

А.Г.Касаткин

Основные
процессы и аппараты
химической технологии

часть

I

механические процессы

ОНТИ НКТП СССР

1935

ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

ЧАСТЬ I

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

*Допущено ГУУЗ'ом НКТП
в качестве учебного пособия для ВТУЗ'ов*

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА



ОНТИ

НКТП

СССР

1935

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ХИМИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, МОСКВА

Настоящая книга представляет первую часть курса „Основные процессы и аппараты химической технологии“, выходящего в двух частях и предназначенного в качестве пособия для студентов химических вузов и инженеров-химиков.

В первой части рассматриваются процессы механической обработки твердых, жидких и газообразных тел: перемещение жидкостей, газов, твердых тел; очистка газов; отстаивание, фильтрование и центрофугирование жидкостей; измельчение твердых тел.

Во второй части будут рассмотрены тепловые процессы: теплопередача, нагревание, охлаждение и конденсация, выпаривание и кристаллизация, сушка, дистилляция и ректификация, разделение газов.

По каждому разделу книга содержит обширный материал, состоящий из описания типовых химической аппаратуры и машин, теоретических обоснований и методики расчета технологических процессов, снабженных большим числом примерных расчетов и задач.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Введение	7

Глава первая. Перемещение жидкостей

А. Элементы гидравлики

1. Основные факторы движения жидкостей Удельный вес. Плотность. Упругость. Давление. Скорость проте- кания и расход жидкости. Вязкость. Турбулентное и ламинарное дви- жение жидкостей. Гидравлический радиус. Примеры	11
2. Равновесие жидкостей Гидростатическое давление. Закон Паскаля. Сообщающиеся сосуды. Примеры	19
3. Истечение жидкостей Истечение при постоянном уровне жидкости в сосуде. Истечение при переменном уровне жидкости в сосуде. Примеры	24
4. Протекание жидкостей по трубопроводам Статический, динамический и потерянный напор. Вывод уравне- ния Бернулли	29
5. Сопротивления в трубопроводах Сопротивление трения жидкости о стенки. Местные сопротивления. Примеры	35

В. Насосы для жидкостей

6. Поршневые насосы Принцип действия. Насосы простого действия. Насосы двойного действия. Дифференциальные насосы. Производительность поршневых насосов. Число оборотов поршневых насосов	46
7. Работа поршневых насосов Высота напора. Мощность и коэффициент полезного действия. Вы- сота всасывания. Примеры	51
8. Центробежные насосы Принцип действия. Работа центробежного насоса. Производитель- ность центробежного насоса. Примеры	58
9. Конструкции насосов Поршневые насосы. Центробежные насосы. Ротационные насосы.	66
10. Специальные насосы Сифон. Момтежу. Пароструйные насосы. Инжектор Кертинга. Водно- струйные насосы. Примеры. Задачи	78

Глава вторая. Перемещение и сжатие газов и паров

11. Трубопроводы для газов и паров Воздухопроводы. Трубопроводы для водорода. Трубопроводы для светильного газа. Паропроводы. Выбор диаметра трубопровода. Примеры	89
12. Газгольдеры Газгольдеры с постоянным объемом. Газгольдеры с постоянным да- влением. Примеры	96
13. Сжатие и разрежение газов Адиабатическое, изотермическое и политропическое сжатие. При- меры	101

14. Поршневые газовые насосы и компрессоры	107
Принцип действия. Теоретическая диаграмма работы компрессора. Индикаторная диаграмма работы компрессора. Производительность поршневого компрессора. Мощность компрессора. Примеры	
15. Основные типы и конструкции поршневых компрессоров	117
Поршневые газовые насосы (воздуходувки) низкого давления. Компрессоры среднего давления. Компрессоры высокого давления. Ротационные газовые насосы и компрессоры. Поршневые вакуумнасосы	
16. Турбокомпрессоры	128
Принцип действия и устройство. Высота напора. Производительность и мощность. Нормальная величина подачи и коэффициент полезного действия. Основные конструкции турбокомпрессоров и воздуходувок. Примеры	
17. Струйчатые газовые насосы и компрессоры	139
Пароструйные насосы. Примеры. Водоструйные насосы	
18. Вентиляторы	157
Центробежные вентиляторы. Винтовые вентиляторы. Естественная тяга. Примеры. Задачи	

Глава третья. Перемещение твердых материалов

19. Безрельсовые, рельсовые и подвесные дороги	173
Безрельсовые и рельсовые вагонетки. Примеры. Подвесные дороги	
Транспортеры	
20. Транспортеры с тягой	180
Скрепки и волочки. Примеры. Ленточные транспортеры. Примеры. Нории или элеваторы. Примеры	
21. Транспортеры без тяги	187
Шнеки. Вращающиеся трубы. Примеры. Трясучки. Примеры	
22. Мощность транспортеров	191
23. Гравитационные, гидравлические и пневматические транспортеры	194
Задачи	

Глава четвертая. Перемешивание материалов

Перемешивание в жидкой среде

24. Механические мешалки	202
25. Работа пропеллерной мешалки	214
26. Конструкции механических мешалок	220
Наиболее типичные конструкции. Пропеллерные мешалки. Новейшие конструкции мешалок.	
26а. Барботирование	230

Перемешивание в твердой среде

27. Конструкция мешалок для твердых, сыпучих и тестообразных тел . . .	233
Мешалки с поступательным движением. Мешалки с вращающимися лопастями и смесительные барабаны. Дифференциальный смесительный шнек. Задачи	

Глава пятая. Очистка газов от пыли и туманов

28. Неоднородные системы	239
29. Осаждение пыли под действием силы тяжести	244
Закон Стокса. Примеры. Конструкции отстойных камер. Примеры	
30. Осаждение пыли под действием центробежной силы	253
Скорость осаждения. Конструкции центробежных пылеосадителей (циклонов). Метод расчета центробежных пылеосадителей. Примеры	
31. Фильтрование газов	260
Конструкции газовых фильтров	
32. Промывка газов	266
Конструкции гидравлических пылеосадителей	

Электрическая очистка газов

33. Теория электроочистки	270
34. Условия работы электрофильтров и их размеры	276
Выбор рода тока для электроочистки. Сила тока. Напряжение. Диаметр коронирующего электрода. Объем и сечение камеры. Скорость осаждения. Расход энергии	
35. Конструкции электрофильтров	282
Трубчатые электрофильтры. Пластинчатые электрофильтры. Примеры	
Задачи	

Глава шестая. Механическая обработка жидкостей

А. Отстаивание

36. Жидкие неоднородные системы	289
Суспензии. Эмульсии	
37. Отстаивание и декантация	296
Закон Стокса. Расчет отстойников. Примеры	
38. Конструкции отстойных аппаратов	303

В. Фильтрация

39. Основные понятия о фильтрации	308
Качественная и количественная характеристика работы фильтра	
40. Скорость фильтрации	313
Примеры	
41. Фильтры периодического действия	321
Классификация фильтров. Фильтры с несвязанной или зернистой перегородкой. Фильтры с войлочными или тканевыми перегородками. Фильтрпрессы рамные и камерные. Фильтры с неподвижно-жесткой пористой перегородкой. Примеры	
42. Фильтры непрерывного действия	343
Конструкция фильтров непрерывного действия. Барабанные вакуумфильтры Оливера. Барабанные вакуумфильтры Вольфа. Барабанные вакуумфильтры Дорра. Горизонтальные ячейковые вакуумфильтры. Дисковые вакуумфильтры Вольфа. Расчет фильтров непрерывного действия. Примеры	

С. Центрофугирование

43. Конструкции центрофуг	358
Периодически действующие центрофуги. Полунепрерывно действующие центрофуги. Непрерывно действующие центрофуги. Сепараторы. Сверхцентрофуга Шарплес	
44. Основания расчета центрофуг	373
Величина центробежной силы. Скорость центрофугирования. Поверхность жидкости в барабане. Производительность центрофуг. Расход энергии при центрофугировании. Напряжение в оболочке барабана центрофуги. Примеры.	
Задачи	

Глава седьмая. Измельчение твердых материалов

45. Теория измельчения	888

А. Предварительное измельчение

46. Щековые дробилки	397
Классификация. Дробилка Блека. Дробилка Штуртвант. Дробилка Лоджа. Дробилка Шранца. Действующее усилие в щековых дробилках. Угол схвата. Число оборотов дробилки. Производительность дробилки. Мощность щековых дробилок. Примеры	
47. Конические и дисковые дробилки	411
Дробилка Гейтса. Дробилка Мак-Кулли. Дробилка Саймонса. Сравнительная оценка конических дробилок	

В. Промежуточное измельчение

48. Валки	419
Принцип действия и устройство. Угол схвата. Скорость вращения валков. Производительность. Мощность. Конструкции валков	
49. Бегуны, винтовые и конические мельницы	428
Скольжение в бегунах. Мощность бегунов. Производительность бегунов. Типы и конструкции бегунов. Винтовая мельница. Конические мельницы	
50. Ударноцентробежные мельницы	436
Кулачные или молотковые мельницы. Ударнокрестовая мельница. Дезинтегратор. Дисмембратор	

С. Тонкое измельчение

51. Толчен	443
52. Шаровые мельницы	446
Принцип действия. Число оборотов. Цилиндрические мельницы. Трубчатые мельницы. Конические мельницы. Стержневые мельницы	
53. Вальцовые мельницы	456
Мельница Раймонда. Маятниковые мельницы. Центробежношаровые мельницы. Трехвальцовые кольцевые мельницы	
54. Общая характеристика измельчающих аппаратов и измельчаемых материалов. Выбор измельчающего аппарата	463
Задачи	
Предметный указатель	468

ВВЕДЕНИЕ

В окружающей нас природе происходят непрерывно сложные и разнообразные изменения. Эти непрерывно протекающие в природе изменения мы называем процессами, причем процессы, протекающие сами собой, без участия человеческой воли, мы называем процессами естественными.

Естественные процессы в большинстве случаев весьма сложны и в свою очередь представляют собой комплекс целого ряда изменений, подчиненных большому числу факторов, обуславливающих их протекание в определенном направлении.

Еще с древнейших времен человек в борьбе за свое существование, побуждаемый стремлением обеспечить себя предметами, необходимыми для жизни, наблюдает естественные процессы, систематизирует отдельно добытые результаты наблюдения и делает те или иные выводы и заключения из них.

С развитием культуры простое наблюдение естественных процессов дополняется искусственным воспроизведением их в специально созданной лабораторной обстановке. При этом с целью анализа процесса во всей его сложности изучают влияние отдельных факторов, обуславливающих протекание процесса в том или ином направлении.

Процесс, искусственно воспроизведенный с целью анализа и изучения естественного процесса, называют лабораторным процессом.

Изучение естественных процессов как путем простого наблюдения, так и при помощи искусственного воспроизведения и анализа в лабораторной обстановке нередко приводит к выводам, позволяющим применить данный процесс с целью производства продуктов потребления в большом масштабе, путем создания условий наиболее благоприятных для протекания процесса в желательном направлении.

Такой искусственно воспроизведенный в большом масштабе процесс с целью переработки продуктов природы в предметы потребления мы называем технологическим процессом.

Изучение технологических процессов и способов их проведения с наибольшими сбережениями сил и средств составляет предмет технологии — науки, в задачу которой входит как изыскание и изучение способов переработки продуктов природы или сырья в продукты потребления, так и изучение путей и средств наиболее целесообразного проведения этих способов с наибольшим экономическим эффектом. Технология как самостоятельная отрасль прикладных знаний возникла весьма недавно, ее основание относится

к 1772 г., когда проф. Бекман впервые дал этой науке название „технология“.

Возникновение и развитие технологии как самостоятельной научной дисциплины неразрывно связано с возникновением и развитием крупной промышленности, появившейся в результате промышленной революции XVIII века, когда с введением машины была, по образному выражению К. Маркса, „разорвана завеса, скрывающая от людей их собственный общественный процесс производства“.

Появление крупной промышленности коренным образом изменило основные принципы производства, и прежде всего потребовало систематических научных изысканий в области процессов производства, в результате чего и создается технология как наука.

„Принцип крупной промышленности: всякий процесс производства, взятый сам по себе и прежде всего безотносительно к руке человека, разлагать на его составные элементы, создал всю современную науку технологии. Пестрые, повидимому лишенные внутренней связности и застывшие формы общественного процесса производства разложились на сознательно планомерные систематически расчлененные в зависимости от желательного полезного эффекта, применения естествознания“¹.

Опираясь на выводы и обобщения естественных наук, главным образом физики и химии, используя и применяя их при осуществлении технических процессов, технология в свою очередь накопила огромный опытный материал, позволяющий сделать ряд выводов и обобщений чисто технологического характера.

При этом необходимо отметить, что выводы и обобщения технологии значительно отличаются от выводов общих наук. Отличительной особенностью технологических выводов является то обстоятельство, что из всех изученных фактов технология использует для своих целей только те, которые в данных условиях времени и места являются экономически наиболее выгодными, а раз так, то всякий технологический вывод и обобщение в зависимости от времени и места неизбежно должны претерпевать непрерывные изменения.

„Современная промышленность никогда не рассматривает и не трактует существующую форму известного производственного процесса как окончательную“. Все технологические процессы претерпевают непрерывные и сложные изменения. все они подвергаются строгому отбору, главным двигателем которого является стремление к наибольшему экономическому эффекту.

Из всех способов, из всех технологических процессов на данном отрезке времени и места в промышленности применяют те процессы, которые дают наибольшие выгоды с наименьшими затратами. Это основное положение необходимо помнить как при изучении технологии, так и при осуществлении всякого технологического процесса.

В основном технология как наука делится на две совершенно обособленные части: технологию механическую и технологию химическую.

Механическая технология имеет дело только с теми процессами, в которых участвующие в производстве материалы изменяют лишь

¹ К. Маркс, Капитал, том I, стр. 377, ГИЗ, 1930.

свою внешнюю форму, в то время как в химической технологии рассматриваются все те процессы, в которых подвергающиеся обработке материалы претерпевают более глубокие превращения, изменяя как свои физические свойства и агрегатное состояние, так и химическую природу вещества.

Это подразделение технологии на механическую и химическую является чисто условным, по существу же техника одна, и всякое открытие или усовершенствование в какой-либо области производства неизбежно сказывается и проникает всюду, где это технически выполнимо и экономически выгодно.

По мере роста и развития промышленности происходит деление химической технологии на ряд отделов, охватывающих более или менее узкий круг родственных процессов, свойственных только вполне определенной отрасли промышленности. В настоящее время химическая технология настолько разрослась и узко специализировалась, что охватить в одном курсе всю технологию в целом не представляется возможным; поэтому в высшей химической школе изучение технологии ведется по отраслевому признаку, на основе специализации учащихся в отдельных областях химической техники; при этом все те процессы и аппараты, которые не относятся к данной специализации, совершенно выпадают из поля зрения учащегося.

Такая узкая специализация в настоящее время, при наличии в области технологии чрезвычайно обширного научного материала, является единственным реальным способом освоения технологических знаний в той или иной отрасли промышленности, но лишь при том условии, если учащийся предварительно детально ознакомится с теми общими началами, на которых основываются важнейшие технологические процессы, имеющие место во всех отраслях химической техники независимо от специализации.

Изучение общих начал технологических процессов, свойственных всей химической технологии в целом, и составляет предмет и задачу курса „Основные процессы и аппараты“. Курс строится таким образом, что кроме описания основных технологических процессов, методики их проведения и типовой химической аппаратуры он должен дать теоретические и практические обоснования рассматриваемых процессов и снабженную конкретными примерами методику их расчета.

Такая широкая постановка вопроса требует наличия у изучающего курс „Основные процессы и аппараты“ предварительной подготовки как по общим (физика, химия, математика), так и по общетехническим (механика, термодинамика) дисциплинам. При изложении нашего курса мы будем исходить из условия, что изучающий этот курс такую предварительную подготовку имеет, и на общих выводах и предпосылках указанных дисциплин подробно останавливаться мы не будем.

Общие технологические процессы химического производства можно разбить на две группы: 1) процессы механические, основанные на применении законов механики газообразных, жидких и твердых тел, и 2) процессы тепловые, основанные на применении законов теплообмена и диффузии.

Соответственно этому проработке первой группы процессов должно предшествовать изучение гидравлики, а второй — теплопередачи, что и принято нами при составлении курса.

Учитывая методическую сторону проработки, которая диктует необходимость последовательности и взаимной связи между отдельными главами, все подлежащие нашему рассмотрению процессы мы располагаем в следующем порядке:

Часть I. Механические процессы: 1. Перемещение жидкостей. 2. Перемещение газов. 3. Перемещение твердых тел. 4. Перемешивание материалов (мешалки). 5. Механическая обработка газов (очистка газов). 6. Механическая обработка жидкостей (отстаивание, фильтрация и центрофугирование). 7. Механическая обработка твердых тел (измельчение и сортировка).

Часть II. Тепловые процессы: 1. Теплопередача. 2. Нагревание. 3. Охлаждение и конденсация. 4. Выпаривание и кристаллизация. 5. Сушка. 6. Дистилляция и ректификация. 7. Разделение газов.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ

А. Элементы гидравлики

В химическом производстве участвующие в производственных процессах материалы чаще всего подвергаются обработке в жидком и газообразном состоянии, вследствие чего задача их перемещения от одного аппарата к другому и затем на склад в основном сводится к перемещению жидкостей и газов.

Изучением законов равновесия и движения жидкостей занимается наука, называемая гидравликой, причем в гидравлике под термином „жидкость“ понимают как жидкости в капельном состоянии, или „неупругие жидкости“, так и в газообразном состоянии, или „упругие жидкости“.

1. Основные факторы движения жидкостей]

Перемещение жидкостей осуществляется по закрытым трубопроводам за счет давления, создаваемого или разностью уровней или специально для этой цели устанавливаемыми насосами. Движение жидкостей по трубопроводам подчинено целому ряду факторов, ознакомлением с которыми мы и начнем изучение методов перемещения материалов.

Удельный вес. Вес единицы объема жидкости называют удельным весом и обозначают через γ .

Обозначая через G — вес жидкости в кг, V — объем жидкости в м^3 , размерность удельного веса в принятых нами единицах найдем из равенства:

$$G = \gamma V,$$

откуда

$$\gamma = \frac{G}{V} = \text{кг/м}^3. \quad (1)$$

Плотность. Массу единицы объема жидкости называют ее плотностью и обозначают через ρ . Размерность плотности находим из равенства

$$m = \rho V,$$

заменяя в котором значение $m = \frac{G}{g}$ (где g — ускорение силы тяжести в м/сек^2), находим:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{G}{gV} = \frac{\gamma V}{gV}$$

или

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \text{кг} \cdot \text{сек}^2 / \text{м}^4. \quad (2)$$

Упругость. Упругость или сжимаемость капельножидких тел весьма мала, так что в технических расчетах жидкости считают практически неупругими. Уменьшение объема жидкости в зависимости от повышения давления на ее поверхность на 1 ат называют коэффициентом сжатия, который для воды выражается величиной, равной $74 \cdot 10^{-6}$, для бензола $82 \cdot 10^{-6}$.

Принимая практически капельные жидкости несжимаемыми, в дальнейшем во всех выводах мы можем считать, что плотность их и удельный вес с изменением давления не изменяются.

Давление. Давление жидкости на единицу поверхности называют удельным давлением или гидростатическим давлением.

Если: P — сила, действующая на поверхность жидкости, F — площадь поверхности, p — гидростатическое или удельное давление, то

$$p = \frac{P}{F} \quad (3)$$

Удельное давление измеряют в атмосферах (ат), миллиметрах ртутного столба (мм рт. ст.), в метрах (м вод. ст.) или миллиметрах (мм вод. ст.) водяного столба. При этом различают атмосферу физическую и техническую. Физическая атмосфера соответствует давлению столба ртути высотой 760 мм или давлению столба воды высотой 10,333 м и равна давлению силы в 1,033 кг на 1 см^2 поверхности. В технике для удобства вычислений принимают так называемую техническую атмосферу, равную давлению 1 кг на 1 см^2 поверхности, или 981 000 дин.

Таким образом между единицами давления существует зависимость:

1 ат физическая = 760 мм рт. ст. = 10,33 м вод. ст. = 1,033 кг/см^2 .
1 ат техническая = 735,6 мм рт. ст. = 10 м вод. ст. = 1 кг/см^2 .

Скорость протекания и расход жидкости. Скоростью протекания жидкости по трубопроводам или каналам называют объем ее, проходящий в единицу времени через единицу поперечного сечения трубопровода или канала. В технике обычно скорость протекания жидкости измеряют в метрах в секунду (м/сек).

Количество жидкости, протекающее по трубопроводу в секунду, называют расходом жидкости.

Обозначив $V_{\text{сек}}$ — расход жидкости в $\text{м}^3/\text{сек}$, F — площадь сечения трубопровода в м^2 , w — скорость протекания жидкости

в м/сек , между этими тремя величинами имеем математическую зависимость:

$$V_{\text{сек}} = wF \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (4)$$

$$F = \frac{V_{\text{сек}}}{w} \text{ м}^2. \quad (4a)$$

$$w = \frac{V_{\text{сек}}}{F} \text{ м/сек}. \quad (4b)$$

При перемещении капельных жидкостей в технике скорость движения их по трубопроводам в среднем принимают не выше 2 м/сек .

Вязкость. При движении жидкостей и газов существенное значение имеет вязкость их, т. е. внутреннее трение, проявляющееся при наличии относительного движения соседних слоев жидкости, зависящее от сил сцепления между отдельными молекулами.

По закону Ньютона сила внутреннего трения, т. е. сила, проявляющаяся при перемещении слоев жидкости одного относительно другого, прямо пропорциональна относительной скорости перемещения и величине поверхности соприкосновения этих слоев, зависит от свойств жидкости и не зависит от давления.

Обозначим: f — поверхность соприкосновения двух слоев, w — скорость перемещения жидкости, n — расстояние между слоями движущейся жидкости, τ — силу внутреннего трения, закон Ньютона математически выразим ур-нием

$$\tau = \mu f \frac{dw}{dn}, \quad (5)$$

где: $\frac{dw}{dn}$ выражает производную приращения скорости, приходящегося на единицу длины расстояния между двумя слоями; ее называют „градиентом скорости“ по нормали;

μ — коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств жидкости; его называют коэффициентом вязкости или просто вязкостью.

Из ур-ния закона Ньютона находим:

$$\mu = \frac{\tau}{f} \cdot \frac{dn}{dw}. \quad (6)$$

Принимая: $f = 1 \text{ см}$, $\tau = 1 \text{ дине}$, $w = 1 \text{ см/сек}$, $n = 1 \text{ см}$, находим: $\mu = \tau$, откуда и получаем абсолютную вязкость, выраженную в $\text{дин} \cdot \text{сек/см}^2$.

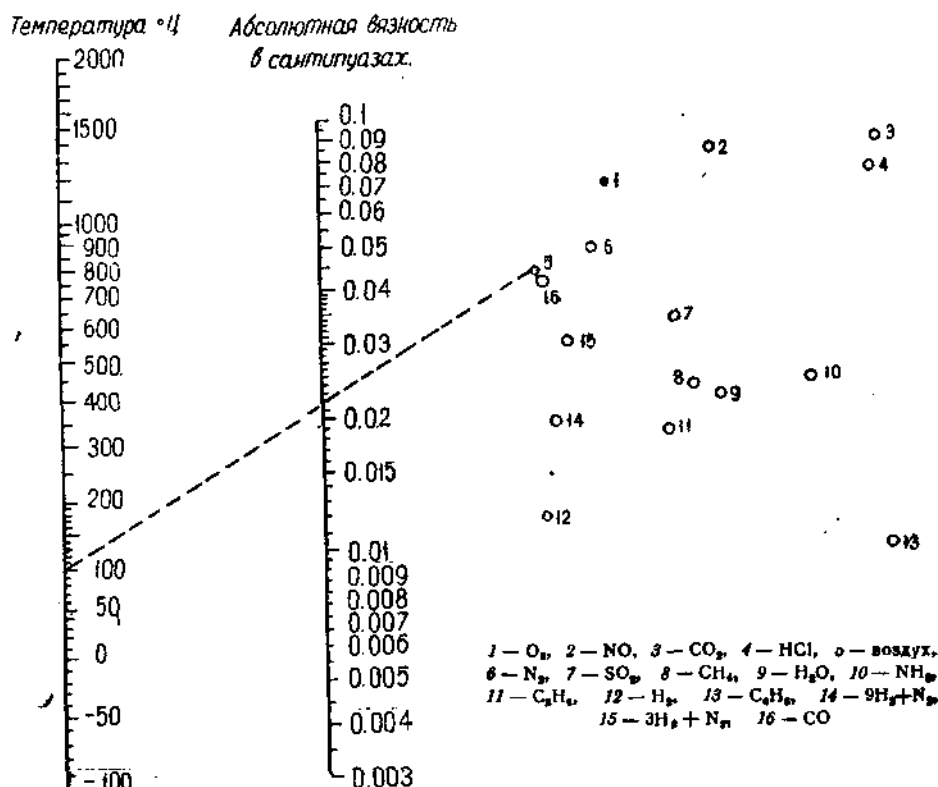
Согласно последнему ур-нию абсолютной единицей вязкости называют вязкость такой жидкости, в которой сила в 1 дину перемещает находящиеся на расстоянии 1 см друг от друга слои жидкости с поверхностью в 1 см^2 каждый один относительно другого со скоростью 1 см/сек . Абсолютную единицу вязкости называют пуазом.

Чаще всего в литературе принимают вязкость в единицах, равных 0,01 пуаза, в так называемых сантипуазах; в гидродинамике же обычно вязкость считают в единицах технических, выраженных в $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$. Для того чтобы от абсолютной вязкости, выраженной

в пуазах, перейти к вязкости, выраженной в технических единицах, необходимо число пуаз разделить на 98,1, так как

$$\text{кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 = \text{кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 = \frac{981\,000}{10\,000} \text{дин} \cdot \text{сек} / \text{см}^2 = 98,1 \text{дин} \cdot \text{сек} / \text{см}^2.$$

Величину, обратную вязкости $\frac{1}{\mu} = \eta$, называют текучестью.



