151
— пескострельные 170—173
— прессовые:
компоновка 64—68
конструктивные типы 64—68
Мельницы вибрационные 311
— крестовые 309
— молотковые 308
— по типу бегунов 310
— шаровые:
расчет основных параметров 299
с воздушной сепарацией размалываемого продукта 306
с ситами 305
Механизация:
выбивки литейных форм 406—408
— стержней 428—441
значение 4
история развития 3
очистки отливок 358
приготовления формовочной смеси 250, 251, 358—361
складов формовочных материалов 251—254
— шихты 362—368
уборки шлака от вагранок 368, 369
Механизмы встряхивающие:
амортизация ударов 82
конструктивные типы и узлы 140—148

общая методика расчета 115, 116
рабочий процесс 90, 112
— встряхивания с одновременным прессованием 89, 114
— пескодувные 152—154
— прессовые:
рабочий процесс, построение индикаторных диаграмм 61—63
расчет 63, 64
Мешалки пропеллерные 338

Н

Напряжения в литейной форме:
круги Мора, построение 23—26

О

Опока:
расчет на жесткость и прочность 54—57
Оснастка технологическая:
расчет при прессовании 44, 45
Отливки:
зачистка 464—473
очистка:
вибрационная 481
газопламенная 482
электрогидравлическая 482
электротермомеханическая 480
электрохимическая 479

П

Пескометы:
конструктивные типы 175—185
рабочий процесс, расчеты 185—196
расчет фермы на вибрацию 198—203
Питатели, типы 265—267
Пневмопривод формовочных машин 234
Подъемник наклонный для центральной загрузки вагранок 366, 367
Прессование:
аналитическое уравнение 37
верхнее, схемы 35
нижнее, схемы 35, 36
под высоким давлением 46—50
работа 38
эмпирическое уравнение 37
Проектирование рабочих машин-автоматов:
выбор технологического процесса 16
расчленение технологического процесса 6

Р

Разрыхлители:
аэраторы 338
дезинтеграторы 338, 339
Расчет:
времени, скоростей и ускорений движения поршня встряхивающей машины 108—112
динамический встряхивающего поршня 116—118
жесткости и прочности опоки 54—57
конического литейного ковша 396, 398—400
литейного конвейера 210—213
обшивки бункера 258—263
параметров режима инерционной выбивной решетки 425—428
— — эксцентриковой выбивной решетки 411—415
пневматического встряхивающего механизма 115
прессового механизма 63, 64
рабочего дробеметного колеса 442
— процесса пескодувной машины 156—159
сечений впускного и выпускного отверстий встряхивающего цилиндра 115, 116
фермы пескомета на вибрацию 198—203
фундамента встряхивающих машин 119—121
элементов технологической оснастки 44, 45
Регенерация отработанной смеси:
механическое перетирание 324—325
промывка в воде 324
прокаливание 325

Регулирование автоматическое уплотнения формы:
косвенные методы 126—128
прямые методы 128—129
Решетки выбивные механические инерционные 423—428
— — — эксцентриковые 408—411

С

Связующие 170
Сита барабанные:
конические 315, 316
полигональные 316
цилиндрические 316
— вибрационные:
инерционные 319
с электромагнитными вибраторами 320
ударные 320
Склад шихты цехов:
фасонного стального литья 373—380
чугунолитейных с вагранками 363—368
— — с электропечами 369—372
Смеси формовочные:
влияние вибрации на уплотнение 41—43
приготовление 247—250, 326—339
состояние предельного равновесия при прессовании 23—26
текучесть при прессовании 28
транспорт 269—276
уплотнение при встряхивании 74—76
— — прессовании 39
упругие свойства при прессовании 53
формуемость 52
хранение 251—253
Смесители барабанные 336
— комбинированные 336
— лопаточные 335
— маятниковые:
принцип действия 331, 332
расчет траектории струи смеси 333
— с вращающейся чашей 335
— с неподвижной чашей 335
Станки для зачистки отливок:
маятниковые 466
переносные 468
специальные 468—473
стационарные 466
Стержни, изготовление 170—174
Сушила:
вертикальные многоподовые 287
горизонтальные барабанные 284, 285
для сушки песка в воздушном потоке 287
— — — — кипящем потоке 288
трубчатые 284

Т

Технологический процесс:
операции 6
переходы 6
обработка многоинструментальная 13
— многопозиционная 6
— многопоточная 10
Транспорт для формовочных материалов и смесей:
механический 269—275
пневматический 277, 278
Турбокомпрессор 244—246

У

Уловители ударов 122—125
Установки гидравлические для выбивки стержней 430—436
— всасывающие 277
— для автоматической заливки форм 403—405
— компрессорные 242
— нагнетательные 278
— пылеудаляющие 484

Ф

Фильтры матерчатые:
рукавные 488, 489

эмпирическая формула для вычисления сопротивления фильтра 490
Форма литейная:
влияние вибрации на уплотнение прессованием 41—43
уплотнение при встряхивании 79
напряженное состояние, расчет 29—35
особенности изготовления прессованием под высоким давлением 51—53
Фундаменты *см.* Виброизоляция фундаментов

Ц

Циклоны 280

Э

Элеваторы 269, 270

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3

Технологические основы проектирования высокопроизводительных рабочих машин-автоматов 5

Раздел первый. ФОРМОВОЧНОЕ И СТЕРЖНЕВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ 18

Глава I. **Классификация формовочных и стержневых машин** 18

Глава II. **Прессовые формовочные машины** 23

§ 1. Особенности формовочной смеси как деформируемого материала 23
Состояние предельного равновесия формовочной смеси при уплотнении 23
Соотношения между физико-механическими свойствами формовочной смеси 26
Текучесть формовочной смеси при прессовании 28
§ 2. Характеристика напряженного состояния литейной формы при прессовании 29
Опока без модели 29
Опока с моделью 33
Верхнее и нижнее прессование 35
§ 3. Основные закономерности прессования 37
Связь между уплотнением формовочной смеси и сжимающими напряжениями 37
Влияние продолжительности действия сжимающих напряжений на уплотнение формовочной смеси 39
Влияние вибрации на уплотнение формовочной смеси прессованием 41
Геометрические соотношения при прессовании 43
§ 4. Прессование под высоким давлением 46
Некоторые технологические особенности изготовления литейных форм прессованием под высоким давлением . . . 51
Жесткость и прочность опочной оснастки 54
Выбор давления прессования 57
§ 5. Рабочий процесс и расчет прессового механизма 61
Индикаторная диаграмма пневматического прессового цилиндра 61
Расчет прессового механизма формовочной машины 63
§ 6. Конструктивные типы и узлы прессовых формовочных машин 64
Общая компоновка прессовых формовочных машин 64
Прессовый цилиндр 68
Механизм съема 69
Траверсы 70

Глава III. **Встряхивающие формовочные машины** 74

§ 1. Характер уплотняющего воздействия на формовочную смесь при встряхивании 74
Кинетика инерционных сил нагружения при ударе встряхивающего стола 74
Уплотнение формовочной смеси при нагружении ударами встряхивания 76
Распределение сжимающих напряжений по высоте формы, уплотняемой встряхиванием 77

§ 2. Связь между уплотнением формовочной смеси и работой встряхивания 78
Эмпирическое уравнение встряхивания 78
Работа встряхивания 79
§ 3. Качество уплотнения литейной формы при встряхивании 79
§ 4. Классификация встряхивающих механизмов формовочных и стержневых машин 82
§ 5. Механизм для уплотнения литейных форм с помощью одновременного встряхивания и прессования 88
§ 6. Рабочий процесс пневматического встряхивающего цилиндра 90
Характеристика задачи 90
Метод приближенного аналитического решения системы уравнений рабочего процесса и построения индикаторных диаграмм встряхивающего цилиндра 94
Метод приближенного построения индикаторных диаграмм встряхивающего цилиндра по практическим данным 96
Индикаторные диаграммы встряхивающих механизмов различного типа 101
Примеры анализа индикаторных диаграмм встряхивающих формовочных машин 105
Расчет времени, скоростей и ускорений движения поршня по индикаторной диаграмме 103
Работа встряхивающего механизма при различной рабочей нагрузке 112
Возможности форсирования встряхивающих механизмов различного типа в связи с интенсификацией процесса уплотнения 113
§ 7. Расчет пневматического встряхивающего механизма 115
Общая методика расчета 115
Динамический расчет встряхивающего поршня 116
§ 8. Виброизоляция фундаментов встряхивающих формовочных машин 118
Виброизолированные фундаменты 119
Уловители ударов 122
§ 9. Автоматическое регулирование уплотнения литейных форм на встряхивающих машинах 126
Классификация и обзор методов авторегулирования 126
§ 10. Конструктивные типы и узлы встряхивающих формовочных и стержневых машин 133
Основные конструктивные типы встряхивающих машин 133
Встряхивающие механизмы 140
Поворотные, вытяжные и нивелирующие механизмы . . . 143