Номограмма 1. Вязкость газов.

На практике обычно вязкость жидкостей определяют в виде удельной вязкости, представляющей собой отношение вязкости данной жидкости (μ) к вязкости воды при 0° (μ_0):

$$\mu_s = \frac{\mu}{\mu_0} = \frac{\mu}{1,792}. \quad (6a)$$

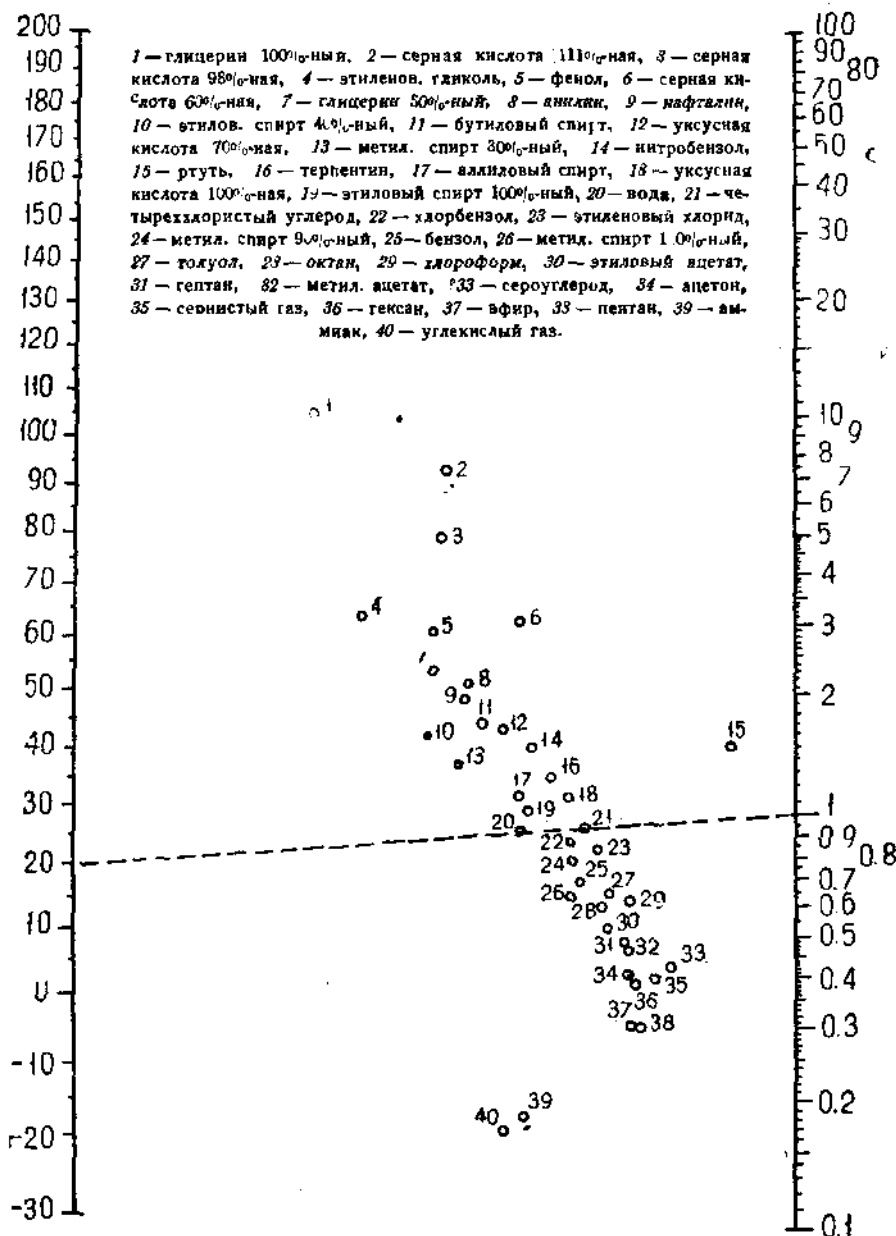
Отношение абсолютной вязкости к плотности жидкости называют кинематической вязкостью:

$$\mu_k = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu \cdot g}{\gamma} \text{м}^2 / \text{сек}. \quad (6b)$$

Вязкость можно рассматривать как функцию трения молекул друг о друга, зависящего от их построения и пространственного

Вязкость в
сантимпозах.

Температура °C



Номограмма 2. Вязкость жидкостей.

расположения. Отсюда изменение температуры жидкости должно существеннейшим образом влиять на величину вязкости, что и имеет место в действительности. Вообще говоря, вязкость в большей степени зависит от температуры, причем у капельных жидкостей величина ее сильно падает с повышением температуры и тем быстрее, чем выше величина вязкости; у газов, наоборот, с повышением температуры повышается и вязкость.

При практических расчетах величину вязкости для различных жидкостей можно найти в справочниках физико-химических величин (Техн. энциклопедия, Справочник физ.-хим. величин, том 10).

На стр. 14 и 15 помещены две номограммы вязкостей для некоторых газов и жидкостей, по которым можно найти вязкость при любых температурах: в пределах от -100° до $+2000^{\circ}$ для газов и от -30° до $+200^{\circ}$ для жидкостей. Работа с номограммами чрезвычайно проста: на левой стороне номограммы помещена шкала температур, на правой — вязкость в сантипуазах. Между этими двумя шкалами имеется ряд точек, каждая из которых соответствует определенной жидкости или газу и имеет номер этой жидкости или газа.

Для нахождения вязкости данной жидкости при заданной температуре проводят прямую линию через заданную температуру и точку с номером, отвечающую номеру данной жидкости. Пересечение этой прямой со шкалой вязкости и дает искомую вязкость.

Так, вязкость воды (точка № 20) по номограмме 2 при температуре 20° равна 1 сантипуазу.

Турбулентное и ламинарное движение жидкостей. При протекании жидкостей различают характер движения их. При прямолинейном направлении движения и достаточно медленном течении жидкости путь отдельных частиц ее представляет собой параллельные прямые, на поворотах образующие правильную систему кривых.

Такое движение, когда частицы жидкости движутся прямолинейно и параллельно друг другу, в гидродинамике называют струйчатым, или ламинарным.

Наоборот, при больших скоростях отдельные частицы жидкости, даже в случае прямолинейного направления течения, будут двигаться беспорядочно, по очень запутанным кривым в различных направлениях, причем эти пути будут постоянно изменяться. Такое движение называют вихревым, или турбулентным.

При ламинарном движении, когда отдельные частицы движутся параллельно друг другу по прямому трубопроводу, скорость оказывается наибольшей по оси трубопровода и уменьшается к краям сначала медленно, а затем быстрее, пока не станет равной нулю у самой стенки. Распределение скоростей по диаметру трубопровода происходит по закону параболы; средняя скорость движения будет равна половине максимальной. Схема ламинарного движения представлена на рис. 1.

Если повышать скорость, то эта картина нарушается и образуется движение турбулентное, в котором скорости отдельных точек уже непостоянны и колеблются как по величине, так и по направлению около некоторой средней величины, причем последняя по направлению параллельна оси трубопровода.

Распределение средних скоростей по диаметру при турбулентном движении дает некоторую кривую, сходную с параболой, но только с более широкой вершиной (см. рис. 1). Вблизи стенок остается пограничный слой и в нем происходит примерно прямолинейное падение скорости до нуля.

Условия, при которых движение из ламинарного переходит в турбулентное, называют критическим состоянием. Критическое состояние зависит от средней скорости течения, диаметра трубы, плотности жидкости и ее вязкости.

Принимая: w — скорость течения в м/сек, d — диаметр трубы в м, ρ — плотность в кг·сек²/м⁴, μ — вязкость в кг·сек/м², эту зависимость выражают формулой

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu}, \quad (7)$$

где: Re — „критерий Рейнольдса“, отвлеченная величина. Критическое состояние, отвечающее переходу движения из ламинарного в турбулентное, наступает тогда, когда критерий Рейнольдса достигает величины $Re_{кр} = 2320$.

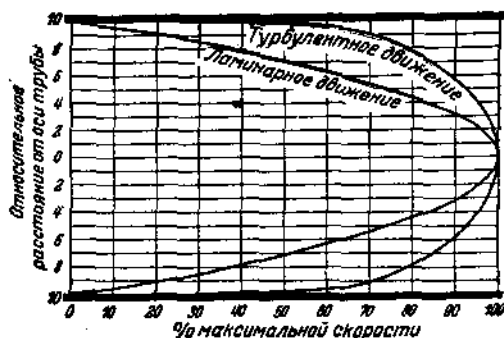


Рис. 1. Схема ламинарного и турбулентного протекания жидкости в трубе.

Таблица 1

Критические скорости $w_{кр}$ в трубах в м/сек, подсчитанные для значения $Re_{кр} = 2320$

Вещество	t°	μ	ρ	$w_{кр}$ при d в см				
				1	5	10	20	30
Воздух при 1 ат.	0	$1,69 \cdot 10^{-6}$	0,128	3,062	0,614	0,306	0,153	0,102
	20	$1,79 \cdot 10^{-6}$	0,119	3,48	0,696	0,348	0,170	0,116
	40	$1,89 \cdot 10^{-6}$	0,111	3,944	0,788	0,394	0,197	0,131
	100	$2,15 \cdot 10^{-6}$	0,094	5,30	1,06	0,53	0,265	0,176
Вода	0	$183 \cdot 10^{-6}$	102,0	0,416	0,080	0,041	0,020	0,013
	20	$102 \cdot 10^{-6}$	101,8	0,232	0,040	0,023	0,0116	0,0077
	40	$67 \cdot 10^{-6}$	101,2	0,153	0,030	0,0153	0,0076	0,0051
	100	$29 \cdot 10^{-6}$	97,7	0,069	0,013	0,0069	0,0034	0,0023
Глицерин	18	0,1	128,5	180,96	37,39	18,09	9,04	4,99

Из этого условия критическую скорость при данных d , ρ и μ можно определить следующим образом:

$$w_{кр} = \frac{Re_{кр} \mu}{\rho d} = \frac{2320 \mu}{\rho d}. \quad (7a)$$

В табл. 1 приведены критические скорости при некоторых условиях для воздуха, воды и глицерина; из этой таблицы мы видим, что для воды и воздуха критические скорости чрезвычайно малы, и следовательно практически в большинстве случаев мы имеем дело с движением турбулентным.

Гидравлический радиус. В тех случаях, когда приходится иметь дело с трубами и каналами не цилиндрического сечения, диаметр выражают через так называемый гидравлический радиус, под которым понимают отношение площади свободного сечения трубопровода или канала к его смоченному периметру:

$$r_z = \frac{F}{\Pi}, \quad (8)$$

где r_z — гидравлический радиус в m , F — площадь сечения в m^2 , Π — смоченный периметр в m .

При круглом сечении трубопровода, диаметр которого d выражен в m , имеем:

$$r_z = \frac{F}{\Pi} = \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\pi d} = \frac{d}{4},$$

откуда приходим к выводу, что во всех случаях в выражение критерия Рейнольдса вместо диаметра можно подставлять величину, равную $4r_z$:

$$d = 4r_z. \quad (8a)$$

Диаметр, выраженный через гидравлический радиус, мы будем называть эквивалентным диаметром, причем его значение можно очевидно для всех случаев выразить следующим образом, исходя из определения гидравлического радиуса и из сопоставления уравнений (8) и (8a)

$$d = \frac{4F}{\Pi} m. \quad (8b)$$

Пример 1. Стальной резервуар емкостью $10 m^3$ наполнен водой. Какое количество воды, учитывая сжатие ее, пришлось бы добавить при гидравлическом испытании этого резервуара на давление в $20 atm$ при условии отсутствия расширения стенок?

Решение. Коэффициент сжатия воды по предыдущему равен $74 \cdot 10^{-6} m^3/at$. При емкости резервуара в $10 m^3$ и давлении в $20 atm$ объем воды в резервуаре уменьшится на

$$10 \cdot (20 - 1) \cdot 74 \cdot 10^{-6} = 0,014 m^3 = 14 л.$$

Пример 2. По трубопроводу диаметром $50 mm$ в течение 1 часа протекает $6500 kg$ купоросного масла. Вычислить скорость протекания его.

Решение. Скорость протекания определяется ур-нием:

$$w = \frac{V_{сек}}{F}.$$

Расход жидкости в данном случае при $\gamma = 1840 \text{ кг/м}^3$ будет:

$$w = \frac{\frac{6500}{3610 \cdot 1840}}{\frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4}} = 0,5 \text{ м/сек.}$$

Пример 3. Какова должна быть величина диаметра трубопровода для подачи 12 800 кг раствора каустика удельного веса 1,4 со скоростью 1 м/сек в течение 2 часе?

Решение. По условию $w = 1 \text{ м/сек.}$ Расход жидкости равен:

$$V_{\text{сек}} = \frac{12\,800}{1000 \cdot 1,4 \cdot 3600 \cdot 2} \approx 0,00127 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Сечение трубопровода

$$F = \frac{V_{\text{сек}}}{w} = \frac{0,00127}{1} = 0,00127 \text{ м}^2.$$

Диаметр d при $F = 0,00127 \text{ м}^2$ будет равен $0,04 \text{ м} = 40 \text{ мм.}$

Пример 4. Каков характер движения 50%-ного глицерина по трубопроводу, если известно, что диаметр трубы равен 50 мм и через нее протекает 1000 л глицерина в 1 час при температуре 20°?

Решение. Вычисляем величину критерия Рейнольдса $Re = \frac{w d \rho}{\mu}$.

Находим значения w , ρ , μ ; d по условию равно 0,05 м:

$$w = \frac{1000}{1000 \cdot 3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4}} = 0,14 \text{ м/сек.}$$

Плотность $\rho = \frac{\gamma}{\kappa}$; удельный вес глицерина γ при 20° = 1125 кг/м³:

$$\rho = \frac{1125}{9,81} = 115 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

Вязкость глицерина μ находим по номограмме 2 при 20°, равную 6,8 сантипуаза, или

$$\mu = \frac{0,01 \cdot 6,8}{98,1} = 0,00068 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2 = 68 \cdot 10^{-5}.$$

Подставляя найденные величины в выражение критерия Рейнольдса, имеем:

$$Re = \frac{0,14 \cdot 0,05 \cdot 115}{68 \cdot 10^{-5}} = 1185.$$

Так как получилось значение $Re < 2320$, то следовательно движение в данном случае будет ламинарным.

2. Равновесие жидкостей

Гидростатическое давление. Если взять сосуд, наполненный жидкостью, находящейся в состоянии равновесия, то давление в каком-либо элементе жидкости, приходящееся на единицу площади поверхности его, называют средним напряжением гидростатического давления или просто гидростатическим давлением.

Для какой-либо произвольно взятой точки жидкости гидростатическое давление не зависит от направления, т. е. давление в данной точке будет одинаково во всех направлениях.

Закон Паскаля. По закону Паскаля, если жидкое тело подвержено давлению, действующему в одном на-

правлении, то это давление распространяется через всю жидкость по всем направлениям равномерно и все частицы жидкости подвергаются одинаковому давлению.

Это положение можно доказать следующим образом.

Гидростатическое давление мы можем представить как функцию координат, т. е.

$$p = f(x, y, z).$$

Пусть имеем, как это представлено на рис. 2, сосуд с жидкостью, удельный вес которой γ . Расположим оси координат где-нибудь на поверхности жидкости, причем ось z направим по вертикали вниз, а оси x и y будут совпадать с поверхностью уровня жидкости. Сверху на поверхность жидкости давит воздух, давление которого равно p_a .

На частицы жидкости, расположенные ниже поверхности уровня, к этому давлению наружного воздуха прибавляется еще действие веса вышележащих частиц жидкости, при этом гидростатическое давление, если жидкость находится в равновесии, изменяется только по вертикали, т. е. является лишь функцией ординаты, иначе — высоты положения.

На частицы жидкости, расположенные ниже поверхности уровня, к этому давлению наружного воздуха прибавляется еще действие веса вышележащих частиц жидкости, при этом гидростатическое давление, если жидкость находится в равновесии, изменяется только по вертикали, т. е. является лишь функцией ординаты, иначе — высоты положения.

Рассматриваемый элемент находится под действием следующих сил.

1. Силы тяжести его G , пропорциональной его объему и направленной вниз по вертикали.

2. Сил гидростатических, т. е. гидростатического давления на его грани, направленного по нормальям к граням, как показано на рис. 2; эти силы $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$.

Так как рассматриваемый элемент находится в равновесии, то на основании известных теорем статики сумма проекций действующих сил на координатные оси равна нулю, т. е. в данном случае:

$$P_1 - P_2 = 0,$$

$$P_3 - P_4 = 0,$$

$$P_5 - P_6 - G = 0.$$

Откуда:

$$P_1 = P_2,$$

$$P_3 = P_4,$$

$$P_5 = P_6 + G.$$

Первые два равенства показывают, что давления на вертикальных гранях попарно равны, а так как все грани параллелепипеда

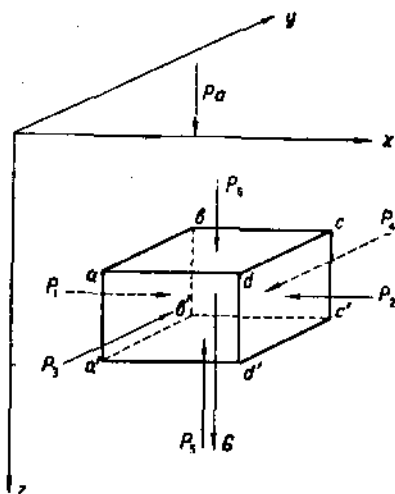


Рис. 2.

равны между собой, то и гидростатические давления по вертикальным граням попарно равны.

$$p_1 = \frac{P_1}{F_1} = p_2 = \frac{P_2}{F_2},$$

так как

$$P_1 = P_2 \quad \text{и} \quad F_1 = F_2.$$

Также и

$$p_3 = p_4.$$

Из ур-ния

$$P_5 = P_6 + G$$

вытекает, что

$$P_5 > P_6$$

и при

$$F_5 = F_6$$

$$p_5 > p_6.$$

Таким образом мы видим, что среднее гидростатическое давление по направлению осей x и y остается неизменным и изменяется только по направлению вертикали z , т. е. гидростатическое давление является функцией высоты слоя z .

Уменьшая размеры взятого элемента до точки, все сказанное можно перенести и на нее. Итак

$$p = f(z).$$

Допустим, что параллелепипед имеет размеры:

$$bc = dx$$

$$ab = dy$$

$$aa' = dz.$$

Объем его будет:

$$v = dx dy dz,$$

а вес:

$$G = \gamma dx dy dz.$$

Кроме того пл. $abcd =$ пл. $a'b'c'd' = dx dy$ и следовательно:

$$P_5 = p_5 dx dy$$

$$P_6 = p_6 dx dy.$$

Подставляя эти значения P_5 и P_6 в ур-ние

$$P_5 = P_6 + G,$$

находим

$$p_5 dx dy = p_6 dx dy + \gamma dx dy dz,$$

откуда

$$p_5 - p_6 = \gamma dz.$$

Левая часть ур-ния представляет собой изменение давления в жидкости при переходе от одного слоя к другому, находящемуся на расстоянии dz . Так как гидростатическое давление есть функ-

ция z , то при бесконечно малом изменении аргумента (z) функция также бесконечно мала, и следовательно можно написать, что

$$p_5 - p_6 = dp = \gamma dz,$$

а после интегрирования

$$p = \gamma z + \text{const.} \quad (9)$$

Интегральную константу определяем из условий $z=0$, т. е. на поверхности жидкости, где давление на жидкость равно атмосферному, т. е. p_a .

При

$$z=0, \quad p=p_a$$

и следовательно

$$p_a = \text{const}$$

и

$$p = \gamma z + p_a. \quad (9a)$$

Если сосуд будет закрыт и вместо атмосферного давления будет иметь место превышающее его давление p_0 , то гидростатическое давление на поверхности при $z=z_0$ будет

$$p_0 = \gamma z_0 + \text{const.} \quad (9b)$$

Вычитая почленно из ур-ния (9) уравнение (9b), получим:

$$p - p_0 = (z - z_0) \gamma$$

или

$$p = p_0 + (z - z_0) \gamma. \quad (10)$$

Последнее равенство и является математическим выражением закона Паскаля, по которому следует, что при изменении давления в любой точке (z_0) жидкости на какую-либо величину давление во всякой другой точке изменится на ту же величину.

Из ур-ния (10) можно, разделив обе части равенства на γ , получить уравнение:

$$\frac{p - p_0}{\gamma} = z - z_0, \quad (11)$$

что показывает, что частное от деления гидростатического давления на удельный вес жидкости имеет размерность длины, так как:

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{\text{сила}}{\text{площадь}} : \frac{\text{сила}}{\text{объем}} = \text{длина};$$

размерность длины имеет также и правая часть уравнения ($z - z_0$).

Правую часть уравнения (11), представляющую высоту, соответствующую разности давлений $p - p_0$, называют пьезометрической высотой.

Сообщающиеся сосуды. Закон Паскаля позволяет выяснить условия равновесия жидкости в сообщающихся сосудах.

Пусть имеем два открытых сосуда, сообщающихся между собой при помощи трубы, как это представлено на рис. 3, заполненные однородной жидкостью удельного веса γ . Беря произвольную точку A и располагая в ней начало осей координат и обозначая через

z_1 и z_2 координаты поверхностей уровня в сосудах I и II, можем для точки A поочередно написать:

$p_1 = p_a + \gamma z_1$, рассматривая ее как точку, принадлежащую к сосуду I, и

$p_2 = p_a + \gamma z_2$, рассматривая ее как точку, принадлежащую к сосуду II.

При наличии равновесия

$$p_1 = p_2$$

и следовательно

$$p_a + \gamma z_1 = p_a + \gamma z_2;$$

отсюда

$$z_1 = z_2,$$

что показывает, что в открытых сообщающихся сосудах, заполненных однородной жидкостью, последняя располагается на одинаковых уровнях.

Если один из сосудов будет закрыт, например I, и в нем давление над поверхностью жидкости будет p_0 , то из условия равновесия при $p_1 = p_2$ имеем:

$$p_0 + \gamma z_1 = p_a + \gamma z_2,$$

откуда:

$$\frac{p_0 - p_a}{\gamma} = z_2 - z_1, \quad (12)$$

т. е. в этом случае разность высот уровней в сосудах будет характеризоваться пьезометрической высотой.

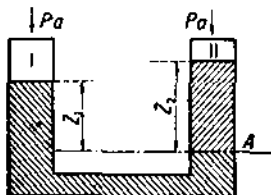


Рис. 4.

Если наконец оба сосуда будут открыты, но наполнены различными жидкостями, взаимно не растворимыми одна в другой, с удельными весами γ_1 и γ_2 , то, располагая точку A на границе между двумя слоями жидкости, как это показано на рис. 4, и беря эту точку A за начало осей координат, имеем:

$$p_1 = p_a + \gamma_1 z_1$$

$$p_2 = p_a + \gamma_2 z_2,$$

а при условии равновесия, т. е. при $p_1 = p_2$, получим:

$$p_a + \gamma_1 z_1 = p_a + \gamma_2 z_2,$$

откуда

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}, \quad (13)$$

т. е. высоты уровней жидкостей, отсчитываемые от поверхности их раздела, обратно пропорциональны их удельным весам.

Если жидкость помещена в сосуд или бассейн, то давление

на отдельные части площади горизонтального дна сосуда везде одинаково, давление же на боковые стенки возрастает с увеличением глубины погружения; при этом давление на дно сосуда не зависит от формы или угла наклона боковых стенок. В соответствии с вышесказанным гидростатическое давление p на уровне дна сосуда при высоте жидкости в сосуде, равной H , определится следующим образом:

$$p = p_0 + (z - z_0) \gamma,$$

но

$$z - z_0 = H$$

и следовательно

$$p = p_0 + H\gamma, \quad (14)$$

где p — давление на дно в кг/м^2 , p_0 — давление на верхнем уровне жидкости в кг/м^2 , H — высота уровня жидкости в м, γ — удельный вес в кг/м^3 .

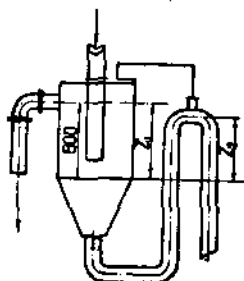


Рис. 5.
К примеру 5.

Пример 5. При помощи флорентийского сосуда ведется отделение отработанной кислоты от нитропродукта. Удельный вес нитропродукта 1,2, удельный вес отработанной кислоты 1,6. Высота цилиндрической части сосуда равна 600 мм и штуцер для спуска верхнего слоя, т. е. нитропродукта, как показано на рис. 5, расположен на высоте 500 мм. Определить наивысшее положение сифонной трубки для стока кислоты при условии, чтобы в состоянии равновесия уровень кислоты был не выше конической части.

Решение. Располагая ось координат на линии перепада от цилиндра к конусу, имеем: $z_1 = 0,5$ м; $\gamma_1 = 1,2$; $\gamma_2 = 1,6$; $z_2 = ?$

Для сообщающихся сосудов, заполненных различными жидкостями:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2},$$

откуда

$$z_2 = z_1 \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = 0,5 \cdot \frac{1,2}{1,6} \approx 0,375 \text{ м.}$$

Пример 6. Цилиндрический вертикальный открытый сосуд диаметром и высотой, равными 2 м, заполнен на 75% купоросным маслом. Как велико общее давление на дно сосуда?

Решение. Удельный вес купоросного масла $\gamma = 1840 \text{ кг/м}^3$. Гидростатическое давление на дно будет:

$$p = p_a + H\gamma - p_a = H\gamma = 2 \cdot 0,75 \cdot 1840 = 2760 \text{ кг/м}^2 = 0,276 \text{ кг/см}^2.$$

Общее давление на дно будет:

$$P = pF = p \cdot \frac{3,14d^2}{4} = 2760 \cdot \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} \approx 8666 \text{ кг.}$$

3. Истечение жидкостей

При решении практических задач часто приходится вычислять количество жидкости, вытекающее из сосуда через отверстие в тонких стенках за данный промежуток времени.

Допустим, что имеем сосуд, в дне которого сделано отверстие (рис. 6) и сосуд наполнен до некоторой высоты жидкостью.

Обозначим: γ —удельный вес жидкости в кг/м^3 , H —высота уровня жидкости в сосуде в м , f —площадь сечения отверстия в дне сосуда в м^2 , w_0 —скорость истечения жидкости из отверстия в м/сек , F_0 —площадь сечения сосуда в м^2 , τ —время истечения в сек.

Истечение при постоянном уровне жидкости в сосуде. При вытекании жидкости из отверстия на находящуюся на уровне отверстия жидкость действует вес давящего на нее столба жидкости, равный

$$P = fH\gamma \text{ кг.}$$

В течение элемента времени $\Delta\tau$ из отверстия вытечет столб жидкости с поперечным сечением f и высотой ΔH ; его масса будет:

$$m = \frac{f\Delta H\gamma}{g},$$

где g —ускорение силы тяжести в м/сек^2 .

Под влиянием движущей силы P эта масса получает некоторое ускорение a , и следовательно по известному положению динамики можно написать:

$$a = \frac{P}{m}.$$

Подставляя значения P и m , имеем:

$$a = \frac{fH\gamma g}{f\Delta H\gamma} = g \frac{H}{\Delta H}.$$

При прохождении массой m с вычисленным ускорением a расстояния по высоте ΔH она приобретает скорость:

$$w_0 = \sqrt{2a\Delta H} = \sqrt{\frac{2gH\Delta H}{\Delta H}},$$

или

$$w_0 = \sqrt{2gH}. \quad (15)$$

Последнее равенство и дает нам выражение для скорости истечения. Из него мы видим, что приобретаемая жидкостью скорость равна скорости падения тел с высоты H , т. е. равенство (15) есть не что иное как известная формула Торичелли.

Объем жидкости, вытекающей из сосуда в 1 сек., по предыдущему определяется как

$$V_{\text{сек}} = fw_0 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Однако практически количество вытекающей жидкости меньше вычисленного по этой формуле, что обуславливается двумя причинами: во-первых, имеет место, как это видно на рис. 6, сжатие струи жидкости, т. е. уменьшение ее сечения, и, во-вторых, для

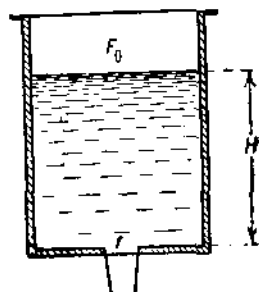


Рис. 6.

реальных жидкостей имеет место трение в отверстии, через которое вытекает жидкость.

Если обозначить фактическую скорость истечения через w , то, учитывая трение в отверстии, имеем равенство

$$w = \alpha w_0,$$

где: α — коэффициент скорости, в среднем равный 0,97.

Учитывая кроме того сжатие струи и обозначая коэффициент сжатия, т. е. отношение площади сечения струи в ее наиболее сжатом месте к площади отверстия, из которого вытекает жидкость, через ψ , фактический расход жидкости найдем как

$$V_{\text{рек}} = \alpha \psi f w_0.$$

Обозначая произведение $\alpha \psi$ через φ , $\alpha \psi = \varphi$ и подставляя в уравнение значение теоретической скорости истечения w_0 , имеем:

$$V_{\text{рек}} = \varphi f \sqrt{2gH}. \quad (16)$$

Значение величины φ , называемой коэффициентом расхода, зависит от формы отверстия и насадок и для каждого частного случая может быть найдено в первом томе Hütte¹. Для круглых отверстий в тонких стенках можно принимать $\varphi = 0,62 \div 0,63$.

Истечение при переменном уровне жидкости в сосуде. Формула Торичелли с поправкой на сжатие струи служит для определения скорости истечения при постоянном напоре H . Очевидно, что при меняющемся напоре жидкости будет меняться и скорость ее истечения.

Практический интерес представляет время истечения жидкости из резервуара без притока жидкости в резервуар, т. е. время опоражнивания резервуара через отверстие заданного сечения.

Пусть, как и выше, имеем резервуар, заполненный жидкостью до высоты H и снабженный в дне отверстием, сечение которого f .

За бесконечно малый промежуток времени $d\tau$ из резервуара вытечет жидкости:

$$F_0 dH = \varphi f w_0 d\tau,$$

откуда

$$d\tau = \frac{F_0 dH}{\varphi f w_0}.$$

Скорость истечения в любой момент можно выразить, как

$$w_0 = \sqrt{2gH_\tau},$$

где: H_τ — высота напора в любой момент.

Подставляя значение скорости истечения w_0 в выражение $d\tau$, имеем:

$$d\tau = \frac{F_0 dH}{\varphi f \sqrt{2gH_\tau}},$$

¹ Hütte, т. I, стр. 499, Госмашметиздат, 1934.

а время вытекания всей жидкости до уровня отверстия будет:

$$\tau = \frac{1}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_0^{H_1} \frac{F_0 dH}{\sqrt{H}} = \frac{1}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_0^{H_1} F_0 H^{-\frac{1}{2}} dH.$$

При сосуде постоянного сечения величина F_0 остается неизменной и следовательно продолжительность опорожнения будет:

$$\tau = \frac{2F_0 \sqrt{H_1}}{\varphi f \sqrt{2g}} \text{ сек.} \quad (17)$$

Если требуется определить время истечения только некоторой части начального объема и если n — часть начального объема, на которую уменьшается объем при истечении за τ_n сек., то вышеприведенное ур-ние интегрируют в заданных пределах от

$$H_2 = H_1 - \frac{H_1}{n} = H_1 \left(\frac{n-1}{n} \right)$$

до H_1 и тогда время истечения определится как

$$\tau_n = \frac{2F_0}{\varphi f \sqrt{2g}} \left[\sqrt{H_1} - \sqrt{H_1 \left(\frac{n-1}{n} \right)} \right]. \quad (17a)$$

Деля ур-ние (17a) на ур-ние (17), получаем:

$$\frac{\tau_n}{\tau} = 1 - \sqrt{\frac{n-1}{n}}. \quad (17b)$$

В том случае, когда сечение сосуда не является постоянным, например при истечении из конических резервуаров и из горизонтальных цистерн, вопрос решается при помощи ур-ния:

$$\tau = \frac{1}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_{H_2}^{H_1} F_0 H^{-\frac{1}{2}} dH.$$

Пример 7. Какое количество раствора каустика с удельным весом 1,2 вытечет в течение 1 часа из бака через круглое отверстие в дне, имеющее диаметр 10 мм, если в баке поддерживается постоянный уровень в 3 м?

Решение. Расход жидкости при истечении определяется равенством:

$$V_{\text{тек}} = \varphi f \sqrt{2gH}.$$

Имеем: $\varphi = 0,62$,

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 0,00007854 \text{ м}^2,$$

$$H = 3 \text{ м},$$

$$g = 9,81 \text{ м/сек}^2,$$

$$V_{\text{тек}} = 0,62 \cdot 0,00007854 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3} \approx 0,000374 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

а в час

$$V_{\text{час}} = 0,000374 \cdot 3600 = 1,345 \text{ м}^3/\text{час}$$

или

$$G_{\text{час}} = \gamma V_{\text{час}} = 1,2 \cdot 1000 \cdot 1,345 = 1614 \text{ кг/час}.$$

Пример 8. Цилиндрический бак диаметром 2 м на высоте 1770 мм наполнен купоросным маслом. Бак имеет в дне отверстие диаметром 40 мм. За какой промежуток времени опорожнится бак при полном открытии отверстия?

Решение. Время истечения при отсутствии притока жидкости в резервуар определяется так:

$$\tau = \frac{2F_0}{\varphi f \sqrt{2g}} \sqrt{H} \text{ сек.}$$

По условию:

$$F_0 = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ м}^2,$$

$$f = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 0,001256 \text{ м}^2,$$

$$H = 1,77 \text{ м.}$$

Беря $\varphi = 0,62$, получим:

$$\tau = \frac{2 \cdot 3,14}{0,62 \cdot 0,001256 \sqrt{2 \cdot 9,81}} \sqrt{1,77} \approx 2410 \text{ сек.} \approx 40 \text{ мин.}$$

Пример 9. Определить продолжительность опораживания сосуда конической формы, если угол у вершины конуса 90° , высота наполнения 2 м, а отверстие истечения имеет диаметр 30 мм (рис. 7).

Решение. Время истечения при переменном сечении сосуда:

$$\tau = \frac{1}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_0^{H_1} F_0 H^{\frac{1}{2}} dH \text{ сек.}$$

Для конуса: $F_0 = \pi r^2$; $r = H \operatorname{tg} \alpha$;

и следовательно

$$\tau = \frac{\pi \operatorname{tg}^2 \alpha}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_0^{H_1} \frac{H^3 dH}{\sqrt{H}}.$$

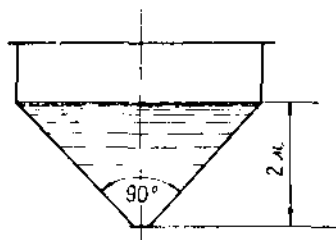


Рис. 7.
К примеру 9.

По условию: $\varphi = 0,62$,

$$f = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} = 0,0007 \text{ м}^2,$$

$$\operatorname{tg}^2 \alpha = \operatorname{tg}^2 \frac{90^\circ}{2} = 1,$$

$$\tau = \frac{3,14}{0,62 \cdot 0,0007 \cdot 4,44} \int_0^{H_1} H^{\frac{3}{2}} dH = \frac{3,14}{0,62 \cdot 0,0007 \cdot 4,44} \cdot \frac{2}{5} \sqrt{H^5};$$

при $H = 2 \text{ м}$ $\tau = 7200 \text{ сек.} \approx 2 \text{ час.}$

Пример 10. Определить продолжительность опораживания цистерны диаметром 3 м и длиной 5 м с плоскими днищами, если цистерна заполнена жидкостью и отверстие истечения имеет диаметр 50 мм.

Решение. По условию:

$$\tau = \frac{1}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} F_0 dH.$$

Значение площади F_0 при истечении меняется от 0 до 0, проходя через максимум, равный ld .

В общем виде, как это представлено на рис. 8, площадь сечения горизонтальной цистерны равна

$$F_0 = lx.$$

Подставляя в уравнение $F_0 = lx$, имеем

$$\tau = \frac{1}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} \frac{lx dH}{\sqrt{H}}.$$

Уравнение окружности, отнесенное к началу осей координат в точке А, будет

$$r^2 = \left(\frac{x}{2}\right)^2 + (r - H)^2,$$

откуда:

$$x = 2 \sqrt{2rH - H^2};$$

$$\tau = \frac{2l}{\varphi f \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} \frac{\sqrt{2rH - H^2}}{\sqrt{H}} dH;$$

при $H_2 = 0$ и $H_1 = 2r$ имеем:

$$\tau = \frac{2l}{\varphi f \sqrt{2g}} \cdot \frac{2}{3} [V(2r - H)^3]_0^{2r} = \frac{8lr \sqrt{2r}}{3\varphi f \sqrt{2g}} = \frac{8lr^2}{3\varphi f \sqrt{gr}}.$$

Подставляя значения:

$$l = 5 \text{ м},$$

$$r = 1,5 \text{ м},$$

$$f = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,001963 \text{ м}^2,$$

находим:

$$\tau = \frac{8 \cdot 5 \cdot 1,5^2}{3 \cdot 0,62 \cdot 0,001963 \sqrt{9,81 \cdot 1,5}} \approx 6400 \text{ сек.} = 1 \text{ ч. } 48 \text{ мин. сек.}$$

4. Протекание жидкостей по трубопроводам

Статический, динамический и потерянный напор. Если к дну сосуда, наполненного жидкостью, как это показано на рис. 9, приделать длинную, имеющую небольшое сечение горизонтальную трубу, открытую на конце, то количество жидкости, вытекающее из сосуда в единицу времени, будет не только значительно менее определяемого формулой $V_{\text{сек}} = f w_0$, но при некоторой значительной длине трубы истечение жидкости может даже вообще прекратиться.

Происходит это за счет трения жидкости о стенки трубы, которое и обуславливает уменьшение скорости протекания.

Если приделать к трубе ряд вертикальных трубок на любых расстояниях друг от друга, то жидкость в них поднимется до некоторой высоты. Высота поднятия есть мера давления, действующего в месте прикрепления трубки.

Из опыта получается, что в случае трубы с постоянным сече-

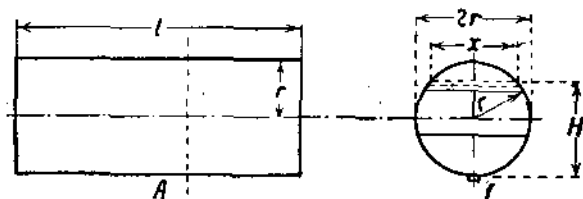


Рис. 8. примеру 10.

нием верхние уровни во всех трубках лежат на прямой, проходящей от поверхности воды в сосуде к открытому концу трубы. Отсюда следует, что уменьшение давления при постоянном сечении трубопровода пропорционально длине его.

Если труба, через которую происходит истечение, настолько широка, что жидкость вытекает с заметной скоростью, то это значит, что в трубе теряется на преодоление трения лишь часть напора. Это сказывается тогда на высоте поднятия жидкости в трубках, приделанных к трубопроводу. Уровни жидкости в этих трубках будут также лежать на одной наклонной прямой, но эта прямая будет теперь начинаться не у верхнего уровня жидкости в сосуде, а значительно ниже, причем ее расстояние от уровня жидкости в сосуде будет тем больше, чем больше скорость протекания.

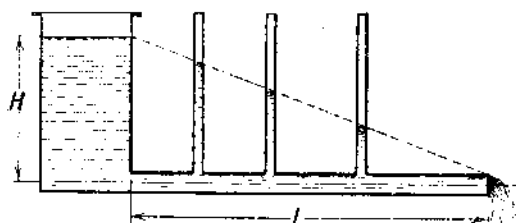


Рис. 9.

Схема такого протекания представлена на рис. 10. Если точка А лежит на расстоянии h_d ниже уровня жидкости в сосуде и на расстоянии h_s выше центра тяжести сечения трубопровода, то мы имеем: H — общий напор в м, h_s — высота давления или статический напор в м, h_d — скоростной или динамический напор в м, h_v — потерянный напор в м.

В любом сечении трубопровода за счет трения будет иметь место уменьшение статического напора, т. е. будет иметь место потерянный напор h_v .

Высота давления h_s есть та часть общего напора, которая идет на преодоление трения; энергия, соответствующая высоте давления, уменьшается вдоль всей трубы пропорционально ее длине. Высота скорости или скоростной напор h_d дает ту часть энергии, с которой жидкость вытекает из отверстия; скоростной напор и дает нам ту скорость, с которой жидкость вытекает из трубы, т. е.

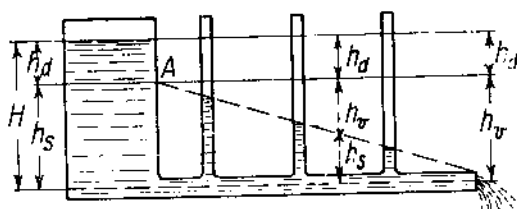


Рис. 10.

$$w = \sqrt{2gh_d} \text{ м/сек.} \quad (18)$$

Для любого сечения горизонтального трубопровода общий напор равен сумме статического (h_s), скоростного (h_d) и потерянного (h_v) напора, т. е. имеет место равенство:

$$H = h_{s1} + h_{d1} + h_{v1} = h_{s2} + h_{d2} + h_{v2} = \text{const},$$

или, заменяя h_d его значением из ур-ния (18), а именно

$$h_d = \frac{w^2}{2g}, \quad (18a)$$

имеем:

$$H = h_{s1} + \frac{w_1^2}{2g} + h_{v1} = h_{s2} + \frac{w_2^2}{2g} + h_{v2} = \text{const.} \quad (19)$$

Последнее ур-ние (19) есть ур-ние Бернулли; его можно вывести из следующих рассуждений.

Вывод уравнения Бернулли. Допустим, как это представлено на рис. 11, что мы имеем трубопровод, не горизонтальный, не прямолинейный и не постоянного поперечного сечения, по которому непрерывно протекает вязкая жидкость, практически не сжимаемая, причем движение ее является вполне установившимся, т.е. таким, при котором скорость и давление частичек жидкости в любой точке трубопровода не изменяются со временем.

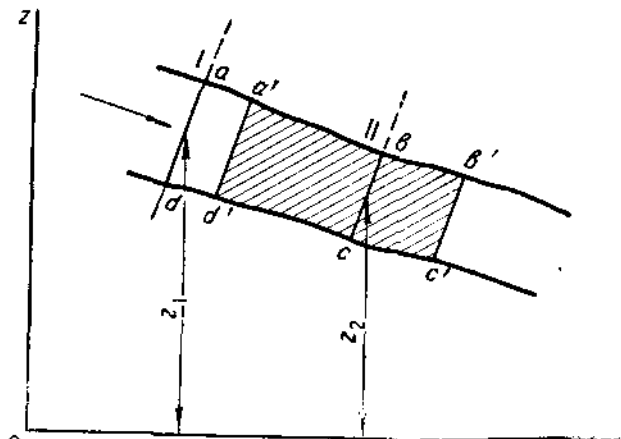


Рис. 11.

Выделим двумя сечениями I и II, нормальными к оси, некоторый участок потока $abcd$ длиной l , считая по оси.

В некоторый момент времени τ выделенное пространство трубопровода заполнено сплошь частицами потока, каждая из которых обладает определенной скоростью. В момент времени $\tau + d\tau$ все эти частицы займут новое положение $a'b'c'd'$ и будут иметь новые значения скорости.

Обозначим: ρ — плотность жидкости в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$,

f_1 — площадь сечения в м^2 } в сечении I,

w_1 — скорость в $\text{м}/\text{сек}$

f_2 — площадь сечения в м^2 } в сечении II,

w_2 — скорость в $\text{м}/\text{сек}$

E — живая сила всех частиц выделенного участка в момент времени τ

$E + dE$ — живая сила всех частиц выделенного участка в момент времени $\tau + d\tau$.

Живую силу E можно разбить на две части, из коих первая будет представлять живую силу частиц, находящихся в проме-

жутке $aa'd'd$, обозначаемую нами через E_1 , и вторая — живую силу частиц, находящихся в пространстве $a'bcd'$, обозначаемую через E_1' .

Таким же образом разбиваем живую силу $E + dE$ на две части, а именно — на живую силу частиц участка $bb'c'c$, равную E_2 , и живую силу участка $a'bcd'$, равную E_2' .

Таким образом имеем:

$$E = E_1 + E_1',$$

$$E + dE = E_2 + E_2'.$$

При установившемся состоянии движения (при $w = \text{const}$ в каждой точке) живая сила участка $a'bcd'$ остается неизменной и следовательно:

$$E_1' = E_2'.$$

Приращение живой силы за промежуток времени $d\tau$ будет представлять собою разность

$$E + dE - E = E_2 - E_1,$$

откуда

$$dE = E_2 - E_1.$$

Обозначая массу жидкости на участке $aa'd'd$ — через m_1 , а на участке $bb'c'c$ — через m_2 , приращение живой силы можем выразить так:

$$dE = E_2 - E_1 = m_2 \frac{w_2^2}{2} - m_1 \frac{w_1^2}{2}.$$

Но масса жидкости может быть выражена как

$$m_1 = \rho f_1 w_1 d\tau,$$

$$m_2 = \rho f_2 w_2 d\tau.$$

Подставляя эти значения в уравнение приращения живой силы, получим:

$$dE = \rho f_2 w_2 d\tau \frac{w_2^2}{2} - \rho f_1 w_1 d\tau \frac{w_1^2}{2}.$$

По закону динамики приращение живой силы равно работе всех внешних действующих сил на выделенном участке потока. За промежуток времени $d\tau$ работу совершают:

1) сила давления на сечение I , равная P_1 , причем при среднем гидростатическом давлении p_1 эта сила совершает работу

$$dT_1 = p_1 f_1 w_1 d\tau;$$

2) сила давления на сечение II — P_2 , причем при среднем гидростатическом давлении p_2 эта сила совершает работу

$$dT_2 = -p_2 f_2 w_2 d\tau;$$

3) сила тяжести массы выделенного участка при перемещении из положения $abcd$ в положение $a'b'c'd'$, которая совершает работу

$$dT_3 = \gamma f_1 w_1 d\tau (z_1 - z_2);$$

4) сила трения на внутренней поверхности стенок трубы, равная $\tau_0 dF$, которая совершает работу

$$dT_4 = - \int_F \tau_0 dF w d\tau,$$

где: F — боковая поверхность стенок и
 w — любая промежуточная скорость на участке между сечениями I и II.

По закону живых сил:

$$dE = dT_1 - dT_2 + dT_3 - dT_4,$$

где: dT_2 и dT_4 взяты с минусом, как работы сил, направленных в сторону, обратную направлению движения.

Подставляя в последнее ур-ние значения всех величин из предыдущих равенств, получим:

$$\rho f_2 w_2 d\tau \frac{w_2^2}{2} - \rho f_1 w_1 d\tau \frac{w_1^2}{2} = p_1 f_1 w_1 d\tau - p_2 f_2 w_2 d\tau + \\ + \gamma f_1 w_1 d\tau (z_1 - z_2) - \int_F \tau_0 dF w d\tau,$$

или, сокращая обе части ур-ния на $f_1 w_1 d\tau$ и зная при этом, что при постоянном расходе жидкости имеет место равенство

$$V_{\text{рек}} = w_1 f_1 = w_2 f_2,$$

получаем:

$$\rho \frac{w_2^2}{2} - \rho \frac{w_1^2}{2} = p_1 - p_2 + \gamma (z_1 - z_2) - \int_F \frac{\tau_0 dF w d\tau}{f_1 w_1 d\tau},$$

или, подставляя значение $\rho = \frac{\gamma}{g}$ и деля обе части уравнения на γ , имеем:

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 - \frac{1}{\gamma f_1 w_1} \int_F \tau_0 dF w.$$

Обозначая

$$\frac{1}{\gamma f_1 w_1} \int_F \tau_0 dF w = h_s,$$

получим:

$$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_s. \quad (20)$$

Последнее ур-ние и есть ур-ние Бернулли, в котором величину $\frac{w_1^2}{2g} = h_v$ называют скоростным напором или скоростной высотой. Размерность ее есть длина, так как

$$\frac{w^2}{2g} = \left| \frac{\text{м}^2 \cdot \text{сек}^2}{\text{сек}^2 \cdot \text{м}} \right| = (\text{м}).$$

Величины $\frac{P}{\gamma} = h_p$ — пьезометрические высоты, размерность которых также есть длина, так как

$$\frac{P}{\gamma} = \left| \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^3 \cdot \text{кг}} \right| = (\text{м})$$

z — нивелирная высота, размерность которой тоже длина, h_p — представляет работу, затрачиваемую на преодоление сил трения на всей боковой поверхности F , т. е. потерянный напор, размерность которого тоже длина, так как

$$h_p = \frac{1}{G} \int z_0 dF w = \left[\frac{1}{\text{кг}} \cdot \frac{\text{кг} \cdot \text{сек} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек}} \right] = (\text{м}).$$

где G вес протекающей жидкости в $\text{кг}/\text{сек}$.

Ур-ние Бернулли можно написать и так:

$$h_{a1} + h_{s1} + z_1 = h_{a2} + h_{s2} + z_2 + h_{r2}. \quad (\text{A})$$

Теперь, взяв на трубопроводе участок от сечения I до любого сечения III , по предыдущему можем написать:

$$h_{a1} + h_{s1} + z_1 = h_{a3} + h_{s3} + z_3 + h_{r3}. \quad (\text{B})$$

Вычитая почленно из ур-ния A ур-ние B , получим:

$$h_{a2} + h_{s2} + z_2 + h_{r2} = h_{a3} + h_{s3} + z_3 + h_{r3} = \text{const}, \quad (20a)$$

или

$$\frac{w^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + h_p + z = \text{const}. \quad (20b)$$

Последнее ур-ние словами можно выразить так: для любого сечения трубопровода сумма напоров скоростного, статического, потерянного и нивелирного есть величина постоянная.

Для горизонтального трубопровода $z_1 = z_3 = \text{const}$ и следовательно в этом случае ур-ние Бернулли принимает вид:

$$h_a + h_s + h_p = \text{const}, \quad (20c)$$

или

$$\frac{w^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + h_p = \text{const}. \quad (20d)$$

Ур-ние Бернулли является частным случаем закона сохранения энергии, который для жидкости, перемещающейся без трения, т. е. при отсутствии потерь энергии, можно выразить так: для любого сечения трубопровода, в котором отсутствуют силы трения сумма энергий кинетической $\left(\frac{w^2}{2g}\right)$ и потенциальной $\left(\frac{P}{\gamma}\right)$ движущейся по нему жидкости остается величиной постоянной. При изменении сечения трубопровода за счет изменения скорости часть энергии потенциальной может перейти в кинетическую (при суже-

нии) и наоборот (при расширении), часть энергии кинетической может переходить в потенциальную, причем общее количество энергии остается неизменным. В реальных трубопроводах имеют место силы трения, на преодоление которых будет расходоваться некоторая часть энергии и общее количество энергии будет по длине трубопровода непрерывно уменьшаться за счет перехода энергии потенциальной в энергию потерянную. При истечении жидкости из трубы в открытое пространство в сечении истечения, как это видно на рис. 10, вся потенциальная энергия, т. е. весь статический напор, переходит в потерянный, и общее количество энергии в отверстии истечения из трубы можно выразить так

$$H = \frac{w^2}{2g} + h_e. \quad (21)$$

5. Сопротивления в трубопроводах

Потеря напора в трубопроводах обуславливается наличием сопротивлений, которые должна преодолеть текущая масса жидкости на своем пути. Эти сопротивления бывают двух родов:

- 1) сопротивление трения жидкости о стенки;
- 2) местные сопротивления, возникающие за счет изменения направления движения и вообще за счет изменения геометрической формы трубопровода.