Глава IV. **Пескодувные машины** 149

§ 1. Общая характеристика пескодувного процесса уплотнения литейных форм и стержней 149
Факторы уплотняющего воздействия при пескодувном процессе 149
Типы пескодувных механизмов 152
Технологические параметры процесса 154
§ 2. Аналитический расчет рабочего процесса пескодувной машины 156
Характеристика задачи и вывод расчетных формул 156
Процесс в пескодувном резервуаре 160
Процесс в технологической емкости 161
Расчет расхода сжатого воздуха 161
§ 3. Сочетание пескодувного процесса с прессованием литейных форм 164
Современные пескодувно-прессовые машины для горизонтально-стопочных безопочных форм 165

§ 4. Конструктивные типы пескодувных и пескострельных машин 168

Глава V. **Пескометы** 175

§ 1. Конструктивные типы пескометов 175
§ 2. Рабочий процесс пескомета 185
§ 3. Уплотнение литейной формы пескометом 196
§ 4. Расчет фермы пескомета на вибрацию 198

Глава VI. **Поточные и автоматические литейные линии** 204

§ 1. Поточные линии 204
Состав поточной линии 204
Типовой литейный конвейер 205
Технологический расчет литейного конвейера 210
§ 2. Автоматические литейные линии 214
Примеры автоматических линий 214
Надежность автоматических линий 221
Экономика автоматических линий 225
Возможности применения автоматических линий для мелкосерийного производства 228

Глава VII. **Источники сжатого воздуха для пневмопривода формовочных машин** 234

§ 1. Классификация источников сжатого воздуха 234
§ 2. Рабочий процесс идеального поршневого компрессора . . . 235
§ 3. Действительный поршневой компрессор 238
§ 4. Многоступенчатые поршневые компрессоры 241
§ 5. Компрессорные установки и регулирование поршневых компрессоров 242
§ 6. Элементы рабочего процесса турбокомпрессора 244

Раздел второй. СМЕСЕПРИГОТОВИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ 247

Глава I. **Хранение и транспорт формовочных материалов** 247

§ 1. Технологическая схема приготовления формовочных смесей 247
§ 2. Смесеприготовительное отделение механизированного литейного цеха 250
§ 3. Типовая механизация склада формовочных материалов 251
§ 4. Бункера для формовочных материалов 254
Давление материала на стенки бункера 254
Предупреждение зависания материала в бункерах 256
Расчет обшивки бункеров 258
Затворы, питатели и дозаторы 263
§ 5. Транспортное оборудование для формовочных материалов и смесей 269
Средства механического транспорта 269
Пневматический транспорт формовочных материалов и смесей 276

Глава II. **Оборудование для приготовления свежих формовочных материалов** 284

§ 1. Сушила для песка и глины 284
§ 2. Дробилки 289
Процесс размельчения 289
Щековые дробилки 290
Валковые дробилки 294
Молотковые дробилки 296

§ 3. Мельницы 297
Шаровые мельницы 297
Молотковые и крестовые мельницы 308
Мельницы по типу бегунов 310
Вибрационные мельницы 311

Глава III. **Оборудование для приготовления отработанной формовочной смеси** 312

§ 1. Электромагнитные железоотделители 312
Типы электромагнитных железоотделителей 312
§ 2. Сита 315
Процесс просеивания 315
Барабанные сита 315
Вибрационные сита 319
§ 3. Оборудование для гомогенизации и охлаждения отработанной смеси 321
§ 4. Регенерация отработанных формовочных и стержневых смесей 324

Глава IV. **Оборудование для приготовления формовочных и стержневых смесей** 326

§ 1. Смешивающие бегуны 326
§ 2. Маятниковые смесители 331
§ 3. Смесители других типов 335
§ 4. Разрыхлители 338

Глава V. **Автоматизация центральных смесеприготовительных систем** 340

§ 1. Типовая схема смесеприготовительной системы 340
§ 2. Автоматизация управления смесителями периодического действия 342
§ 3. Методы контроля и регулирования увлажнения формовочной смеси в процессе ее автоматического приготовления . . . 344
§ 4. Автоматизация контроля физико-механических свойств формовочных смесей 349
§ 5. Контроль износа формовочной смеси при ее обороте в системе 354
§ 6. Автоматизация распределения формовочной смеси по расходным бункерам 356