При отсутствии сопротивлений и при наличии общего напора H по ур-нию (21) скорость протекания жидкости по трубопроводу выразилась бы величиной, равной скорости истечения

$$w_0 = \sqrt{2gH}.$$

Фактически же в реальных трубопроводах часть общего напора будет расходоваться на преодоление сопротивлений, и реальная скорость w будет значительно меньше w_0 .

Обозначая сопротивления через:

$$h_{e1} + h_{e2} + h_{e3} + \dots + h_{en},$$

ур-ние (21) можно написать так:

$$H = \frac{w^2}{2g} + h_{e1} + h_{e2} + h_{e3} + \dots + h_{en}.$$

Если бы в трубе не было сопротивлений, то каждая из величин, составляющих потерянный напор, сообщила бы жидкости соответствующие скорости $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ и имело бы место равенство

$$w_0 = w + w_1 + w_2 + w_3 + \dots + w_n.$$

При фактической скорости протекания w скоростной напор, т. е. напор, которым обуславливается скорость w , выражается величиной

$$h_d = \frac{w^2}{2g}.$$

Сопротивления $h_{v1} + h_{v2} + h_{v3} + \dots + h_n$ можно выразить в долях от скоростного напора, а именно так:

$$h_{v1} = \zeta_1 h_d = \zeta_1 \frac{w^2}{2g};$$

$$h_{v2} = \zeta_2 h_d = \zeta_2 \frac{w^2}{2g};$$

$$h_{vn} = \zeta_n h_d = \zeta_n \frac{w^2}{2g},$$

где величины $\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_n$ — коэффициенты сопротивления, представляющие собой доли от скоростного напора, в общем виде выражающиеся как

$$\zeta_n = \frac{h_{vn}}{h_d}.$$

При этих условиях общий напор может быть выражен так:

$$H = \frac{w^2}{2g} + \zeta_1 \frac{w^2}{2g} + \zeta_2 \frac{w^2}{2g} + \dots + \zeta_n \frac{w^2}{2g},$$

или окончательно

$$H = \frac{w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta). \quad (22)$$

Фактическая скорость протекания при наличии сопротивлений в трубопроводе может быть выражена так:

$$w = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \Sigma \zeta}}. \quad (23)$$

Таким образом, чтобы определить скорость протекания жидкости по трубопроводу при заданном напоре по ур-нию (23), или, наоборот, общий напор при заданной скорости по ур-нию (22), необходимо знать сумму всех коэффициентов сопротивлений $\Sigma \zeta$, учитывающих как сопротивление трения, так и все местные сопротивления.

Сопротивление трения жидкости о стенки. Сопротивление трения обуславливается плотностью и вязкостью жидкости, а также ее скоростью и будет тем больше, чем больше длина трубопровода и чем меньше диаметр трубы; при этом очевидно существенное значение будет играть характер движения.

Практически коэффициент сопротивления трения можно выразить так:

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}, \quad (24)$$

где: l — общая длина трубопровода в м, d — диаметр трубопровода в м, λ — коэффициент внешнего трения.

Коэффициент внешнего трения можно выразить как функцию критерия Рейнольдса, т. е. как

$$\lambda = f(Re),$$

причем характер этой функции будет зависеть от характера движения, т. е. для движения ламинарного эта функция будет иная, чем при турбулентном движении.

При ламинарном движении значение функции $\lambda = f(Re)$ легко находится теоретически.

Если обозначить: p_1 — давление в начальном пункте трубопровода в $\text{кг}/\text{м}^2$, p_2 — давление в конечном пункте трубопровода в $\text{кг}/\text{м}^2$, d — диаметр трубопровода в м , μ — вязкость жидкости в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, $\rho = \frac{\gamma}{g}$ — плотность жидкости в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$, l — длину трубопровода в м , w — скорость протекания в $\text{м}/\text{сек}$, то в случае ламинарного движения теоретически можно вывести уравнение расхода Пуазейля, которое имеет вид:

$$V_{\text{сек}} = \frac{(p_1 - p_2) \pi d^4}{128 \mu l} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (25)$$

Подставляя в это уравнение значение расхода, равное

$$V_{\text{сек}} = \frac{\pi d^3}{4} w \text{ м}^3/\text{сек},$$

и решая это уравнение относительно скорости, имеем:

$$w = \frac{p_1 - p_2}{32 \mu l} d^2 \text{ м}/\text{сек}.$$

Отсюда падение давления найдем, как

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{32 w \mu l}{d^2},$$

или, деля обе части уравнения на γ , получим:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = h_v = \frac{32 w \mu l}{d^2 \gamma}.$$

Но по предыдущему

$$h_v = \zeta \frac{w^2}{2g},$$

и, следовательно,

$$\frac{32 \mu w l}{d^2 \gamma} = \zeta \frac{w^2}{2g},$$

откуда

$$\zeta = 64 \frac{l}{d} \frac{\mu g}{dw \gamma} = 64 \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{Re},$$

или

$$\zeta = \frac{64}{Re} \frac{l}{d}. \quad (26)$$

Сравнивая полученное значение ζ с вышепринятым $\zeta = \lambda \frac{l}{d}$, мы

приходим к выводу, что коэффициент внешнего трения при ламинарном движении выражается величиной

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (26a)$$

а потеря напора на сопротивление трения — величиной

$$h_t = \xi \frac{w^2}{2g} = \frac{64}{Re} \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}. \quad (26b)$$

При турбулентном движении теоретическим путем значение функции $\lambda = f(Re)$ вывести не удастся, а поэтому приходится отыскивать значение этой функции опытным путем. Для этого случая общей единой формулы нет, а есть целый ряд эмпирических формул, найденных различными исследователями, часть которых мы здесь и приведем.

1. Формула Фламана. Фламан опытным путем нашел для воды при 15° следующее выражение для коэффициента внешнего трения при турбулентном потоке

$$\lambda = \frac{a}{\sqrt[4]{wd}}, \quad (27)$$

где: a имеет значения от 0,0104 до 0,0122 для свинцовых, жестяных и стеклянных труб и $a = 0,018$ для старых железных труб.

2. Формула Ланга. Для воды на основании 300 опытов Ланг нашел формулу

$$\lambda = a + \frac{b}{\sqrt{wd}}, \quad (27a)$$

где для гладких труб $a = 0,012$ и $b = 0,018$.

Для труб с незначительными неровностями на внутренней поверхности $a = 0,02$ и $b = 0,0018$.

3. Формула Вейсбаха для воды при $d > 0,1$ м и $w > 2$ м/сек:

$$\lambda = 0,01439 + \frac{0,00947}{\sqrt{w}}. \quad (27b)$$

4. Формула Дарси. Для воды при $d < 0,5$ м:

$$\lambda = 0,0199 + \frac{0,000508}{d}. \quad c)$$

Все эти формулы позволяют с достаточной степенью точности вычислить потери напора при турбулентном движении только для воды.

В последнее время найден также ряд формул, позволяющих вычислять коэффициент внешнего трения при турбулентном движении для любой жидкости в зависимости от значения критерия Рейнольдса.

5. Формула Блазиуса. По нашему мнению наиболее удобной для практических расчетов, позволяющей вычислить λ для любой жидкости и любого газа, является формула Блазиуса (или

(Шафо-Шедера) справедливая для гладких труб в пределах значения Re до 70 000:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (28)$$

6. Формула Лиса. Для больших значений Re можно пользоваться формулой Лиса, с которой можно оперировать при значениях Re от 2320 до 460 000:

$$\lambda = 0,072 + \frac{0,6104}{Re^{0,31}} \quad (28a)$$

Местные сопротивления. Число местных сопротивлений для различных трубопроводов не одинаково. Рассмотрим здесь только наиболее часто встречающиеся.

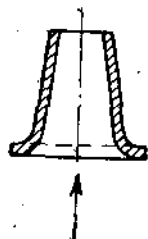


Рис. 12.

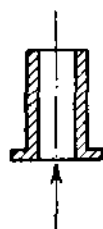


Рис. 13.



Рис. 14.

1. Коэффициент сопротивления при истечении жидкости из трубы или при входе в нее:

а) при хорошо закругленном отверстии $\zeta = 0,065$ (рис. 12),

б) при отверстии с острыми краями $\zeta = 1,78$ (рис. 13).

2. При внезапном центральном уширении сечения (рис. 14), если жидкость переходит из узкого сечения F_1 в широкое F_2 , происходит уменьшение скорости от w_1 до w_2 , при этом имеет место потеря напора, равная

$$h_v = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g}.$$

Подставляя сюда значение w_2 из уравнения непрерывности расхода

$$F_1 w_1 = w_2 F_2,$$

т.е.

$$w_2 = \frac{F_1}{F_2} w_1,$$

получим:

$$h_v = \frac{\left(w_1 - w_1 \frac{F_1}{F_2}\right)^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 = \zeta \frac{w_1^2}{2g},$$

откуда

$$\zeta = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \quad (29)$$

3. При внезапном переходе из широкого сечения в узкое (рис. 15) коэффициент сопротивления выражается такой же формулой, как и для случая внезапного уширения, с той только разницей, что здесь принимается во внимание коэффициент сжатия струи ψ , равный в среднем 0,64:

$$\zeta = \left(\frac{1}{\psi} - \frac{F_2}{F_1} \right)^2. \quad (30)$$



Рис. 15.

4. Сопротивление в диафрагмах, представленных на рис. 16 по Вейсбаху, находится в нижеприведенной зависимости от отношения $\frac{F_1}{F_2}$:

$\frac{F_1}{F_2}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ для случая <i>a</i>	232	51	20	9,6	5,3	3,1	1,9	1,2	0,74	0,48
ζ для случая <i>b</i>	226	48	17,5	7,8	3,8	1,8	0,8	0,3	0,06	—

5. Сопротивление в коленах трубопроводов (рис. 17) зависит от угла наклона колена. Если обозначим угол наклона через α , то по Вейсбаху

$$\zeta = \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2 \sin^4 \frac{\alpha}{2}. \quad (31)$$

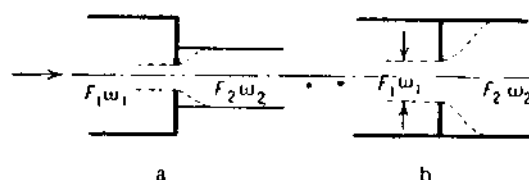


Рис. 16.

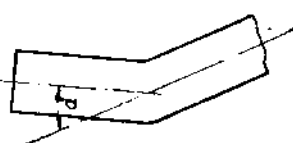


Рис. 17.

При круглом сечении значения ζ можно брать из таблицы:

$\alpha = 20^\circ$	40°	60°	80°	90°	100°	120°	140°	160°	180°
$\zeta = 0,09$	$0,14$	$0,37$	$0,75$	$1,00$	$1,27$	$1,87$	$2,43$	$2,85$	$3,00$

6. Сопротивление в отводах или закруглениях (рис. 18) принимают равным:

$$h_s = \zeta \frac{w^2}{2g}.$$

При этом в случае круглого сечения:

$$\zeta = \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{R} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{\alpha^\circ}{90^\circ}. \quad (32)$$

$d:R$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0
ζ	0,14	0,16	0,20	0,3	0,44	1,00	2,0

На практике обычно имеем в трубопроводах $R=3d$ и следовательно обычно:

$$\zeta \approx 0,14.$$

При прямоугольном сечении:

$$\zeta = \left[0,124 + 0,274 \left(\frac{d}{R} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{\alpha^\circ}{90^\circ}.$$

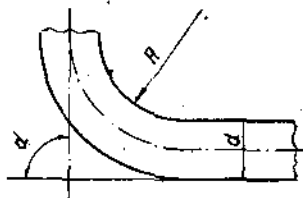


Рис. 18.

7. Сопротивление дроссельного клапана (рис. 19) в зависимости от величины угла наклона (α) принимают:

$\alpha =$	5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°
$\zeta =$	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751

8. Сопротивление крана в круглой трубе (рис. 20) принимают в зависимости от угла поворота (α) крана:

$\alpha =$	5	10	20	30	40	45	50	60	65
$\zeta =$	0,05	0,29	1,56	5,17	17,3	31,2	52,6	206	486

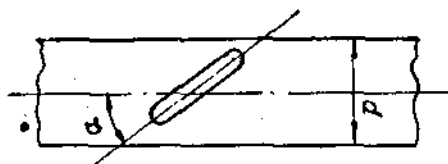


Рис. 19.



Рис. 20.

9. Сопротивление вентиля зависит от степени их открытия. Практически вообще для полностью открытого вентиля можно принимать $\zeta = 0,6$.

Таблица 2

Гидравлическое сопротивление башенных насадок при прохождении через них воздуха

Насадка	% свободн. сечения	Поверхность контакта на 1 м³	Вес кг/м³	Коэффициент сопротивл. на 1 поз. м
Кокс в кусках 7—8 см	58	42	470	170
Кольца Рашига 2,5 "	73	190	650	800
1,1 "	95	300	—	1000
Кварц 5 см	45	63	1420	800
7,5 см	45	43	1380	25
1,5 "	44	21	1440	11
2,5 "	47	167	1420	200
Фасонные части	48	50	1100	—
Спираль	70	75	650	100
Призмы	50	45	1250	—

10. Большое значение имеют сопротивления башенных насадок или наполнений. В химической технике очень часто приходится иметь дело с башнями и колонными аппаратами, заполненными теми или иными телами с целью увеличить поверхность соприкосновения между взаимодействующими веществами. В табл. 2 приведена характеристика некоторых насадок и коэффициент гидравлического сопротивления на 1 лог. м насадки при прохождении через нее воздуха.

Пример II. По горизонтальному трубопроводу требуется подать в час 21 200 кг 60%-ной серной кислоты при температуре 15°. Определить высоту напора, необходимую для подачи кислоты, если диаметр трубопровода 50 мм, общая длина 200 м и на всей длине трубопровода имеются 5 отводов и два вентиля.

Решение. Удельный вес 60%-ной серной кислоты при 15° = 1500 кг/м³. Вязкость кислоты при 15° по номограмме 2:

$$\mu = \frac{8,5 \cdot 0,01}{98,1} \approx 86,6 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

Плотность:

$$\rho = \frac{1500}{9,81} \approx 153 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

Сечение трубопровода:

$$F = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 0,001963 \text{ м}^2.$$

Скорость протекания кислоты при заданных условиях:

$$w = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{21200}{1500 \cdot 3600 \cdot 0,001963} \approx 2 \text{ м/сек}.$$

Величина критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{2 \cdot 0,05 \cdot 153 \cdot 10^5}{86,6} \approx 17600 > Re_{\text{кр}}.$$

Так как движение турбулентное, находим коэффициент внешнего трения по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{17600}} \approx 0,0243.$$

Коэффициент сопротивления трения:

$$\zeta_1 = \lambda \frac{l}{d} = 0,0243 \frac{200}{0,05} \approx 97,2.$$

Сопротивление в 5 отводах:

$$\zeta_2 = 5 \cdot 0,14 = 0,7.$$

Сопротивление в 2 вентилях:

$$\zeta_3 = 2 \cdot 0,6 = 1,2.$$

Сопротивление при входе и выходе:

$$\zeta_4 = 2 \cdot 1,78 = 3,56.$$

Сумма всех сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = 97,2 + 0,7 + 1,2 + 3,56 \approx 102,66.$$

Потребный напор:

$$H = \frac{w^2}{2g} (1 + \sum \zeta) = \frac{2^2}{19,62} (1 + 102,66) \approx 21,2 \text{ м},$$

или

$$p_1 - p_2 = \gamma H = 1500 \cdot 21,2 = 31800 \text{ кг/м}^2 = 3,18 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 12. В деревянном чану, представленном на рис. 21, ведется охлаждение водой при помощи змеевика из железных труб $d = 50$ мм, диаметр витка змеевика 2000 мм, число витков 8,5, высота змеевика 1700 мм. Вода поступает в змеевик из магистрали при температуре 12° и выходит в водосток при температуре 18° , причем в час расходуют 7 м³ воды. Определить потерю напора в змеевике.

Решение. Расход воды:

$$V_{\text{сек}} = \frac{7}{3600} \approx 0,00195 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Сечение змеевика:

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,001963 \text{ м}^2.$$

Скорость протекания воды:

$$w = \frac{0,00195}{0,001963} \approx 1 \text{ м/сек}.$$

Длина змеевика с подводкой (рис. 21):

$$l = \sqrt{(8,5 \cdot 3,14 \cdot 2)^2 + 1,7^2} + 5 + 0,5 + 0,5 \approx 60 \text{ м}.$$

Плотность воды:

$$\rho = \frac{1000}{9,81} \approx 102 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

Вязкость воды при средней температуре ее, равной по условию:

$$t = \frac{12 + 18}{2} = 15^\circ,$$

по номограмме 2:

$$\mu = \frac{1,15 \cdot 0,01}{98,1} = 117 \cdot 10^{-6}.$$

Величина критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0,05 \cdot 102 \cdot 10^3}{117} \approx 43700 > Re_{\text{кр}}.$$

Движение турбулентное, следовательно коэффициент сопротивления трения можно найти по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{43700}} \approx 0,022$$

и

$$\zeta_1 = \lambda \frac{l}{d} = 0,022 \frac{60}{0,05} \approx 26,4.$$

Сопротивление за счет 8 поворотов с углом $\alpha = 360^\circ$ находим по формуле:

$$\zeta_2 = \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{R} \right)^{3,5} \right] \frac{\alpha}{50} \cdot 8.$$

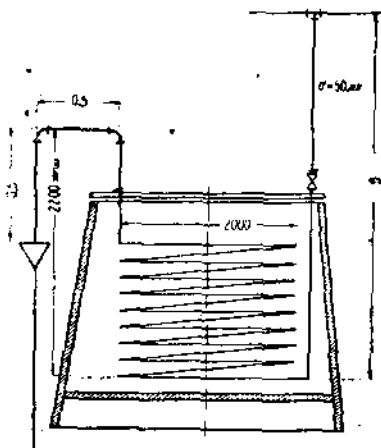


Рис. 21. К примеру 12.

По условию имеем:

$$\frac{d}{R} = \frac{0,05}{1} = 0,05;$$

поэтому:

$$\zeta_2 = [0,13 + 0,16 \cdot (0,05)^{3,5}] \frac{360}{90} \cdot 8 \approx 4,2.$$

Сопротивления: при выходе $\zeta_3 = 1,78$,
в 4 отводах $\zeta_4 = 4 \cdot 0,14 = 0,56$,
в вентиле $\zeta_5 = 0,6$.

Сумма всех сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = 26,4 + 4,2 + 1,78 + 0,56 + 0,6 \approx 33,54.$$

Потеря напора, считая в том числе и скоростной напор, будет:

$$H = \frac{w^3}{2g} (1 + \Sigma \zeta) = \frac{1^3}{2 \cdot 9,81} (1 + 33,54) \approx 1,76 \text{ м},$$

или

$$p_1 - p_2 = \gamma H = 1000 \cdot 1,76 = 1760 \text{ кг/м}^2 = 0,1760 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 13. Трубчатый теплообменник с внутренним диаметром 1100 мм состоит из 8 секций по 27 трубок диаметром 38/43 мм и длиной 2,5 м. Внутри трубок протекает жидкость удельного веса 0,9 кг/л и вязкостью 8 сантипуаз; в междутрубном пространстве протекает вода при средней температуре 25°. Каковы будут напоры, потребные для проталкивания жидкости и воды, если жидкости протекает 50 м³/час, а воды — 75 м³/час?

Решение

1. Напор, потребный для проталкивания жидкости по трубкам.

1. Расход жидкости:

$$V_{\text{сек}} = \frac{50}{3600} \approx 0,0139 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

2. Свободное сечение 27 трубок каждой секции:

$$F = \frac{27 \cdot \pi d^2}{4} = \frac{27 \cdot 3,14 \cdot 0,038^2}{4} \approx 0,034 \text{ м}^2.$$

3. Скорость протекания жидкости:

$$w = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{0,0139}{0,034} \approx 0,41 \text{ м/сек}.$$

4. По условию:

$$\rho = \frac{900}{9,81} \approx 88,3 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

$$\mu = \frac{8 \cdot 0,01}{98,1} = 0,000825 = 82,5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

5. Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu} = \frac{0,4 \cdot 0,038 \cdot 88,3 \cdot 10^5}{82,5} \approx 1710 < Re_{\text{кр}}.$$

что указывает на ламинарный характер движения.

6. Коэффициент внешнего трения:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1710} = 0,0375.$$

7. Коэффициент сопротивления в 8 секциях:

$$\zeta_1 = \lambda \frac{l}{d} \cdot 8 = 0,0375 \frac{2,5 \cdot 8}{0,038} \approx 18,8.$$

8. Сопротивление при входе и выходе жидкости в аппарат и из аппарата и при входе и выходе в трубы каждой секции:

$$\zeta_2 = (2 + 2 \cdot 8)1,78 = 32.$$

9. Сумма всех сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = 18,8 + 32 = 50,8.$$

10. Потребный напор:

$$H = \frac{w^2}{2g} \left(1 + \Sigma \zeta \right) = \frac{0,41^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 51,8 \approx 0,43 \text{ м.}$$

или

$$p_1 - p_2 = \gamma H = 900 \cdot 0,43 = 387 \text{ кг/м}^2 = 0,0387 \text{ кг/см}^2.$$

II. Напор, потребный для проталкивания воды.

1. Расход воды:

$$V_{\text{сек}} = \frac{75}{3600} = 0,021 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

2. Площадь свободного сечения аппарата:

$$F = \frac{\pi d_a^2}{4} - 27 \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,1^2}{4} - \frac{27 \cdot 3,14 \cdot 0,043^2}{4} = 0,91 \text{ м}^2,$$

где по условию $d_a = 1,1 \text{ м}$
 $d_1 = 0,043 \text{ м}.$

3. Скорость протекания воды:

$$w = \frac{0,021}{0,91} = 0,023 \text{ м/сек.}$$

4. Гидравлический радиус аппарата $r_g = \frac{F}{\Pi}$, а эквивалентный диаметр:

$$d = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4 \cdot 3,14}{3,14 \cdot d_a + 27 \cdot 3,14 d_1} (d_a^2 - 27 d_1^2) = \frac{d_a^2 - 27 d_1^2}{d_a + 27 d_1} = \frac{1,1^2 - 27 \cdot 0,043^2}{1,1 + 27 \cdot 0,043} \approx 0,51 \text{ м}$$

5. Плотность воды $\rho \approx 102 \text{ кг/сек}^2/\text{м}^4.$

Вязкость при $25^\circ \text{C} \mu = \frac{0,9 \cdot 0,01}{98,1} \approx 9,15 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu} = \frac{0,023 \cdot 0,51 \cdot 102 \cdot 10^6}{9,15} = 13050 > Re_{\text{кр.}}$$

6. Коэффициент внешнего трения по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{13050}} \approx 0,0295 \approx 0,03.$$

7. Коэффициент сопротивления трения:

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d} = 0,03 \frac{2,5}{0,51} \approx 0,147 \approx 0,15.$$

8. Сопротивление при входе и выходе:

$$\zeta = 2 \cdot 1,78 = 3,56.$$

9. Сумма сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = 0,15 + 3,56 = 3,71.$$

10. Потребный напор:

$$H = \frac{w^2}{2g} \left(1 + \sum \xi \right) = \frac{0,023^2}{19,62} \cdot 4,71 \approx 0,000127 \text{ м.}$$

или

$$p_1 - p_2 = \gamma H = 0,000127 \cdot 1000 = 0,127 \text{ кг/м}^2 = 0,127 \text{ мм вод. ст.}$$

В. Насосы для жидкостей

Перемещение жидкостей осуществляется за счет разности давлений между начальным и конечным пунктами трубопровода. В тех случаях, когда надо передавать жидкость с высшего уровня на низший, перемещение осуществляется естественным током, при этом разность уровней жидкости должна быть достаточной как для создания заданной скорости, так и для преодоления всех сопротивлений.

В тех случаях, где надо передавать жидкость с низшего уровня на высший или по горизонтали, прибегают к устройству насосов, причем под насосом мы понимаем вообще механизм или приспособление, предназначенное для перемещения жидких тел из области низшего давления (пространства всасывания) в область высшего давления (пространства нагнетания).

Перемещение или подъем жидкости в насосах может производиться:

- а) поршнями в поршневых насосах;
- б) быстро вращающимися лопастными колесами в центробежных насосах;
- в) давлением воздуха или пара в сифонах, монтежу, пульзометрах;
- г) движущейся струей воды или воздуха и пара в струйчатых насосах.

Соответственно этому различают насосы: поршневые, центробежные, монтежу, водоструйные и пароструйные.

6. Поршневые насосы

Принцип действия. Основные части, свойственные всем поршневым насосам, таковы: 1) цилиндр или кожух насоса, 2) движущийся в нем поршень, за счет попеременно-возвратного движения которого осуществляется всасывание жидкости в цилиндр и выталкивание ее из цилиндра, и 3) клапаны в количестве не менее двух, периодически соединяющие пространство цилиндра с пространством всасывания и нагнетания.

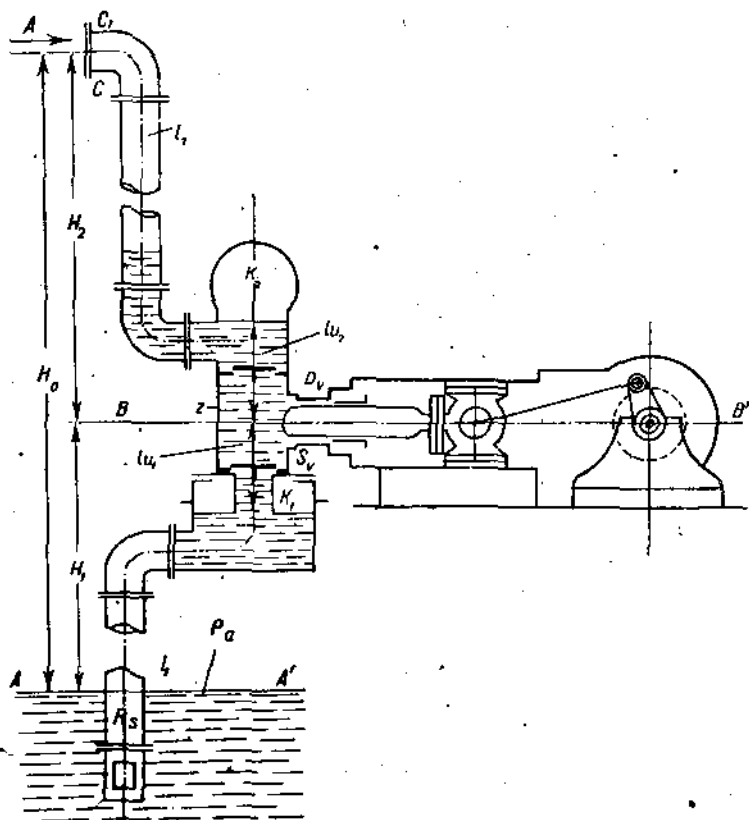
По способу приведения в действие различают насосы: а) приводные, действующие от трансмиссии, б) прямодействующие, непосредственно соединенные с электродвигателем или с паровой машиной.

По расположению поршня, различают насосы: а) вертикальные и б) горизонтальные.

По способу действия различают поршневые насосы: а) простого действия, б) двойного и многократного действия и в) дифференциальные.

Рассмотрим устройство и способ действия насосов, группируя их по последнему признаку, т. е. в зависимости от способа действия.

Насосы простого действия. Насосами простого или одинарного действия называют такие поршневые насосы, у которых за один оборот вала или за два хода поршня жидкость один раз всасывается в насос и один раз выталкивается из него.



22. Горизонтальный поршневой насос простого действия.

В зависимости от того, производит ли поршень только всасывание жидкости или и всасывание и нагнетание, различают насосы: 1) только всасывающие и 2) всасывающие и нагнетающие.

На рис. 22 представлена схема поршневого насоса одинарного действия с горизонтально расположенным поршнем (плунжером). При ходе поршня вправо в цилиндре 2 образуется разреженное пространство. Жидкость под действием атмосферного давления поднимается при этом по всасывающей трубе R_s , проходит через открывшийся при этом клапан S_v и заполняет пространство цилиндра. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан давлением жидкости закрывается, а нагнетательный клапан D_v

открывается, при этом жидкость вытесняется в нагнетательный трубопровод.

Подъем жидкости в насосе при помощи атмосферного давления называют всасыванием, выталкивание же жидкости из цилиндра при обратном ходе поршня называют нагнетанием.

На рис. 23 приведена схема насоса простого действия с вертикально расположенным поршнем (SV — всасывающий клапан, DV — нагнетательный клапан).

К насосам простого действия принадлежат также насосы с проходным или дисковым поршнем. Особенностью

Рис. 23. Схема вертикального насоса простого действия.

этого типа насоса, схематически изображенного на рис. 24, является поршень H , снабженный кольцевым нагнетательным клапаном D . При ходе поршня вверх происходит засасывание жидкости под поршнем и одновременно выталкивание жидкости, находящейся над поршнем. При ходе поршня вниз жидкость, находящаяся под поршнем, вытесняется поршнем и проходит через нагнетательный клапан в верхнюю

часть цилиндра. Таким образом за один ход поршня происходит и всасывание и нагнетание жидкости, другой же ход является холостым, что и обуславливает значительную неравномерность в работе таких насосов.

Насосы двойного действия. В насосах двойного действия всасывание и нагнетание происходит при каждом ходе поршня. Насосы двойного действия можно рассматривать как бы состоящими из двух односторонних насосов. Они имеют четыре клапана и один или два плунжера.

На рис. 25 схематически представлен насос с одним плунжером. При больших высотах нагнетания применяются дисковые поршни. Работа насоса (рис. 25) происходит так: при ходе поршня вправо

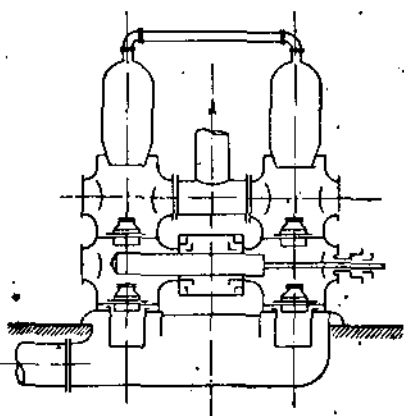


Рис. 25. Схема насоса двойного действия.

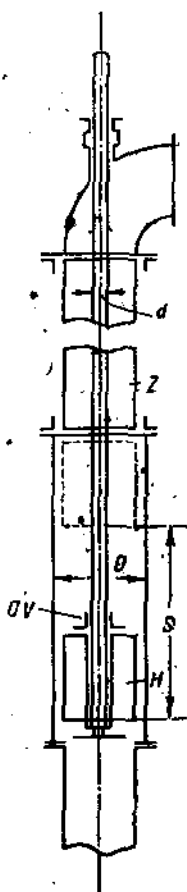


Рис. 24. Насос с дисковым поршнем.

левая часть поршня всасывает, а правая из правого цилиндра нагнетает жидкость; при обратном ходе, наоборот, в правом цилиндре происходит всасывание, а в левом — нагнетание.

Насосы этого типа строятся как горизонтальными, так и вертикальными.

Дифференциальные насосы. Эти насосы отличаются тем, что в них всасывание жидкости происходит за один ход, а нагнетание — за два хода. Делают их как горизонтальными так, и вертикальными.

На рис. 26 представлен дифференциальный насос горизонтального типа. При движении поршня вправо в левой камере происходит всасывание жидкости, а в правой — выталкивание. При обратном ходе поршня (влево)

всасывающий клапан SV закрывается и жидкость через открывшийся нагнетательный клапан DV выталкивается из левой камеры в правую, а так как объем последней меньше на величину объема, занимаемого штоком поршня, часть жидкости при этом выталкивается в нагнетательный трубопровод. Подбирая соответствующие сечения поршня и штока, можно достичь вполне равномерной подачи жидкости при прямом и обратном ходе, как и в насосах двойного действия. От последних дифференциальный насос выгодно отличается тем, что имеет меньшее число клапанов.

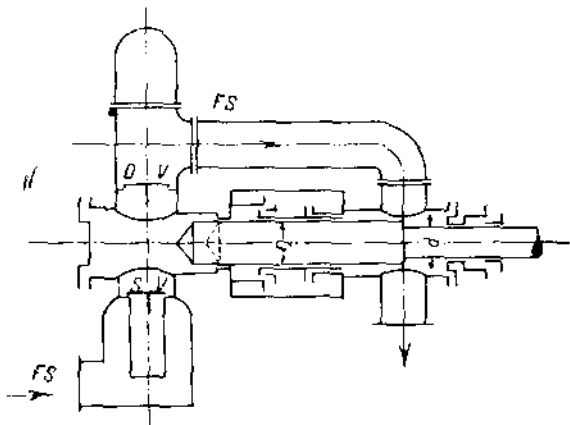


Рис. 26. Схема дифференциального насоса.

Производительность поршневых насосов. Производительность насоса определяется количеством подаваемой им жидкости в куб. метрах или литрах в минуту.

Обозначим: F — площадь поршня в м^2 , причем $F = \frac{\pi d_1^2}{4}$, f — площадь штока поршня в м^2 , причем $f = \frac{\pi d_2^2}{4}$, d_1 — диаметр поршня в м , d_2 — диаметр штока поршня в м , S — ход поршня в м , n — число оборотов вала или число двойных ходов поршня в минуту, $V_{\text{сек}}$ — расход жидкости в $\text{м}^3/\text{сек}$, Q — количество жидкости, теоретически подаваемое в $\text{л}/\text{мин}$, Q_c — количество жидкости, фактически подаваемое в $\text{л}/\text{мин}$.

1) Производительность насоса простого действия. Имеем:

$$V_{\text{сек}} = \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{сек},$$

или

$$Q = FSn \cdot 1000 \text{ л}/\text{мин}.$$

Вследствие наличия неплотностей в сальниках и клапанах действительная подача Q_e практически всегда меньше теоретической Q . Отношение фактически подаваемого количества жидкости насосом к теоретическому называют коэффициентом подачи, который обозначают через η_1 , причем

$$\eta_1 = \frac{Q_e}{Q}.$$

Коэффициент подачи всегда меньше единицы, причем в существующих конструкциях в зависимости от тщательности выполнения и состояния их коэффициент подачи η_1 изменяется в пределах от 0,90 до 0,98.

Таким образом производительность насоса простого действия определяется уравнением:

$$Q_e = \eta_1 Q,$$

или

$$Q_e = \eta_1 F S n \cdot 1000 \text{ л/мин}, \quad (33)$$

или

$$Q_e = \eta_1 \frac{\pi d_1^2}{4} S n \cdot 1000 \text{ л/мин}. \quad (33a)$$

2) Производительность насоса двойного действия. В насосах двойного действия (рис. 25) при ходе поршня вправо всасывается количество жидкости, равное $FS \text{ м}^3$, а из правой части выталкивается $(F-f)S \text{ м}^3$. При обратном ходе левая часть поршня нагнетает $FS \text{ м}^3$ из левого цилиндра, а правая одновременно всасывает опять-таки $(F-f)S \text{ м}^3$. Следовательно при одном обороте насоса в нагнетательный трубопровод будет подано жидкости:

$$(F-f)S + FS = (2F-f)S \text{ м}^3,$$

а в секунду

$$V_{\text{сек}} = \frac{(2F-f)Sn}{60} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Фактически производительность насоса будет:

$$Q_e = \eta_1 (2F-f) S n \cdot 1000 \text{ л/мин}. \quad (34)$$

3) Производительность дифференциального насоса. При ходе поршня вправо (рис. 26) в левой части цилиндра засасывается жидкости $FS \text{ м}^3$, а в правой одновременно выталкивается $(F-f)S \text{ м}^3$. При обратном ходе поршня из левого цилиндра через нагнетательный клапан выталкивается $FS \text{ м}^3$ жидкости, но вместе с этим в правой части освобождается пространство, заполняемое выталкиваемой из левой части насоса жидкостью, равное $(F-f)S \text{ м}^3$, вследствие чего в нагнетательный трубопровод выталкивается жидкости только $FS - (F-f)S = fS$.

Таким образом за время одного полного хода будет подано жидкости

$$(F-f)S + fS = FS \text{ м}^3,$$

откуда производительность дифференциального насоса выразится так же, как и для насоса простого действия, формулой:

$$Q_e = \eta_1 F S n \cdot 1000 \text{ л/мин.} \quad (34a)$$

Принимая площадь штока поршня равной половине площади поршня, т. е. беря $f = \frac{F}{2}$, будем иметь количество подаваемой жидкости дифференциальным насосом одинаковое как при переднем, так и при заднем ходе поршня, т. е. будем иметь равномерную подачу и равномерный расход силы при обоих ходах.

Число оборотов поршневых насосов (n) в зависимости от системы насоса принимают:

для тихоходных насосов	$n < 100$ об/мин
" быстроходных "	$n = \text{от } 100 \text{ до } 150$ об/мин
" электрических "	$n = \text{" } 150 \text{ " } 200$ "
" паровых "	$n = \text{" } 35 \text{ " } 50$ "

Соотношение между диаметром цилиндра d и ходом поршня S для различных насосов берут также не одинаковым, причем выбор отношения $\frac{S}{d} = \varphi$ зависит прежде всего от средней скорости поршня, а именно, это отношение берут в таких пределах, чтобы средняя скорость поршня

$$C_{cp} = \frac{S n}{60} \text{ м/сек}$$

не превышала определенных значений, причем этими пределами можно считать для насосов:

тихоходных	— от 0,3 до 0,6 м/сек. ($n = 45 \div 60$ об/мин.)
нормальных	— " 0,6 " 1,2 " ($n = 60 \div 100$ " "
быстроходных	— " 1,2 " 2 " ($n = 100 \div 150$ " "
электрических	— до 3 м/сек ($n = 150 \div 250$ " "
паровых	— от 0,25 до 0,5 м/сек.

При этих средних скоростях принимают $\frac{S}{d} = \varphi$:

для тихоходных насосов	— от 3 до 6,
" быстроходных насосов	— от 1 до 2,
" электрических насосов	— от 0,9 до 1,5,
" паровых насосов	— от 1,5 до 2.

7. Работа поршневых насосов

Высота напора. При движении поршень насоса преодолевает целый ряд сопротивлений, которые обуславливаются высотой, на которую надо поднять жидкость, скоростью подачи и сопротивлениями как в трубопроводах, так и в самом насосе. Кроме того

ввиду неравномерности движения жидкости поршень должен преодолеть силы инерции, различные в разные моменты хода поршня.

Определим давление, действующее на поршень, не принимая во внимание сил инерции масс жидкости, для этого обозначим: p_1 — давление на поршень в период всасывания в кг/м^2 , p_2 — давление на поршень в период нагнетания в кг/м^2 , C_{cp} — средняя скорость поршня в м/сек , w_1 — скорость жидкости при входе во всасывающий трубопровод в м/сек , w_2 — скорость жидкости при выходе из нагнетательного трубопровода в м/сек , h_{v_1} — потери напора во всасывающем трубопроводе в м , h_{v_2} — потери напора в нагнетательном трубопроводе в м , H_1 — высота всасывания в м , H_2 — высота нагнетания в м , p_a — атмосферное давление в кг/м^2 , p_D — упругость паров жидкости при данной температуре в кг/м^2 .

По схеме, представленной на рис. 22, согласно уравнению Бернулли для двух уровней жидкости $A-A'$ и $B-B'$ в период всасывания имеет место равенство:

$$\frac{p_a}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_{cp}^2}{2g} + H_1 + h_{v_1},$$

откуда:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_1 - h_{v_1} + \frac{w_1^2 - C_{cp}^2}{2g}. \quad (35)$$

В период нагнетания для двух уровней $B-B'$ и $C-C'$ таким же образом имеем:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{C_{cp}^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + H_2 + h_{v_2} + \frac{w_2^2}{2g},$$

откуда:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + H_2 + h_{v_2} + \frac{w_2^2 - C_{cp}^2}{2g}.$$

Давление на поршень, выраженное высотой столба жидкости в метрах, найдем как разность между давлением в период нагнетания и в период всасывания, а именно, как

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = (H_1 + H_2) + (h_{v_1} + h_{v_2}) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Так как обычно скорости w_1 и w_2 мало отличаются друг от друга, величиной $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ можно пренебречь. Кроме того, величина $(H_1 + H_2) = H_0$ представляет собой общую высоту подачи жидкости по вертикали, а $h_{v_1} + h_{v_2}$ есть не что иное, как сумма сопротивлений, т. е.

$$h_{v_1} + h_{v_2} = \Sigma h_v = \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g}.$$

Поэтому давление на поршень насоса можно выразить равенством

$$\frac{p}{\gamma} = H = H_0 + \Sigma \gamma \frac{w^2}{2g}, \quad (36)$$

которое показывает, что гидравлическое давление на единицу площади поршня, если не принимать во внимание действия сил инерции масс жидкости, равно высоте поднятия жидкости плюс сумма гидравлических сопротивлений на линии всасывания и нагнетания.

Это давление обычно называют полным подъемом и выражают высотой столба жидкости в метрах. Если на линии всасывания поставить вакуумметр, а на линии нагнетания манометр, то полную высоту подъема мы можем найти как сумму показаний манометра и вакуумметра. Отсюда высоту подъема называют манометрической высотой.

В сумму гидравлических сопротивлений входят все те сопротивления, которые были рассмотрены в § 5. Кроме того здесь необходимо учесть сопротивление в клапанах, для которых сопротивление будет:

$$h_{\kappa k} = \zeta \left(\frac{w_1^2}{2g} a + \frac{w_2^2}{2g} b \right),$$

где w_1 и w_2 — скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном клапанах, причем обычно берут:

w_1 — 2 м/сек,

w_2 — 2 м/сек при напоре до 30 м,

w_2 — 2 до 5 м/сек при напоре выше 30 м,

w_2 — до 7 м/сек при очень больших напорах,

ζ — коэффициент сопротивления, который приблизительно принимают равным 2,7.

Для точного подсчета необходимо также учесть силы инерции, величину которых можно определить следующим образом.

Если масса жидкости, представляющая собой столб высотой l_1 (рис. 22) и равная

$$m = \frac{F_1 l_1 \gamma}{g},$$

движется с ускорением a_1 , то на основании уравнения динамики имеет место сила инерции, направленная в сторону, обратную движению жидкости, и равная

$$P = \frac{F_1 l_1 \gamma}{g} a_1.$$

Обозначив через h_u высоту напора в метрах вод. ст., которая необходима для преодоления сил инерции, будем иметь:

$$P = F_1 \gamma h_u.$$

Откуда

$$F_1 \gamma h_u = \frac{F_1 l_1 \gamma}{g} a_1,$$

или

$$h_{u_1} = \frac{l_1}{g} a_1.$$

Если c — мгновенная скорость поршня, a_0 — мгновенное ускорение поршня, F — площадь поршня, F_1 — площадь сечения всасывающего трубопровода, w_1 — скорость во всасывающем трубопроводе, то по уравнению непрерывности расхода

$$F_1 w_1 = F c,$$

или

$$F_1 a_1 = F a_0,$$

откуда и получаем

$$h_{u_1} = \frac{l_1}{g} \frac{F}{F_1} a_0 \text{ м.}$$

Наибольшее значение h_{u_1} будет иметь тогда, когда a_0 приобретает наибольшее значение, что бывает при нахождении поршня в крайнем (мертвом) положении.

Если: c_u — скорость цапфы кривошипа в м/сек, r — радиус кривошипа в м, L — длина шатуна в м, то наибольшее ускорение поршня будет равно:

$$a_0 = -\frac{c_u^2}{r} \left(1 + \frac{r}{L} \right).$$

Так как обычно берут $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$, то $a_0 = \frac{6}{5} \frac{c_u^2}{r}$, и таким образом максимальное сопротивление, возникающее за счет сил инерции за период всасывания, будет равно:

$$h_{u_1} = \frac{l_1 F}{g F_1} \cdot \frac{6}{5} \frac{c_u^2}{r} \text{ м.} \quad (37)$$

При помощи таких же рассуждений можно найти выражение потери напора за счет сил инерции на линии нагнетания:

$$h_{u_2} = \frac{l_2 F}{g F_2} \cdot \frac{6}{5} \frac{c_{u_2}^2}{r} \quad (37a)$$

В последних двух равенствах l_1 и l_2 — длины трубопроводов на линии всасывания (l_1) и линии нагнетания (l_2). При больших высотах подачи очевидно потеря напора за счет сил инерции будет значительной, отсюда желательно каким-то образом свести эти потери до возможного минимума, что, исходя из формул (37) и (37a), можно осуществить только за счет уменьшения l_1 и l_2 . Это осуществляют путем снабжения поршневых насосов как на линии всасывания, так и на линии нагнетания воздушными камерами или, как их называют, воздушными колпаками. При наличии воздушной камеры, например, на линии всасывания, силы инерции будут в зависимости от изменения ускорения поршня проявляться только на длине l_{u_1} , на длине же от уровня жидкости $A-A'$ в бассейне до уровня жидкости в воздушной камере k_1 движение будет непре-

ривным. Таким образом здесь мы имеем такое положение, при котором жидкость всасывается толчкообразно только начиная с уровня жидкости в воздушной камере. Ставя эту камеру как можно ближе к клапану, тем самым потерю напора за счет сил инерции, которые в данном случае будут выражаться для линии всасывания как

$$h_{u_1} = \frac{l_{u_1}}{g} \frac{F}{F_1} \cdot \frac{6}{5} \frac{c_u^2}{r}, \quad (37b)$$

сводим до минимума.

Совершенно аналогичную картину будем иметь и на линии нагнетания, где жидкость толчками будет подаваться только на протяжении длины l_{u_2} , от уровня же жидкости в камере k_2 до отверстия истечения ее в нагнетательной трубе она будет двигаться непрерывно и более или менее равномерно. В этом случае потеря напора будет выражаться так:

$$h_{u_2} = \frac{l_{u_2}}{g} \frac{F}{F_2} \cdot \frac{6}{5} \frac{c_u^2}{r}. \quad (37c)$$

Учитывая наличие сил инерции, полный подъем жидкости насосом можно выразить так

$$\frac{p}{\gamma} = H = H_0 + \Sigma \frac{\omega^2}{2g} + h_u \text{ м}, \quad (38)$$

где

$$h_u = h_{u_1} + h_{u_2}.$$

Мощность и коэффициент полезного действия. При наличии напора H работа, производимая насосом за один ход поршня, выразится так:

$$T = HF\gamma S \text{ кг.м.}$$

При n об/мин теоретическая мощность выразится для насоса любого типа таким образом:

$$N = \frac{HQ\gamma}{1000 \cdot 75 \cdot 60} \text{ л. с.},$$

где: Q — теоретическая производительность насоса, выраженная в л/мин, равная $F \cdot S \cdot n \cdot 1000$ л/мин или по предыдущему

$$Q = V_{\text{сек}} \cdot 60 \cdot 1000 \text{ л/мин.}$$

В действительности расход энергии будет значительно больше, так как имеет место целый ряд потерь. Прежде всего фактическая производительность меньше теоретической и по предыдущему

$$Q_e = Q \cdot \eta_1.$$

Затем вследствие наличия гидравлических сопротивлений в самом насосе за счет трения и ударов фактическая высота (H_e) подачи всегда меньше теоретической, т. е. имеет место равенство

$$H_e = H \cdot \eta_2,$$

где: η_2 — гидравлический коэффициент полезного действия.

Наконец имеет место ряд чисто механических потерь за счет трения в сальниках, подшипниках и т. д., вследствие чего факти-

ческая затрата энергии больше теоретической и определяется равенством

$$N_e = \frac{N}{\eta_3} \text{ л. с.},$$

где: η_3 — механический коэффициент полезного действия.

Учитывая все эти потери, фактическую мощность на валу насоса выразим так:

$$N_e = \frac{H_e Q_e \gamma}{1000 \cdot 75 \cdot 60 \eta_1 \eta_2 \eta_3} \text{ л. с.},$$

или, обозначая

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3, \quad (40)$$

где: η — общий коэффициент полезного действия, практически изменяющийся в поршневых насосах в пределах от 0,72 до 0,93, окончательно мощность на валу насоса выразим таким образом:

$$N_e = \frac{H_e Q_e \gamma}{4500000 \eta} \text{ л. с.} \quad (41)$$

Высота всасывания, достигаемая поршневым насосом, имеет вполне ограниченную величину. Из уравнения (35) имеем:

$$H_1 = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} - h_{c_1} + \frac{w_1^2 - C_{cp}^2}{2g}.$$

Принимая во внимание, что практически скорости w_1 и C_{cp} обычно бывают одинаковы, а следовательно

$$\frac{w_1^2 - C_{cp}^2}{2g} = 0,$$

и что на преодоление всех сил инерции расходуется напор, равный при наличии воздушных колпаков:

$$h_{u_1} = \frac{6}{5} \cdot \frac{l_{u_1}}{g} \frac{F}{F_1} \frac{c_u^2}{r} \text{ м.}$$

высоту всасывания найдем равной

$$H_1 = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} - h_{c_1} - h_{u_1}. \quad (42)$$

Из последнего уравнения видно, что высота всасывания зависит от целого ряда факторов, а именно — от высоты барометрического давления, потерь напора на преодоление сопротивлений и, наконец, от давления на поршень в момент всасывания.

Высота всасывания уменьшается с уменьшением атмосферного давления, а так как атмосферное давление на различных высотах от уровня моря различно, то это обстоятельство при установке насосов необходимо учитывать. Так, на высоте 2000 м от уровня моря атмосферное давление составляет всего около 8,1 м вод. ст.

Достижимая высота всасывания согласно ур-нию (42) в значительной степени зависит от давления p_1 , последнее же целиком определяется упругостью паров перекачиваемой жидкости, а так

как упругость паров зависит от температуры жидкости, то очевидно, что высота всасывания при данных условиях целиком будет зависеть от той температуры, при которой жидкость всасывается.

Обозначая упругость паров жидкости при данной температуре через p_D , очевидно высоту всасывания можем выразить так:

$$H_1 \approx \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_D}{\gamma} - h_v - h_{ui}. \quad (43)$$

Так как упругость паров жидкости растет с повышением температуры, высота всасывания будет тем меньше, чем выше температура. Для воды с температурой $10 \div 20^\circ$ при расчетах насосов как максимум высоты всасывания принимают 7 м, в среднем же берут $H_1 = 6$ м.

На рис. 27 дана кривая зависимости высоты всасывания от температуры при перекачке воды, составленная по нормам, принятым на заводе Борец.

Пример 13а. Какое количество жидкости с удельным весом $1,2 \text{ кг/л}$ можно подать поршневым насосом двойного действия, если диаметр поршня насоса 200 мм, диаметр штока поршня 70 мм, ход поршня 500 мм и число оборотов 60 об/мин. Кроме того, какова будет потребляемая мощность и расход энергии на 1 т, если фактическая высота подачи 66 м?