Глава VI. **Оборудование для малой механизации приготовления формовочных смесей** 358

Передвижные машины 358
Стационарные установки 360

Раздел третий. ОБОРУДОВАНИЕ СКЛАДОВ ШИХТЫ ПЛАВИЛЬНЫХ И ЗАЛИВОЧНЫХ ОТДЕЛЕНИЙ 362

Глава I. **Оборудование складов шихты чугунолитейных цехов** 362

§ 1. Типовая механизация складов шихты чугунолитейных цехов с плавильными отделениями, оборудованными вагранками 363
§ 2. Автоматизация набора и загрузки шихты в вагранки . . . 368
§ 3. Механизация уборки шлака от вагранок 368
§ 4. Механизация складов шихты чугунолитейных цехов с электропечами 369

Глава II. **Оборудование складов шихты фасонно-сталелитейных цехов** 373

§ 1. Типовая механизация складов шихты 373

Глава III. **Технологическое оборудование плавильных и заливочных отделений** 381

§ 1. Вентиляторы для вагранок 381
Центробежные вентиляторы 381
Вентиляторы с вращающимися поршнями 388
Автоматическое регулирование ваграночных вентиляторов 390
§ 2. Литейные ковши 392
Типы ковшей 392
Расчет конического литейного ковша с поворотным механизмом 396
Аналитический метод расчета 398
Графоаналитический метод расчета 400

Глава IV. **Автоматизация заливки литейных форм на конвейере** . . . 402

§ 1. Технологические принципы автоматизации заливки 402
§ 2. Примеры установок для автоматической заливки 403

Раздел четвертый. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ВЫБИВКИ И ОЧИСТКИ ЛИТЬЯ 406

Глава I. **Механические выбивные решетки** 406

§ 1. Развитие способов механизации выбивки литейных форм 406
§ 2. Эксцентриковые выбивные решетки 408
Характеристика рабочего процесса 408
Расчет параметров оптимального режима колебаний эксцентриковой выбивной решетки 411
Учет отражения выбиваемой формы при соударениях с решеткой 415
§ 3. Инерционные выбивные решетки 423
Характер колебаний инерционной выбивной решетки 423
Расчет параметров режима инерционной выбивной решетки 425

Глава II. **Оборудование для выбивки стержней из отливок** 429

§ 1. Вибрационные машины 429
§ 2. Гидравлические установки 430
Основные параметры рабочего процесса 430
Осветление отработанной воды 434
Примеры установок 436

Глава III. **Оборудование для дробеметной очистки отливок** 442

§ 1. Технологический процесс обрубки и очистки отливок . . . 442
§ 2. Рабочий процесс дробеметного колеса 443
Принцип действия дробеметного колеса 443
Расчет рабочего процесса 444
Причины повышенного разброса дроби 449
Скольжение и качение дробинок по лопатке 453
§ 3. Типы дробеметных аппаратов и машин 454

Глава IV. **Простые вращающиеся барабаны для очистки отливок** 460

Выбор частоты вращения 460
Типы барабанов 461

Глава V. **Шлифовальные обдирочные станки для зачистки отливок** 464

§ 1. Выбор шлифовального круга 464
§ 2. Типы станков 466
§ 3. Поточные и автоматические линии очистки и обдирки отливок 473

Глава VI. **Специальные методы очистки отливок** 479
§ 1. Электрохимическая очистка 479
§ 2. Электротермомеханическая очистка 480
§ 3. Вибрационная очистка 481
§ 4. Газопламенная очистка 482
§ 5. Электрогидравлическая очистка 482

Глава VII. **Пылеудаляющие установки** 484
§ 1. Количество отсасывающего воздуха 484
§ 2. Отсасывающие зонты и кожухи 485
§ 3. Устройства для отделения пыли 487
§ 4. Гидроудаление отходов 490
Список литературы 494
Приложение 499
Предметный указатель 504

ИБ № 868

Павел Николаевич АКСЕНОВ

ОБОРУДОВАНИЕ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

Редактор издательства **Н. С. Степанченко**
Технический редактор **Л. А. Макарова**
Корректор **Ж. Л. Суходолова**

Переплет художника **Е. Н. Заботина**

Сдано в набор 21/VI 1976 г. Подписано к печати 18/I 1977 г. Т-02107 Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Усл.-печ. л. 32,0 Уч.-изд. л. 34,55 Тираж 33 000 экз. Заказ № 701. Цена 1 р. 52 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Гатчинская ул., 26.