Решение. Производительность насоса:

$$Q_p = \eta_1 (2F - f) S n \cdot 1000 \text{ л/мин.}$$

По условию: $S = 0,5 \text{ м}$,

$$f = \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} = 0,0038 \text{ м}^2,$$

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2,$$

$$n = 60 \text{ об/мин.}$$

Коэффициент наполнения насоса η_1 принимаем равным 0,9. Тогда:

$$Q_p = 0,9 (2 \cdot 0,0314 - 0,0038) 0,5 \cdot 60 \cdot 1000 = 1590 \text{ л/мин.}$$

Принимая коэффициент полезного действия насоса равным $\eta = 0,75$ при $H_e = 66 \text{ м}$ и $\gamma = 1200 \text{ кг/м}^3$, мощность находим равной

$$N_e = \frac{66 \cdot 1,59 \cdot 1200}{75 \cdot 60 \cdot 0,75} = 38 \text{ л. с.}$$

Расход энергии на 1 т жидкости будет:

$$W = \frac{38 \cdot 0,736}{60 \cdot 1,2 \cdot 1,590} \approx 0,246 \text{ квт·ч/т.}$$

Пример 14. При испытании дифференциального насоса с диаметром поршня 250 мм, ходом поршня 400 мм и числом оборотов равным 100 об/мин найдено: производительность 1800 л/мин, мощность на валу 53 л. с., разрежение на всасывающем трубопроводе 300 мм, давление в нагнетательном трубопроводе 10 ат, высота подачи жидкости с уд. в. $1,1 = 60 \text{ м}$, диаметр трубопровода 125 мм.

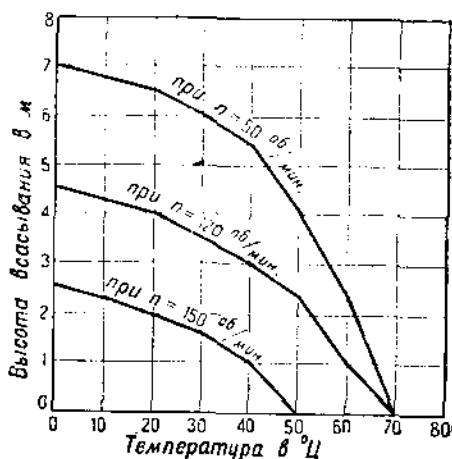


Рис. 27. Кривая зависимости высоты всасывания воды от температуры.

Определить: а) коэффициент наполнения насоса, б) гидравлический коэффициент полезного действия, в) сопротивление в трубопроводах, если известно, что механический коэффициент полезного действия насоса $\eta_{\text{м}} = 0,95$.

Решение. Коэффициент наполнения находим так

$$\eta_{\text{н}} = \frac{Q_e}{FSn \cdot 1000}.$$

По условию: $Q_e = 1800 \text{ л/мин.}$

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ м}^2,$$

$$S = 0,4 \text{ м.}$$

$$n = 100 \text{ об/мин.}$$

$$\eta_{\text{н}} = \frac{1800}{0,049 \cdot 0,4 \cdot 100 \cdot 1000} = 0,92.$$

Гидравлический коэффициент полезного действия находим так:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H_e Q_e \gamma}{1000 \cdot 75 \cdot 60 N_e \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}}.$$

По условию: $\eta_{\text{м}} = 0,95$,

$$N_e = 53 \text{ л. с.},$$

$$\gamma = 1100 \text{ кг/м}^3,$$

$$\gamma H_e = \left(\frac{300 \cdot 1,033}{760} + 10 \right) \cdot 10\,000 \approx 104\,000 \text{ кг/м}^2,$$

$$\eta_{\text{г}} = \frac{104\,000 \cdot 1800}{1000 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 53 \cdot 0,92 \cdot 0,95} \approx 0,90.$$

Общий коэффициент полезного действия:

$$\eta = \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}} = 0,92 \cdot 0,90 \cdot 0,95 \approx 0,786.$$

Сечение трубопровода:

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} = 0,012 \text{ м}^2.$$

Скорость протекания жидкости по трубопроводу

$$w = \frac{1800}{1000 \cdot 60 \cdot 0,012} = 2,5 \text{ м/сек.}$$

Скоростной напор

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{2,5^2}{19,62} = 0,32 \text{ м.}$$

Сопротивление в трубопроводах

$$\frac{w^2}{2g} \sum \zeta = H_e - H_0 - \frac{w^2}{2g} = \frac{104\,000}{1100} - 60 - 0,32 = 34,18 \text{ м}$$

или

$$\frac{\gamma w^2}{2g} \sum \zeta = 34,18 \cdot 1100 = 37\,598 \text{ кг/м}^2 = 3,76 \text{ ат.}$$

8. Центробежные насосы

Принцип действия. В центробежных насосах всасывание и нагнетание жидкости осуществляются за счет центробежной силы, возникающей при вращении колеса с лопатками, заключенного в кожух. Схема устройства простейшего центробежного насоса представлена на рис. 28, где *A* — чугунный кожух, спиралевидной формы, *B* — вал, приводимый в движение либо непосредственно от электродвигателя, либо от трансмиссии; на валу закреплено ра-

бочее колесо C , имеющее определенной формы лопасти D , снабженные каналами E .

Кожух насоса имеет два штуцера, из коих один помещен на осевой части его и непосредственно сообщается с пространством внутренней окружности колеса; к этому штуцеру присоединен всасывающий трубопровод. Второй штуцер помещается на боковой части кожуха и соединяется с нагнетательным трубопроводом.

Если внутреннее пространство кожуха, а значит, и колеса, заполнить жидкостью, то при вращении колеса его лопасти приводят находящуюся в колесе жидкость во вращательное движение; при этом развивающаяся за счет вращения центробежная сила отбрасывает жидкость от центра к периферии колеса, откуда она затем выбрасывается в кожух и поступает в нагнетательный трубопровод.

При непрерывном вращении колеса жидкость непрерывно выталкивается из насоса и непрерывно же засасывается из бассейна или резервуара в насос, и таким образом в центробежном насосе в отличие от насоса поршневого всасывание и нагнетание жидкости протекает равномерно и непрерывно, что в первую очередь устраняет необходимость постановки клапанов как на линии всасывания, так и на линии нагнетания.

Высота нагнетания, а значит и давление, развиваемое центробежной силой в насосе, зависит от скорости вращения рабочего колеса и будет тем больше, чем большее число оборотов делает колесо. В зависимости от высоты подачи жидкости различают насосы: а) низкого давления с высотой подачи до 20 м, б) среднего давления с высотой подачи от 20 до 50 м, в) высокого давления с высотой подачи более 50 м.

Высота подачи центробежного насоса с одним рабочим колесом имеет узкие пределы, а именно: при наличии только одного колеса достигают высоты подачи не более 100 м; в тех же случаях, где требуется более высокое давление, снабжают насос несколькими рабочими колесами, соединенными друг с другом последовательно. Такие многоколесные насосы называют многоступенчатыми, причем в многоступенчатых насосах число рабочих колес или, что то же самое, число ступеней, иногда достигает десяти.

Работа центробежного насоса. Проходя по каналу лопастей рабочего колеса, жидкость совершает сложное движение: с одной стороны она движется вдоль канала изнутри рабочего колеса к его наружной окружности, т. е. в радиальном направлении, с другой стороны она имеет движение по направлению вращения колеса.

Обозначим: w_1 — скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе в м/сек, w_2 — скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе в м/сек, w_3 — относительная скорость жид-

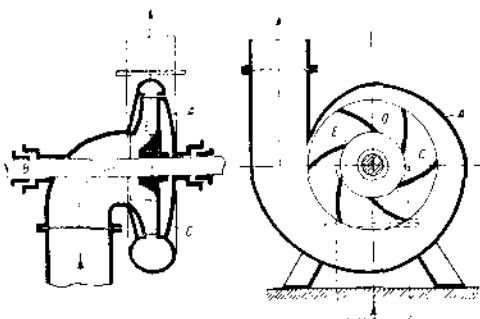


Рис. 28. Схема центробежного насоса.

кости при входе в канал лопатки в $м/сек$, w_d — относительная скорость жидкости при выходе из канала лопатки в $м/сек$, n — число оборотов колеса в минуту, r_1 — радиус внутренней окружности колеса в $м$, r_2 — радиус наружной окружности колеса в $м$, F_s — сечение канала лопатки при входе жидкости в $м^2$, F_d — сечение канала лопатки при выходе жидкости в $м^2$.

Прежде всего для количества жидкости, проходящего через канал в 1 сек., имеет место равенство:

$$V_{сек} = F_s w_s = F_d w_d,$$

а так как в центробежных насосах всегда сечение канала на внешней окружности колеса делают больше сечения его на внутренней окружности, т. е. $F_d > F_s$, то $w_d < w_s$.

Скорости w_s и w_d жидкость имела бы при прохождении в том случае, когда колесо было бы в состоянии покоя. При вращении колеса жидкость получает окружную скорость на внутренней окружности колеса:

$$u_1 = \frac{2\pi r_1 n}{60} \text{ м/сек}$$

и на наружной окружности колеса:

$$u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60} \text{ м/сек}.$$

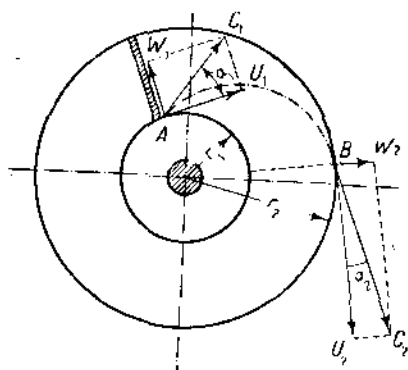


Рис. 29.

Абсолютная скорость жидкости, которую обозначим через C_1 при входе в колесо и через C_2 — при выходе из колеса, является равнодействующей от радиальной и окружной скоростей и может быть найдена по правилу сложения скоростей.

Для упрощения допустим, что лопатки рабочего колеса, как показано на рис. 29, расположены радиально. Построив параллелограмм скоростей, найдем скорость C_1 в точке A при входе жидкости в рабочее колесо, направленную под углом α_1 и C_2 в точке B, при выходе жидкости из рабочего колеса, направленную под углом α_2 . Абсолютный путь движения жидкости на рис. 29 изображен кривой AB.

Чтобы жидкость поступала в колесо без толчков, ведущих к большим потерям напора, она должна вступить в рабочее колесо под углом α_1 , в силу чего в большинстве случаев лопатки делают не прямыми, а загнутыми назад, как это и показано на рис. 28, причем угол α_1 берут равным 90° . Таким же образом во избежание потерь напора за счет толчков жидкость должна покидать лопатки, двигаясь под углом α_2 , причем при выполнении лопаток величину угла α_2 принимают равной от 10 до 15° .

Кроме того переход жидкости из канала в кожух происходит с одновременным большим понижением скорости, вследствие чего кинетическая энергия движения ее превращается в потенциальную

энергию давления, т.е. происходит превращение скорости в давление, необходимое для подачи жидкости на заданную высоту. При этом создаются значительные удары, обуславливающие большие потери напора, причем эти потери будут тем больше, чем больше скорость выхода жидкости из колеса в кожух. С целью уменьшения потерь рабочее колесо снабжают направляющим аппаратом, или диффузором, который окружает рабочее колесо и имеет каналы такой же примерно формы, как и каналы рабочего колеса, с той лишь разницей, что изгиб каналов его имеет обратное направление по отношению к изгибу каналов рабочего колеса. При наличии диффузора преобразование скорости жидкости в давление протекает равномерно и постепенно, в результате чего жидкость проходит кожух с небольшими скоростями и высоким давлением и, следовательно, с небольшими потерями напора.

Схематическое изображение центробежного насоса с диффузором дано на рис. 30.

При вращении рабочего колеса жидкость центробежной силой отбрасывается от центра колеса к его периферии. Если обозначить через U угловую скорость вращения в радианах, то общее выражение для центробежной силы имеет вид:

$$c = mU^2 r \text{ кг.}$$

Работа, совершаемая центробежной силой на элементе пути dr , может быть выражена так:

$$dT = mU^2 r dr \text{ кгм.}$$

При прохождении частицей жидкости в радиальном направлении пути, равного $(r_2 - r_1)$, общее количество энергии, сообщенное жидкости центробежной силой, будет равно:

$$T = \int_{r_1}^{r_2} mU^2 r dr = \frac{m}{2} (r_2^2 U^2 - r_1^2 U^2) \text{ кгм,}$$

но

$$r_2 U = u_2,$$

$$r_1 U = u_1;$$

следовательно

$$T = \frac{m}{2} (u_2^2 - u_1^2) \text{ кгм.}$$

Для 1 кг жидкости

$$m = \frac{1}{g},$$

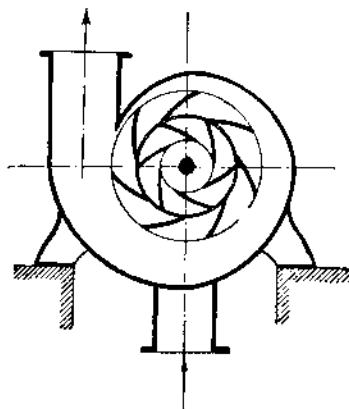


Рис. 30. Центробежный насос с диффузором.

и, следовательно, количество энергии, воспринятое 1 кг жидкости при прохождении через рабочее колесо, выразится величиной

$$T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \text{ кгм/кг.}$$

Если бы рабочее колесо находилось в состоянии покоя, то при отсутствии потерь общее количество энергии при движении жидкости через колесо оставалось бы неизменным и имело бы место равенство (для 1 кг жидкости):

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_s^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_d^2}{2g},$$

где: p_1 — давление жидкости при входе в рабочее колесо в кг/м²,
 p_2 — давление жидкости при выходе из рабочего колеса в кг/м².

Наличие центробежной силы при вращении колеса ведет к приращению общего количества энергии жидкости на величину

$$T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \text{ кгм,}$$

и следовательно в этом случае будет иметь место равенство:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_s^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_d^2}{2g},$$

откуда и находим величину давления в канале, равной

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_s^2 - w_d^2}{2g}. \quad (44)$$

Это давление и является тем статическим напором, который обуславливает подачу жидкости на высоту: $H_0 = H_1 + H_2$.

Обозначим, как и раньше: $\frac{p_a}{\gamma}$ — барометрическое давление в м,
 H_1 — высоту всасывания в м, H_2 — высоту нагнетания в м.

При отсутствии потерь высота напора жидкости при входе ее в рабочее колесо может быть выражена так:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_1 - \frac{C_1^2}{2g},$$

а высота напора при выходе из рабочего колеса:

$$\frac{p_2}{\gamma} = H_2 + \frac{p_a}{\gamma} - \frac{C_2^2}{2g}.$$

Из этих двух уравнений находим количество энергии при входе и выходе равным

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} - H_1,$$

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_a}{\gamma}$$

* а количество энергии, сообщенное жидкости в рабочем колесе, находим как разность энергии при выходе и входе, т. е.

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} \right) = \left(H_2 + \frac{p_a}{\gamma} \right) - \left(\frac{p_a}{\gamma} - H_1 \right),$$

откуда

$$\frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} = H_1 + H_2 - \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right).$$

Сравнивая последнее уравнение с уравнением (44), окончательно получаем:

$$H = H_0 = H_1 + H_2 = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g},$$

где H — общая высота напора.

При наличии гидравлических сопротивлений в трубопроводах общая высота напора будет:

$$H = H'_0 + \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g},$$

где H'_0 — статический напор при наличии сопротивлений в трубопроводе $< H_0$, и следовательно:

$$H = H'_0 + \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}. \quad (45)$$

Из параллелограмма скоростей при входе и выходе (рис. 29) имеем:

$$w_1^2 = u_1^2 + C_1^2 - 2u_1C_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = u_2^2 + C_2^2 - 2u_2C_2 \cos \alpha_2.$$

Подставляя эти значения в уравнение (45) и делая соответствующие преобразования, будем иметь:

$$H = \frac{u_2C_2 \cos \alpha_2 - u_1C_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (46)$$

Так как в центробежных насосах угол $\alpha_1 = 90^\circ$, то

$$H = \frac{u_2C_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (47)$$

Фактическая высота подачи, так же как и в поршневых насосах, будет меньше теоретической за счет наличия сопротивлений в самом насосе, т. е.

$$H_e = \eta_2 H.$$

Мощность насоса по предыдущему будет:

$$N_e = \frac{H_e Q_e \gamma}{1000 \cdot 75 \cdot 60 \gamma}, \quad (48)$$

где: $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ — общий коэффициент полезного действия, равный для центробежных насосов от 0,5 до 0,75.

Производительность центробежного насоса. Производительность центробежного насоса зависит от относительной скорости протекания жидкости по каналам колеса и ширины колеса.

Если обозначим: b_1 — ширину колеса в свету на внутренней окружности его в m , b_2 — ширину колеса в свету на внешней окружности его в m , то количество жидкости, подаваемое насосом в 1 сек., можно выразить так

$$V_{\text{сек}} = 2\pi r_1 b_1 C_1 \sin \alpha_1 = 2\pi r_2 b_2 C_2 \sin \alpha_2. \quad (49)$$

Скорость C_1 , обычно равную скорости протекания жидкости во всасывающем трубопроводе, принимают равной

$$C_1 = w_1 = 2-3 \text{ м/сек.}$$

В центробежном насосе существует вполне определенная зависимость между производительностью насоса, его мощностью, высотой подачи и числом оборотов.

Теоретически эта зависимость может быть выражена так:

$$\begin{aligned} \frac{Q_e}{Q_e'} &= \frac{n}{n_1}, \\ \frac{H_e}{H_e'} &= \left(\frac{n}{n_1}\right)^2, \\ \frac{N_e}{N_e'} &= \left(\frac{n}{n_1}\right)^3, \end{aligned}$$

т. е. производительность насоса изменяется пропорционально числу оборотов, высота подачи — пропорционально второй степени числа оборотов и мощность — пропорционально третьей степени числа оборотов.

На практике такой строгой зависимости между числом оборотов, производительностью, высотой подачи и мощностью нет. Обычно эту зависимость для каждого выпускаемого заводом насоса определяют опытным путем, нанося результаты на диаграммы в виде кривых.

Пример 15. Центробежный насос при 1350 об/мин подает 1000 л/мин жидкости при общем напоре 20 м и расходе энергии 7,5 л. с.

Как изменится производительность, высота подачи и мощность, если насос будет делать 1450 об/мин?

Решение. По условиям имеем:

$$Q_e = 1000 \text{ л/мин.}$$

$$H_e = 20 \text{ м.}$$

$$N_e = 7,5 \text{ л. с.}$$

$$n = 1350 \text{ об/мин.}$$

$$n_1 = 1450 \text{ об/мин.}$$

$$Q_e' = Q_e \frac{n_1}{n} = 1000 \frac{1450}{1350} \approx 1070 \text{ л/мин.}$$

$$H_e' = H_e \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 = 20 \left(\frac{1450}{1350}\right)^2 \approx 23 \text{ м.}$$

$$N_e' = N_e \left(\frac{n_1}{n}\right)^3 = 7,5 \left(\frac{1450}{1350}\right)^3 \approx 9,3 \text{ л. с.}$$

Пример 16. Определить потребную мощность центробежного насоса 1. М. В. для подачи серной кислоты удельного веса 1,84 из кислотной станции в напорный резервуар нитрационной мастерской, если в час необходимо подать при 15° 48 т

кислоты по трубопроводу, схема которого приведена на рис. 31. Насос приводится в действие электродвигателем трехфазного тока: 1450 об/мин.

Решение. Принимаем скорость протекания кислоты по трубопроводу $w \approx 2$ м/сек.

Расход кислоты:

$$V_{\text{сек}} = \frac{48}{1,84 \cdot 3600} \approx 0,00725 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Сечение трубопровода:

$$F = \frac{V_{\text{сек}}}{w} \approx \frac{0,00725}{2} = 0,003625 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода:

$$d = \sqrt{\frac{0,003625 \cdot 4}{3,14}} \approx \\ \approx 0,068 \text{ м} \approx 0,07 \text{ м} \approx \\ \approx 70 \text{ мм.}$$

Общая длина трубопровода по схеме: $l \approx 50 \text{ м.}$

Статическая высота подачи по схеме:

$$H_0 = H_1 + H_2 = 10 \text{ м.}$$

Скоростной напор:

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{2^2}{19,62} = 0,204 \text{ м.}$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{2 \cdot 0,07 \cdot 1840}{0,00356 \cdot 9,81} \approx \\ \approx 7360 > Re_{\text{кр.}}$$

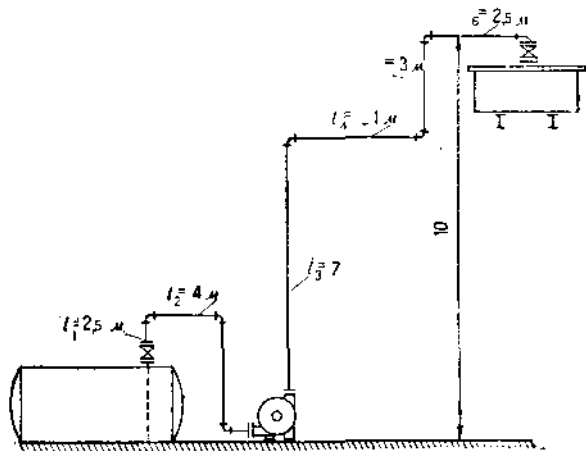


Рис. 31. К примеру 16.

где:

$$\mu - \text{вязкость серной кислоты при } 15^\circ = \frac{35,0 \cdot 0,01}{98,1} = 0,00356 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

Коэффициент внешнего трения для турбулентного движения:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{7360}} \approx \frac{0,3164}{9,25} \approx 0,0342.$$

Коэффициент сопротивления трения:

$$\zeta_1 = \lambda \cdot \frac{l}{d} = 0,0342 \cdot \frac{50}{0,07} \approx 24,5.$$

Сопротивление семи отводов:

$$\zeta_2 = 0,14 \cdot 7 = 0,98 \approx 1.$$

Сопротивление двух вентилей:

$$\zeta_3 = 0,6 \cdot 2 = 1,2$$

Сопротивление при входе и выходе:

$$\zeta_4 = 1,78 \cdot 2 = 3,56.$$

Сумма всех сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = 24,5 + 1,2 + 1 + 3,56 = 30,26.$$

Манометрическая высота подачи:

$$H_e = H_0 + \frac{w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta) = 10 + 0,204 (1 + 30,26) \approx 16,4 \text{ м.}$$

Пользуясь характеристикой насоса I. M. W. при

$$Q_e = 0,00725 \cdot 60 \cdot 1000 = 435 \text{ л/мин,}$$

имеем коэффициент полезного действия $\eta = 0,41$.

Мощность насоса:

$$N_e = \frac{H_e Q_e \gamma}{75 \cdot 60 \cdot 1000 \eta} = \frac{16,4 \cdot 435 \cdot 1840}{75 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot 0,41} \approx 7,1 \text{ л. с.}$$

9. Конструкции насосов

Число конструкций и типов поршневых и центробежных насосов, выполняемых различными заводами, чрезвычайно велико. Здесь мы остановимся только на некоторых типах, наиболее распространенных в химической технологии, в которой специфическими условиями в большинстве случаев являются большая активность перекачиваемых жидкостей и загрязнение их твердыми осадками.

Поршневые насосы. Для подачи жидкостей с осадками поршневые насосы с обычными тарельчатыми клапанами не применимы ввиду их частого засорения. В данном случае находят применение насосы, снабженные шаровыми клапанами, причем в зависимости от химических свойств жидкости все части, соприкасающиеся непосредственно с последней, изготовляют из кислотоупорных сплавов или покрывают слоем кислотоупорных материалов в виде гомогенной освинцовки, гуммировки и т. п.

Примером насосов этого типа может служить конструкция вертикального насоса простого действия, дающего высоту подачи до 7,5 м, представленного на рис. 32. Американская фирма Индиэ Робёр (India Rubber and Gutta Percha Co Ltd) вы-

Рис. 32. Насос из твердой резины.

полняет такие насосы целиком из твердой резины. Данные о производительности их приведены в табл. 3.

Таблица 3

Общие данные о насосах из твердой резины

Диаметр цилиндра в мм	50	65	75	100	125	150
Ход поршня в мм	200	200	250	250	250	250
Число оборотов в 1 мин.	30	30	30	30	30	30
Производительность в л/час	680	900	1590	3635	5680	8180

Для подачи кислых жидкостей как с осадками, так и без осадков широко применяют поршневые диафрагмовые насосы, в которых поршень отделен от перекачиваемой жидкости эластичной перегородкой (диафрагмой) из мягкой резины или стали.

Схема устройства насоса с диафрагмой показана на рис. 33. В насосах этого типа пространство со стороны поршня *A* заполнено водой; при движении поршня вода давит на диафрагму *B* и перемещает ее то в одну, то в другую сторону, за счет чего и осуществляется попеременно то всасывание, то нагнетание жидкости. Части насоса, находящиеся по другую сторону диафрагмы, а именно — стенки, клапанные коробки, шаровые клапаны и воздушные колпаки, делают или целиком из кислотоупорных сплавов или покрывают слоем свинца, резины и т. п.

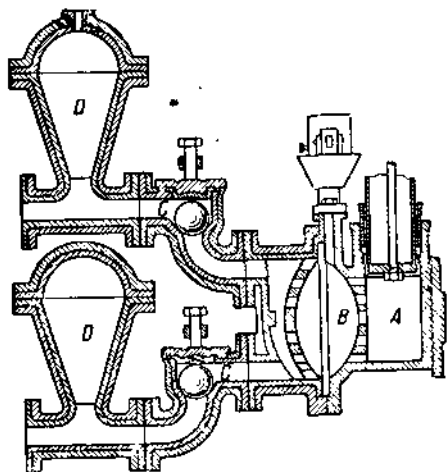


Рис. 33. Кислотоупорный мембранный насос.

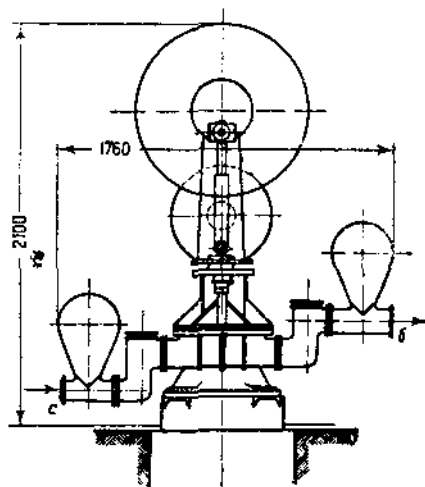


Рис. 34. Насосы мембранные с шаровыми клапанами.

Американская фирма Мессер (Messer F. W. Brackett Co Ltd) выполняет такого типа насосы следующих размеров (табл. 4).

Таблица 4

Общие данные о диафрагмовых насосах Мессер

Производительность в л/час	1270	2045	2815	3770
Диаметр плунжера в мм. . .	65	75	90	100
Ход плунжера в мм.	90	110	125	150
Число об/мин.	90	80	70	60
Диаметр всасывающего и нагнетательного штуцеров .	32	45	55	65
Размеры шкива	405 × 55	530 × 65	610 × 10	760 × 10

На рис. 34 изображен диафрагмовый насос, имеющий большое применение для подачи кислых жидкостей с осадками в ани-

линокарасочной промышленности, причем все части внутри его, соприкасающиеся с жидкостью, в зависимости от свойств последней выложены или твердой резиной или гомогенной оцинковкой. Насосы снабжены шаровыми клапанами. Приводятся в действие эти насосы как от трансмиссии, так и от непосредственно установленного на станине насоса электродвигателя через две пары зубчатых колес. Производительность их 6300 л/мин при 35 об/мин, мощность 2 л. с., диаметр всасывающего и нагнетательного штуцеров 80 мм.

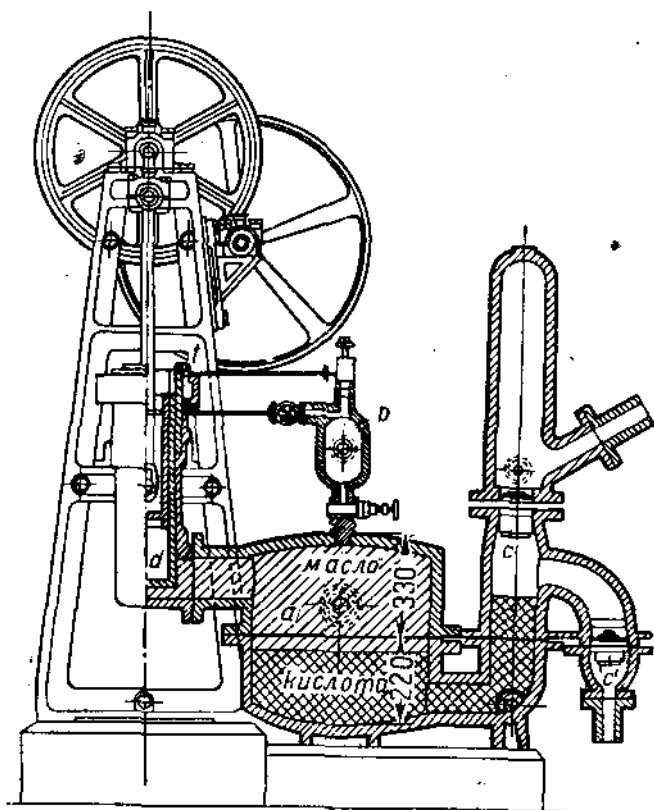


Рис. 35. Насосы Феррариса.

В сернокислотном производстве для подачи серной кислоты широко распространен диафрагмовый поршневой насос Феррариса, изображенный на рис. 35, в котором роль диафрагмы играет масло. Принцип действия насоса основан на разности удельных весов серной кислоты и масла, а также на их взаимной нерастворимости.

Между клапанными коробками c' и c и цилиндром d находится резервуар a . Клапанные коробки и резервуар a до половины заполнены перекачиваемой кислотой; в верхней части резервуара a и цилиндре d находится жидкое цилиндрическое масло. При ходе поршня вверх масло следует за ним в цилиндр, за счет чего происходит всасывание кислоты в резервуар a , причем при самом

Общие данные о керамиковых насосах Штейнцейг

	Одинарные							Сдвоенные						
	1	2	3	4	0,5	1	2	3	4	0,5	1	2	3	4
Подача за 2 хода поршня в л	0,5													
Наибольшее число ходов поршня в 1 мин.	50	45	45	40	50	50	45	45	40	50	50	45	45	40
Наибольшая производительность в л ³ /час	1,5	3	5,4	8	9,6	3	6	10,8	16	19,2				
Диаметр всасывающего и нагнетательного штуцеров в мм	40	45	65	75	90	40	65	75	90	40	45	65	75	90
Общая длина и ширина	825×525	825×590	960×830	1050×845	1050×845	825×1070	825×1070	825×1070	950×1190	1035×1325	1035×1325	1035×1325	1035×1325	1035×1325
Общая высота	1480	1480	1640	1710	1710	1475	1590	1900	2240	2240				
Размеры шкива	300×65	300×65	400×80	500×80	500×80	350×85	550×85	750×90	1000×100	1000×100				

верхнем положении поршня уровень кислоты в резервуаре не доходит до входа в цилиндр. При обратном ходе поршня вниз масло вытесняется из цилиндра в резервуар *a* и в свою очередь вытесняет кислоту в нагнетательный трубопровод.

Чтобы не происходило смешения кислоты с маслом, поршень не должен иметь значительной скорости; нормальное число ходов поршня — 13 в 1 мин. Ввиду такого малого числа оборотов насос приводится в действие от трансмиссии посредством зубчатой передачи.

Подают насосы Феррариса от 1,7 до 10 м³/час кислоты при высоте подачи до 40 м; мощность их от 1,8 до 2 л. с.

За последнее время находят применение в химической технологии насосы, все части которых изготовлены из специального сорта керамики. Такие насосы как одинарные простого действия, так и сдвоенные и строенные изготавливает немецкая фирма Штейнцейг (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke A. G.).

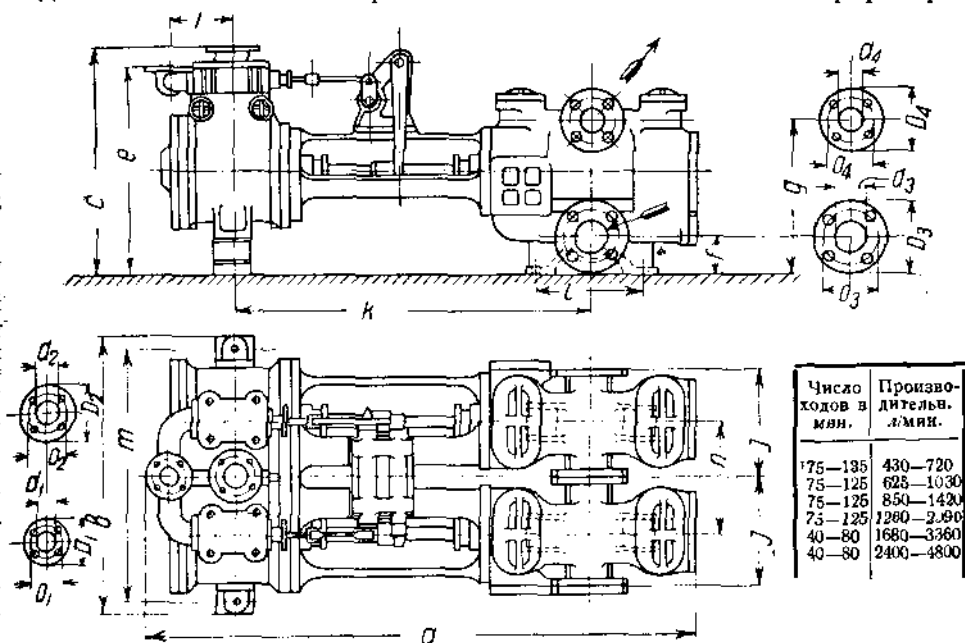
Данные о производительности насосов фирмы Штейнцейг приведены в табл. 5.

Таблица 6

Общие данные о насосах Вортингтон

Диаметр в мм		Ход поршня в мм	Число одиноч. ходов в 1 мин.	Производительность в м ³ /час	Высота подъема при давлении пара в 5 ат в м вод. ст.	Приращ. высоты подъема в м вод. ст. при увелич. давлен. пара на 0,5 ат	Диаметр штуцеров в мм			
парового цилиндра	насосного цилиндра						для впуска пара	для выпуска пара	всасывающего	нагнетательного
83	51	83	100—210	1,8—3,7	70	10	13	20	38	25
114	70	102	100—175	4—7	70	10	13	20	50	38
133	89	127	75—165	6—14	60	10	20	32	62	50
152	102	152	75—150	10—20	70	11	25	38	75	62
190	102	152	75—150	10—20	110	16	38	50	100	75
152	114	152	75—150	12—24	56	8	25	38	100	75
190	114	152	75—150	12—24	88	13	38	50	100	75
152	127	152	75—150	15—30	40	6	25	38	100	75
190	127	152	75—150	15—30	70	11	38	50	100	75
152	146	152	75—150	20—40	28	4	25	38	100	75
190	146	152	75—150	20—40	55	7	38	50	100	75
152	102	254	75—125	17—28	70	11	38	50	100	75
190	102	254	75—125	17—28	110	16	38	50	100	75
229	102	254	75—125	17—28	160	24	50	62	100	75
254	102	254	75—125	17—28	200	30	50	62	100	75
152	114	254	75—125	21—35	56	8	38	50	125	100
190	114	254	75—125	21—35	88	13	38	50	125	100
229	114	254	75—125	21—35	125	18	50	62	125	100
254	114	254	75—125	21—35	160	24	50	62	125	100
152	127	254	75—125	26—43	40	6	38	50	125	100
190	127	254	75—125	26—43	70	11	38	50	125	100
229	127	254	75—125	26—43	100	15	50	62	125	100
254	127	254	75—125	26—43	125	18	50	62	125	100

Для подачи горячей воды и летучих легко воспламеняющихся жидкостей широко применяют прямодействующие паровые поршневые насосы, типичным представителем которых может служить представленный на рис. 36 насос Вортингтон. Этот насос приводится в движение от паровой машины с золотниковым парораспре-



Число ходов в мин.	Производительность л/мин.
75—135	430—720
75—125	625—1030
75—125	850—1420
75—125	1260—2090
40—80	1680—3360
40—80	2400—4800

Величина	Разм. ил.		Фланцы под трубы.																				
	Диаметры		Общ. ход поршня	Паровые										Водяные									
	Паров. порш.	Насос. порш.		Впуск					Выпуск					Всасыв.					Напорн.				
				d ₁	D ₁	O ₁	крепл.	ф. / чис.	d ₂	D ₂	O ₂	крепл.	ф. / чис.	d ₃	D ₃	O ₃	крепл.	ф. / чис.	d ₄	D ₄	O ₄	крепл.	ф. / чис.
255	127	255	50	165	125	⁵ / ₈ "	4	60	180	135	⁵ / ₈ "	4	100	235	185	⁵ / ₈ "	4	75	200	150	⁵ / ₈ "	4	
305	152	255	60	180	135	⁵ / ₈ "	4	75	200	150	⁵ / ₈ "	4	125	255	205	⁵ / ₈ "	8	100	235	185	⁵ / ₈ "	4	
355	178	255	60	180	135	⁵ / ₈ "	4	75	200	150	⁵ / ₈ "	4	150	280	230	⁵ / ₈ "	8	125	255	205	⁵ / ₈ "	8	
406	216	255	75	200	150	⁵ / ₈ "	4	100	235	185	⁵ / ₈ "	4	150	280	230	⁵ / ₈ "	8	125	255	205	⁵ / ₈ "	8	
470	255	457	75	200	150	⁵ / ₈ "	4	100	235	185	⁵ / ₈ "	4	200	340	290	⁵ / ₈ "	8	175	315	265	⁵ / ₈ "	8	
610	305	457	125	255	205	⁵ / ₈ "	8	150	280	230	⁵ / ₈ "	8	250	395	345	⁵ / ₈ "	12	200	340	290	⁵ / ₈ "	8	

Размеры цил.																			под фунда-мент.	
Диаметры		ход порш.																		
паров.	водян.		a	b	c	e	f	g	i	j	k	l	m	n						
255	127	255	1885	865	810	715	175	635	240	365,5	1185	330	805	415	⁷ / ₈ "					
305	152	255	1875	940	793	738	143	545	210	377,5	1200	350	864	415	1"					
355	178	255	1925	1110	833	778	154	588	217	463	1225	390	1060	546	1"					
406	216	255	2270	1200	908	875	170	645	298	508	1450	420	1120	546	1"					
470	255	457	3150	1490	1150	1030	200	790	290	600	2175	580	1430	630	1 1/4"					
610	305	457	3370	2410	1510	1365	230	880	400	655	2220	650	2250	750	1 1/4"					

Рис. 36. Паровой насос Вортингтона.

делением, находящейся с ним на одном штоке. Данные о производительности и размерах насосов Вортингтон приведены в табл. 6.

Таблица 7

Общие данные о ручных крыльчатых насосах Альвейер

№№		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Двойного действия	Диаметр труб в мм	12,5	20	25	32	32	38	38	50	50	62	75	75
	Производительность в м ³ /час	1,08	1,80	2,18	3,24	3,96	5,4	7,2	9,0	11,52	13,2	16,8	22,8
Четырехкратного действия	Диаметр труб в мм	12,5	20	25	32	32	38	38	50	50	62	75	75
	Производительность в м ³ /час	1,56	2,28	2,82	4,2	5,7	6,1	8,4	9,72	12,6	17,4	22,5	27,3

Иногда при необходимости подачи незначительных количеств жидкости прибегают к помощи ручных крыльчатых насосов. Наиболее часто пользуются ручным насосом двукратного или четырехкратного действия системы Альвейер. Он состоит из круглого чугунного, внутри обработанного корпуса, в котором двигаются плотно прилегающие к стенкам кожуха бронзовые крылья, сидящие на оси, приводимой в движение рычагом. Размеры и производительность таких насосов приведены в табл. 7.

Центробежные насосы. Конструкции обычных центробежных насосов, выполняемых раз-

личными фирмами, мало чем отличаются одна от другой. На рис. 37 представлен центробежный насос низкого давления, а на рис. 38 — многоступенчатый насос высокого давления, изготавливаемые заводами Кертинг, причем в первом случае насос приводится в действие от трансмиссии или мотора посредством ременной передачи, во втором — от электродвигателя, установленного на одной оси с насосом. Данные о высоте подачи, производительности, числе оборотов и мощности таких насосов приведены в табл. 8.

Для нас большой интерес представляют центробежные насосы, применяемые для подачи химически активных жидкостей, из чи-

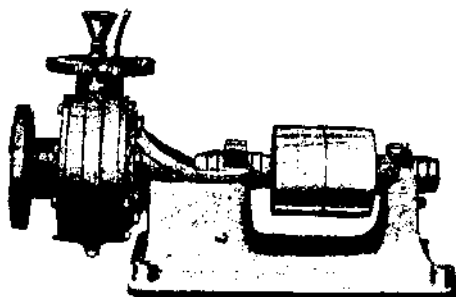


Рис. 37. Центробежный насос низкого давления.

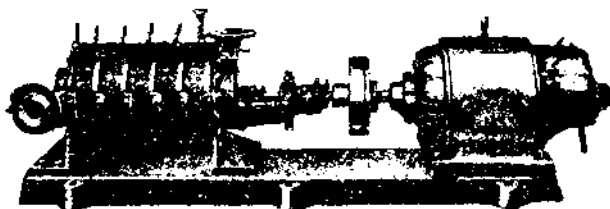


Рис. 38. Центробежный насос высокого давления.

сла которых в первую очередь отметим центробежный насос Гана, выполняемый фирмой Кюнке (Kühnle, Kopp und Kausch A. G.), представленный на рис. 39. Отличительной особенностью насоса Гана является отсутствие сальника, что достигнуто за счет вертикального расположения насоса.

Насос Гана состоит из корпуса *a*, средней части *b* и крышки с кронштейном, на которой укреплен вертикальный вал *c*. На нижнем конце вала укреплено рабочее колесо *g*, погруженное в кислоту. Кислота поступает через отверстие *e* и находится все время на некоторой высоте, не достигая однако подшипников. На случай внезапной остановки насоса корпус снабжен отверстием *d*, соединенным с тем же питательным сборником кислоты, через которое при остановке насоса и будет уходить избыток кислоты, поступающей обратно из нагнетательного трубопровода через штуцер *f*.

Производительность такого насоса 10—15 м³/час, высота подачи около 22 м, расход энергии от 1,1 до 1,9 квт·ч на каждые 100 л. Насос приводится в действие непосредственно от мотора при помощи ременной передачи. Достоинства его — отсутствие сальников, что устраняет попадание кислой жидкости в подшипники, недостатки — малый коэффициент полезного действия, а также то обстоятельство, что насос этот занимает много места.

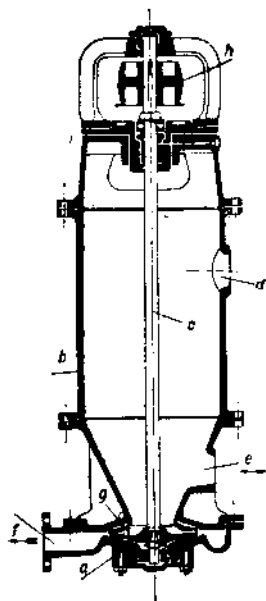


Рис. 39. Центробежный насос Гана.

Таблица 8

Общие данные о центробежных насосах Кертинг

Высота подачи в м вод. ст.	Характеристики	Внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного штуцеров						
		60 мм			80 мм			
6	Производительность в л/мин	300	400	500	600	700	800	900
	Число об/мин	1 000	1 050	1 130	1 200	960	1 050	1 150
	Расход силы в л. с.	0,80	0,97	1,17	1,45	1,55	1,70	1,9
8	Производительность в л/мин	300	400	500	600	700	800	900
	Число об/мин	1 180	1 180	1 210	1 280	1 050	1 150	1 210
	Расход силы в л. с.	1,00	1,30	1,48	1,77	2,07	2,25	2,54
10	Производительность в л/мин	300	400	500	600	700	800	900
	Число об/мин	1 270	1 280	1 310	1 400	1 200	1 230	1 300
	Расход силы в л. с.	1,30	1,60	1,75	2,05	2,58	2,70	3,0
15	Производительность в л/мин	—	400	500	600	700	800	900
	Число об/мин	—	1 600	1 600	1 630	1 350	1 400	1 420
	Расход силы в л. с.	—	2,40	2,60	3,08	3,80	3,96	4,48
20	Производительность в л/мин	—	400	500	600	700	800	900
	Число об/мин	—	1 850	1 850	1 880	60 1 700	1 540	1 580
	Расход силы в л. с.	—	3,50	4,00	4,40	4,75	5,45	5,9

Высота подъема в м вод. ст.	Характеристики	Внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного шлангов					
		60 мм			80 мм		
25	Производительность в л/мин	—	—	—	—	800	900
	Число об/мин	—	—	—	—	1720	1750
	Расход силы в л. с.	—	—	—	—	7,4	7,5
30	Производительность в л/мин	—	—	—	—	—	—
	Число об/мин	—	—	—	—	—	—
	Расход силы в л. с.	—	—	—	—	—	—
		100 мм			150 мм		
6	Производительность в л/мин	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 500
	Число об/мин	1 450	1 450	1 450	1 450	900	980
	Расход силы в л. с.	2,2	2,6	3,0	3,5	3,8	4,7
8	Производительность в л/мин	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 500
	Число об/мин	1 450	1 450	1 450	1 450	1 050	1 120
	Расход силы в л. с.	2,9	3,3	3,8	4,7	5,0	5,2
10	Производительность в л/мин	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 500
	Число об/мин	1 450	1 450	1 450	1 450	1 150	1 200
	Расход силы в л. с.	3,4	4,1	4,8	5,5	6,3	7,7
15	Производительность в л/мин	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 500
	Число об/мин	1 450	1 450	1 450	1 450	1 320	1 380
	Расход силы в л. с.	5,1	5,9	7,0	8,0	9,4	11,5
20	Производительность в л/мин	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 500
	Число об/мин	1 630	1 640	1 680	1 730	1 530	1 570
	Расход силы в л. с.	7,0	8,2	9,1	10,6	12,7	15,0
25	Производительность в л/мин	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 500
	Число об/мин	1 830	1 850	1 860	1 870	1 700	1 730
	Расход силы в л. с.	9,0	10,5	12,2	13,6	15,8	18,7
30	Производительность в л/мин	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 500
	Число об/мин	2 100	2 150	2 180	2 200	1 900	1 920
	Расход силы в л. с.	10,8	12,7	14,6	16,4	19,0	23,2
		200 мм			250 мм		
6	Производительность в л/мин	—	—	—	7 000	8 000	—
	Число об/мин	—	—	—	900	960	—
	Расход силы в л. с.	—	—	—	13,3	15,2	—
8	Производительность в л/мин	4 000	5 000	—	7 000	8 000	9 000
	Число об/мин	1 100	1 200	—	950	970	1 050
	Расход силы в л. с.	10,0	12,5	—	17,5	20,0	22,8
10	Производительность в л/мин	4 000	5 000	6 000	7 000	8 000	9 000
	Число об/мин	1 300	1 350	1 400	980	1 050	1 100
	Расход силы в л. с.	12,5	15,4	18,8	21,0	24,0	27,8
15	Производительность в л/мин	4 000	5 000	6 000	7 000	8 000	9 000
	Число об/мин	1 050	1 080	1 130	1 150	1 200	1 230
	Расход силы в л. с.	10,8	23,2	28,2	31,0	35,0	39,5
20	Производительность в л/мин	4 000	5 000	6 000	7 000	8 000	9 000
	Число об/мин	1 200	1 230	1 300	1 300	1 330	1 360
	Расход силы в л. с.	24,6	30,0	36,6	42,5	47,0	52,6
25	Производительность в л/мин	4 000	5 000	6 000	7 000	8 000	9 000
	Число об/мин	1 360	1 370	1 420	1 420	1 450	1 470
	Расход силы в л. с.	30,8	38,0	45,0	54,0	60,0	67,0
30	Производительность в л/мин	4 000	5 000	6 000	—	—	—
	Число об/мин	1 475	1 480	1 530	—	—	—
	Расход силы в л. с.	38,0	47,0	55,6	—	—	—

Большим распространением для подачи кислых жидкостей пользуются более компактные горизонтальные центробежные насосы как с сальниками, так и без сальников, изготавливаемые из специальных кислотоупорных сплавов, как-то: „термосилид“, „тантаер“, „дурирон“ и др.

На рис. 40 представлен разрез наиболее поздней конструкции горизонтального кислотного насоса с сальником из выполняемых

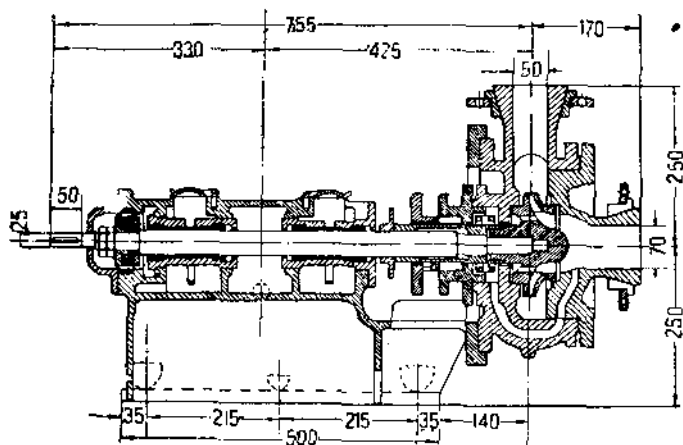


Рис. 40. Центробежный кислотный насос Зульгер.

фирмой Зульгер (Sulger). Насос сконструирован для непосредственного соединения с мотором, причем все части, соприкасающиеся с кислотой, выполнены из термосилида. Вал надежно центрирован в двух сильно развитых подшипниках. Рабочее колесо насоса имеет осевые отверстия для прохода кислоты из левой части насоса в правую часть, за счет чего достигается уравнивание осевого давления. Пространство перед сальником соединено специальным отливным каналом со всасывающим штуцером, где всегда господствует некоторое разрежение, за счет которого кислота, проникающая к сальнику, отсасывается по этому каналу к всасывающему штуцеру.

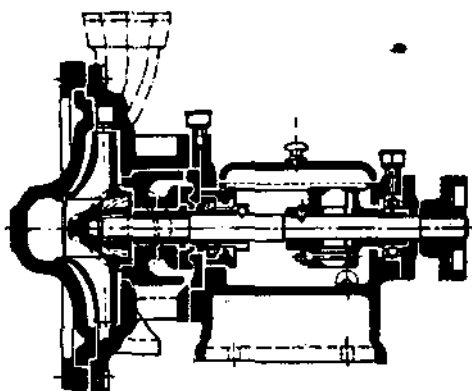


Рис. 41. Центробежный насос без сальника.

По данным фирмы производительность таких насосов от 43 до 72 м³/час при высоте напора до 35 м вод. ст. и числе оборотов от 1450 до 2900 в 1 мин.; расход мощности от 0,65 до 9,55 л. с.

К недостаткам насосов с сальниками относятся: необходимость постоянного и внимательного надзора за состоянием сальника, бы-

страй порча сальниковой набивки, ведущая к частым остановам насоса; кроме того при затяжке сальника быстро срабатывается вал в месте натяжения.

На рис. 41 представлен насос без сальника фирмы Вейзе (Weise Söhne, Hall), в котором уплотнение во время работы достигается тем, что попадающая за рабочее колесо через зазор по его окружности кислота отсасывается снова к началу рабочих лопаток через специальные эжекторные каналы, отлитые в колесе. Отсасывание получается благодаря тому, что давление кислоты за колесом, равное давлению на его окружности, всегда больше, чем у начала лопаток.

Фирма выполняет эти насосы производительностью от 1,5 до 120 м³/час с высотой подачи до 40 м, числом оборотов от 950 до 2900 в 1 мин., расходом мощности от 0,25 до 12,5 л. с. Все части, соприкасающиеся с кислотой, изготовляют из ферросилиция или в некоторых специальных случаях из твердого свинца или серого чугуна.

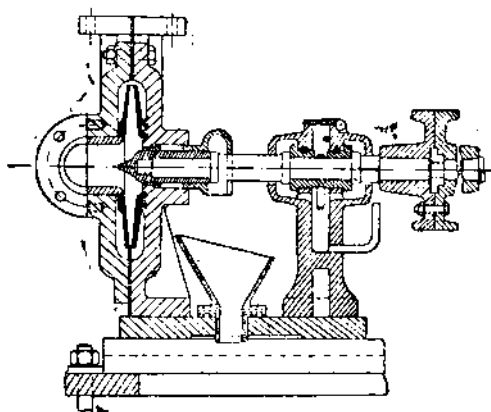


Рис. 42. Центробежный насос „кинешемский“.

Насосы без сальника в настоящее время выполняются многими зарубежными фирмами.

Среди кислотоупорных центробежных насосов у нас в СССР довольно широко распространен так называемый „кинешемский“, представленный на рис. 42, у которого предохранение подшипника от разъедания достигается тем, что последний отнесен на значительное расстояние от сальника и между ними вал является свободным.

Проникнувшая через сальник кислота стекает вниз в специальную керамиковую воронку. Насос подает до 4 м³/час при 1440 об/мин на высоту 12,5 м.

Не раз уже упомянутая выше фирма Deutsche Ton- und Steinzeugwerke A. G. выполняет центробежные насосы, кожух и рабочее колесо которых сделаны из кислотоупорной керамики. Насос установлен на одной оси с электродвигателем: Производительность их от 1,8 до 72 м³/час, высота подачи от 5 до 30 м, число оборотов от 670 до 3080 в 1 мин., мощность от 0,34 до 19 л. с.

Ротационные насосы. Как бы промежуточным звеном между насосами поршневыми и центробежными являются ротационные (или „коловратные“) насосы, имеющие большое применение при подаче горячих или обладающих значительной вязкостью жидкостей и в частности — при перекачке горячего масла в обогревательных приборах. Ротационные насосы представляют собой поршневой насос с вращающимся поршнем и по своей конструкции могут быть трех типов: 1) с одним валом, 2) с двумя валами и 3) эксцентровые.

На рис. 43 представлен схематический разрез ротационного насоса с одним валом, на котором насажен цилиндрический ротор *B* с подвижными пластинками *c*, установленными в бороздках по образующей ротора. В бороздках ротора помещено по две пластинки *c*, между которыми имеется пружина *d*, благодаря которой

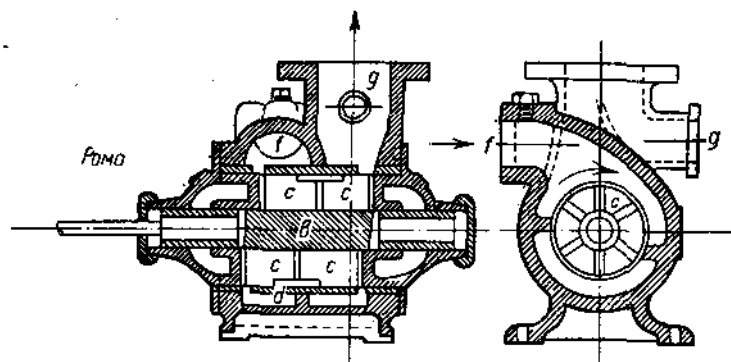


Рис. 43. Ротационный насос с одним валом.

пластинки прижимаются к торцовым крышкам насоса, очерченным по кривой. При движении ротора вокруг своей оси происходит увеличение или уменьшение объема пространства между соседними пластинками, в силу чего жидкость засасывается через штуцер *f* и нагнетается в трубопровод через штуцер *g*.

Производительность таких насосов колеблется в пределах от 1 до 6 м³/час; высота напора достигает 40 м.

На рис. 44 представлена схема ротационного насоса с эксцентрично установленным валом по отношению к рабочему пространству кожуха насоса. Вал имеет прорезы, расположенные под прямым углом, в которых установлены при помощи пружин две пластины, могущие независимо одна от другой перемещаться (за счет давления пружины) в радиальном направлении.

Средняя часть кожуха насоса имеет такую же ширину, как пластины, и ее рабочая полость очернена сверху и снизу по дугам окружностей, проведенных из центра вала.

При вращении вала за счет давления, развиваемого центробежной силой, пластинка касается стенок кожуха и таким об-

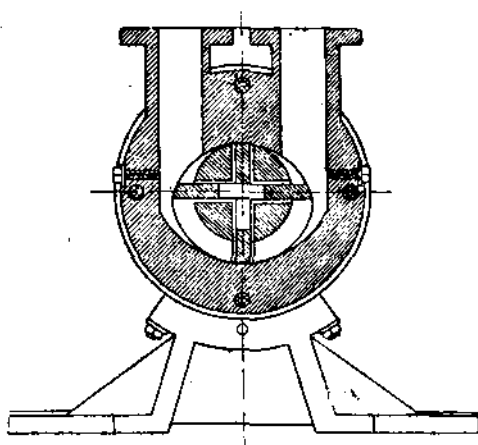


Рис. 44. Эксцентриковый ротационный насос.

разом делит все рабочее пространство на две полости — всасывающую и нагнетающую — и действует как поршень, с одной стороны, засасывая жидкость из всасывающего трубопровода, с другой — нагнетая ее в нагнетательный трубопровод. Число оборотов эксцентриковых насосов около 1000 в 1 мин.

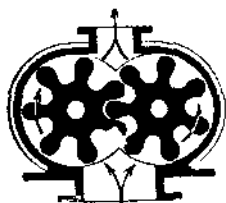


Рис. 45. Зубчатый ротационный насос.

На рис. 45 представлен схематический разрез ротационного насоса зубчатого типа, в котором засасывание и нагнетание жидкости осуществляются за счет вращения навстречу друг другу двух цилиндрических шестерен, заключенных в кожух; последний с одной стороны присоединен к всасывающему, а с другой — к нагнетательному трубопроводам. По принципу действия эти насосы аналогичны эксцентриковым.

10. Специальные насосы

В химической технологии, особенно при работе с химически сильно действующими жидкостями, нередко для передачи и подъема последних пользуются давлением воздуха или инертных газов.

Сифон. Простейшим устройством для перелива жидкости из резервуаров и сосудов является сифон, в котором подъем, или всасывание жидкости, осуществляется за счет давления окружающей атмосферы. К устройству сифона прибегают во всех тех случаях, когда в силу химических свойств передаваемой жидкости, ведущих к разведению кранов, нежелательно устройство низового спуска в резервуаре, или в тех случаях, когда необходимо сливать только некоторый верхний слой жидкости.

Принцип действия сифона чрезвычайно прост: если, как это показано на рис. 46, в резервуар с жидкостью погрузить один конец предварительно заполненной жидкостью трубы, то при открытии крана *A* на другом конце трубы, находящемся ниже уровня жидкости в резервуаре, жидкость из трубы за счет силы тяжести будет непрерывно вытекать, вследствие чего в сифоне *B* образуется разреженное пространство, а так как на жидкость в резервуаре давит атмосферный воздух, то жидкость из резервуара будет непрерывно поступать в сифон и вытекать из него через кран *A*.

Принимаем те же обозначения, что и в предыдущих параграфах: p_a — атмосферное давление в кг/м^2 , H_1 — высота подъема от верхнего уровня жидкости в резервуаре до наивысшей точки сифона в м, H_2 — высота падения жидкости от наивысшей точки

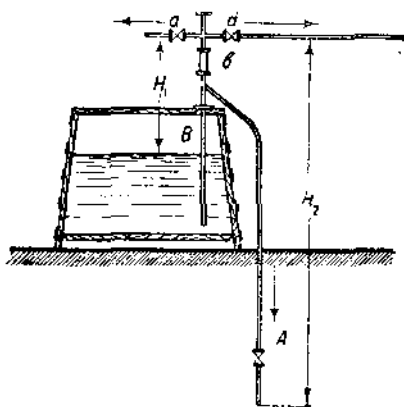


Рис. 46. Сифон.

сифона до выходного отверстия в M , w_1 — скорость жидкости на линии подъема в $м/сек$, w_2 — скорость жидкости на линии падения в $м/сек$, γ — удельный вес жидкости в $кг/м^3$.

По предыдущему для линии подъема напишем уравнение:

$$H_1 + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} \Sigma \zeta \cong \frac{p_a}{\gamma}.$$

Для линии падения:

$$H_2 + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} + \frac{w_2^2}{2g} \Sigma \zeta_2.$$

Подставляя в последнее уравнение значение $\frac{p_a}{\gamma}$ из предыдущего, найдем:

$$H = H_2 - H_1 = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} \Sigma \zeta_1 + \frac{w_2^2}{2g} \Sigma \zeta_2,$$

или, считая, что практически скорости протекания жидкости одинаковы как на линии подъема, так и на линии нагнетания, напишем

$$\frac{w^2}{2g} \Sigma \zeta = \frac{w_1^2}{2g} \Sigma \zeta_1 + \frac{w_2^2}{2g} \Sigma \zeta_2,$$

и тогда

$$H = H_2 - H_1 \cong \frac{w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta). \quad (50)$$

При постоянном уровне жидкости скорость протекания ее по сифону определится так

$$w = \sqrt{\frac{H_2 - H_1}{1 + \Sigma \zeta} 2g} \approx 4,43 \sqrt{\frac{H_2 - H_1}{1 + \Sigma \zeta}}. \quad (51)$$

При опоражнивании резервуара с сечением F_0 продолжительность опоражнивания определится в общем виде уравнением:

$$t = \frac{1}{4,43f \sqrt{\frac{1}{1 + \Sigma \zeta}}} \int_{H'}^{H''} \frac{F_0 dH}{\sqrt{H}}, \quad (52)$$

где: $H' = H_2 - H_1$ — в начальный момент, $H'' = H_2 - H_1$ — в конеч-

ный момент, f — сечение трубопровода в м^2 , F_0 — сечение резервуара в м^2 .

Для приведения сифона в действие необходимо предварительно заполнить его жидкостью. Простейшим способом заполнения сифона жидкостью является заливка его через воронку вручную. Более совершенный способ заливки схематически представлен на рис. 46, где заполнение сифона жидкостью производится за счет отсасывания воздуха при помощи вакуумнасоса через кран d , соединенный с вакуумтрубопроводом.

При закрытом кране A за счет разрежения, производимого вакуумнасосом, жидкость поднимается до смотрового фонаря b и заполняет как линию всасывания, так и линию падения.

Как только жидкость поднялась до смотрового фонаря, открывают кран A и закрывают кран d , после чего жидкость непрерывно будет вытекать через кран A до тех пор, пока не опорожнится весь резервуар или, вернее, до тех пор, пока разность $H_2 - H_1$ не будет меньше суммы всех сопротивлений.

Прекращение действия сифона достигается путем сообщения верхней части его с окружающей атмосферой, для чего и ставят кран a .

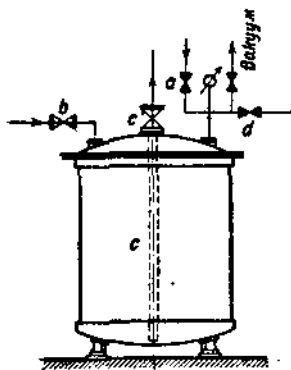


Рис. 47. Монтежу.

Для достижения максимальной плотности в соединительных фланцах смотрового фонаря последний необходимо делать жесткой конструкции, не допускающей перекосов за счет неравномерной затяжки болтов. Лучшими в работе показали себя смотровые фонари, литые из чугуна или бронзы с плоскими стеклами.

Монтежу. К широко распространенным способам перемещения жидкостей в химической технологии относится способ подъема их сжатым воздухом (или инертными газами) в так называемых монтежу. По своему устройству и способу действия монтежу настолько просты, что в качестве их могут быть использованы любые герметически закрытые, допускающие некоторое избыточное давление резервуары, для чего к последним необходимо только подвести сжатый воздух. Нагнетание жидкости из монтежу обычно осуществляют не через низовой спуск, а через трубу, опущенную до дна резервуара, при этом для достижения наибольшей полноты опораживания в дне непосредственно под нагнетательной трубой делают углубление.

Обычно монтежю делают в виде горизонтально или вертикально устанавливаемых цилиндрических резервуаров со сферическими днищами, стенки которых рассчитаны на соответствующее рабочее давление (3—4 атм).

Схема устройства монтежю, устанавливаемых для поднятия различных жидкостей в анилиноокрасочной промышленности, показана на рис. 47, где *a* — кран для впуска сжатого воздуха, *c*—*c'* — нагнетательная труба с краном, *d* — кран для спуска давления, *b* — кран для заполнения монтежю.

Если монтежю заполнен частично или полностью жидкостью, то при закрытых кранах *b* и *d*, открывая кран *a*, впускают сжатый воздух, за счет давления которого жидкость поднимается по трубе *c* и через открытый кран *c'* нагнетается в трубопровод. Впуск воздуха регулируется вручную согласно показаниям манометра, устанавливаемого в крышке монтежю. После того как монтежю опорожнится или после того как будет поднято заданное количество жидкости из монтежю, кран *a* на линии сжатого воздуха закрывают и, открывая кран *d*, сообщают монтежю с атмосферой, при этом при перекачке только части жидкости, находящейся в монтежю, предварительно закрывают кран *c'* на нагнетательном трубопроводе.

При работе с жидкостями, выделяющими газы и пары, вредно действующие на человеческий организм, во избежание попадания этих газов и паров в атмосферу производственных помещений давление спускают по трубопроводу, выведенному через крышу или стены наружу или соединенному со специально для этой цели устанавливаемыми поглощательными аппаратами.

Заливку жидкости в монтежю осуществляют через кран *b*, причем в тех случаях, когда уровень засасываемой жидкости ниже уровня крана *b*, засасывание проводят при помощи разрежения, для чего к монтежю присоединяют вакуумтрубопровод. В этом случае подводка сжатого воздуха и вакуума и соединение с атмосферой осуществляются по схеме рис. 47.

Чтобы при передавливании жидкостей в монтежю не образовалось давления более допускаемого прочностью стенок, ставят непосредственно на крышке монтежю или на трубопроводе сжатого воздуха предохранительный клапан.

В тех случаях, когда при помощи монтежю необходимо подавать жидкости, пары которых в смеси с воздухом дают взрывчатые и легко воспламеняющиеся смеси (различные органические жидкости, как например спирт, эфир, бензол и т. п.), вместо сжатого воздуха необходимо применять инертные газы, как-то: углекислоту, азот.

Устанавливают монтежю обычно в специально для этого устраиваемых приемках с таким расчетом, чтобы заливка жидкости, т. е. заполнение монтежю, могло быть осуществлено самотеком из вышестоящих резервуаров.

На рис. 48 показан пример установки вертикального монтежю емкостью 8 м³ в кирпичном приемке с наклонным полом, снабженным желобом для стока собирающейся в приемке жидкости.

Рассмотренные выше монтежю работают периодически и тре-

буют постоянного наблюдения и регулирования вручную. При непрерывнодействующих производствах, где каждый аппарат прежде всего должен быть автоматом, такие монтажу не обеспечивают бесперебойности работы, и в этих случаях приходится ставить монтажу-автоматы, или, как их называют, пульсометры.

Устройство такого пульсометра, применяемого в сернокислотном производстве, представлено на рис. 49. Работа его протекает следующим образом. Жидкость из сборника-резервуара *A*, установленного несколько выше пульсометра, поступает в последний через автоматически действующий клапан *M*. Внутри пульсометра установлен поплавок *X*, стержень которого при наивысшем положении попла-

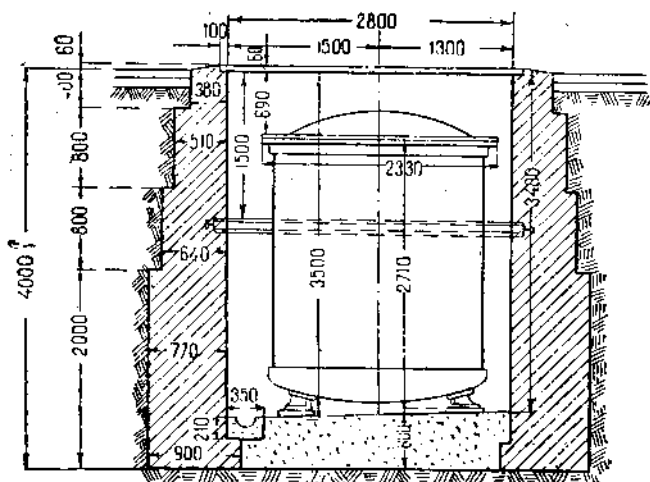


Рис. 48. Установка монтажу в приемке.

ка автоматически открывает клапан, впускающий сжатый воздух. Как только жидкость заполнила пульсометр, поплавок поднимается ею и открывает воздушный клапан, расположенный в коробке на трубе *C*. Тогда по трубе *D* и затем *C* сжатый воздух поступает в пульсометр и создает там соответствующее давление, под влиянием которого клапан автоматически закрывается, прекращая поступление жидкости из сборника, и содержащее пульсометра выдавливается в нагнетательную трубу *T*. После того как вся жидкость будет передавлена, поплавок опускается вниз, в силу чего воздушный кран закрывается, открывается атмосферный кран, а также открываются клапан *M*, и жидкость снова из сборника поступает в пульсометр, по заполнении которого снова происходит выдавливание, и т. д.

На рис. 50 представлен монтажу, выполняемый немецкой фирмой Ф. Герман (Franz Hermann, Köln-Bauenthol), снабженный сферическим поплавком и рекомендуемый для подачи жидкости с осадками.

Для подачи таких жидкостей, как соляная кислота, применяют керамиковые монтажу — или периодически действующие, или автоматические. Фирма Тон и Штейнцейг (Deutsche Ton- und Stein-

zeugwerke A. G.) изготавливает керамиковые монтежю емкостью от 15 до 500 л, работающие под давлением до 6 ат.

Обозначая: P — давление воздуха на жидкость в монтежю в $\text{кг}/\text{м}^2$, γ — удельный вес жидкости в $\text{кг}/\text{м}^3$, w — скорость протекания жидкости в нагнетательном трубопроводе в $\text{м}/\text{сек}$, H — высоту поднятия жидкости в м , $\Sigma \zeta$ — сумму всех коэффициентов сопротивлений нагнетательного трубопровода, P_0 — давление в пространстве, куда

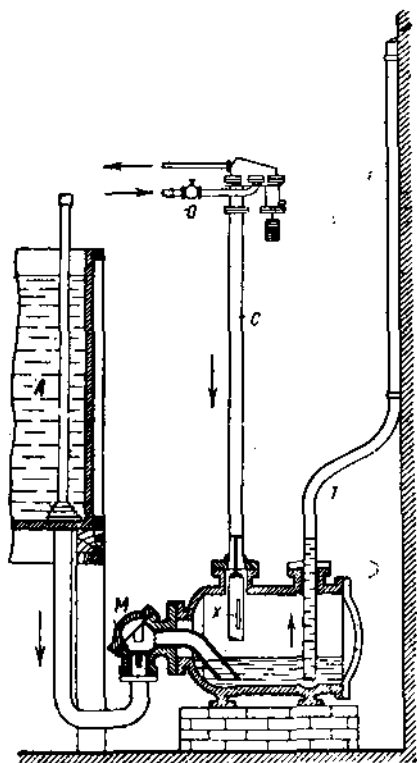


Рис. 49. Монтежю-пульсометр.

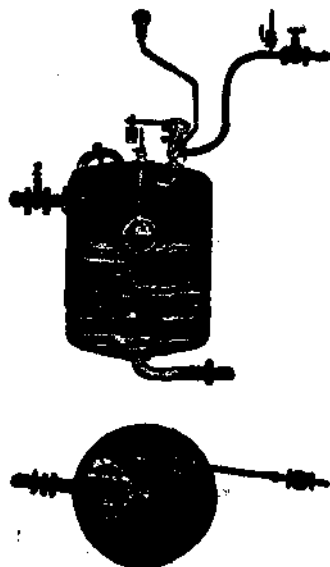


Рис. 50. Монтежю со сферическим поплавком.

подается жидкость в $\text{кг}/\text{м}^2$, мы определим давление, необходимое для поднятия жидкости, из уравнения:

$$P = H\gamma + \frac{\gamma w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta) + P_0, \quad (53)$$

а скорость протекания жидкости при заданном давлении в монтежю определится так:

$$w = 4,43 \sqrt{\frac{P - P_0 - H\gamma}{\gamma (1 + \Sigma \zeta)}}. \quad (54)$$

Пароструйные насосы. Для подъема жидкостей, допускающих смешение с конденсатом водяного пара, находят широкое применение пароструйные насосы, в которых подъем и всасывание осуществляются за счет энергии быстро вытекающей струи пара. Пароструйные насосы разделяются на эжекторы (всасывающие) и инжекторы (нагнетательные).

Схема устройства инжектора представлена на рис. 51, где a —

штуцер для подводки пара, *b* — штуцер всасывающего трубопровода, *c* — паровое сопло, *d* — конус для регулирования входа пара в сопло, *f* — нагнетательное сопло, *g* — штуцер для стекания избытка конденсата, *h* — обратный клапан, *i* — штуцер для присоединения к нагнетательному трубопроводу.

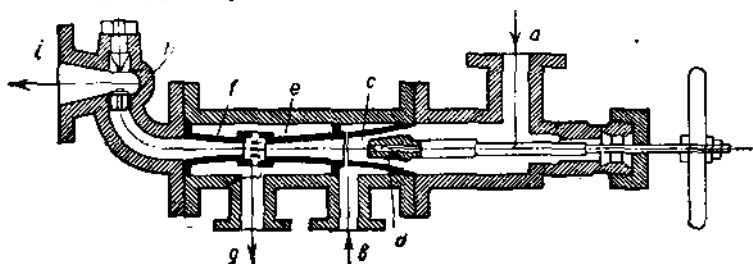


Рис. 51. Схема устройства инжектора.

Пар поступает через штуцер *a* и, проходя через паровое сопло *c*, приобретает большую скорость, с которой и входит в смешивающее сопло *e*. При входе в сопло *e* пар встречается с всасываемой жидкостью, входящей через штуцер *b*, при этом он конденсируется и отдает часть своей кинетической энергии. На конце смешивающего сопла *e* смесь достигает большой скорости, которая затем в расширяющемся сопле *f* преобразуется в давление, за счет которого жидкость и подается в нагнетательный трубопровод.

Жидкость, нагнетаемая инжектором, может преодолевать давление значительно большее, чем давление пара, подаваемого через штуцер *a*, при этом за счет теплоты конденсации она нагревается иногда до 70—90°.

Инжектор Кертинга. На рис. 52 представлен разрез инжектора системы Кертинга, состоящего из двух паровых насадок, снабженного ручным рычагом. При пуске такого инжектора посредством незначительного движения рычага сначала открывают паровые вентили насадок *V* и *V*₁, в силу чего пар, проходя через насадки, всасывает воду из всасывающего трубопровода, при этом вода, выйдя из насадок, попадает в каналы *M* и *M'* и выходит через открытый кран *E* в атмосферу.

При дальнейшем движении рычага кран *E* открывается еще больше и вода под давлением вытекает через него в атмосферу до тех пор, пока вентили насадок *V* и *V*₁ не откроются полностью; при этом кран *E* закроется, вследствие чего вода будет нагнетаться через клапан *G* в нагнетательный трубопровод.

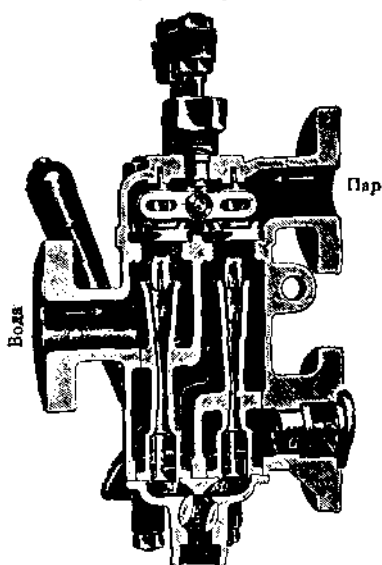


Рис. 52. Инжектор Кертинга.

В табл. 9 даны производительность и диаметры трубопроводов инжекторов.

Ввиду большого расхода энергии и сравнительно низкого коэффициента полезного действия инжекторы применяются только там, где возможно использование теплоты подаваемой жидкости, нагревающейся за счет конденсации пара в инжекторе.

Таблица 9

Производительность и размеры инжекторов

Номер инжектора Характеристика												
	4	6	7	8	10	12	13	15	18	22	24	
Производительность $\text{м}^3/\text{мин}$	0,6	1,0	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0	10	14	20	28	36
Наименьший диаметр трубопровода в мм для пара для воды	25	25	30	40	40	50	60	60	70	80	100	100
	25	25	30	40	40	50	60	60	60	70	80/90	80/90

Водоструйные насосы. По устройству и принципу действия пароструйным насосам полностью аналогичны водоструйные насосы, в которых всасывание и нагнетание жидкости осуществляется за счет живой силы струи воды, вытекающей с большой скоростью из конической насадки.

Схема устройства водоструйного насоса простейшей конструкции представлена на рис. 53. Нагнетаемая из водопровода вода, проходя через непрерывно суживающееся сопло *В*, приобретает большую скорость и через отверстие *Г* засасывает жидкость из всасывающего трубопровода *С*, нагнетая ее в присоединенный к штуцеру *К* нагнетательный трубопровод.

Отличаясь простотой устройства, эти насосы имеют чрезвычайно низкий коэффициент полезного действия, равный в среднем от 0,1 до 0,25.

Водоструйные насосы находят применение в качестве временных устано-

вок для откачки воды из приямков, погребов и т. п., при этом для пуска и работы их требуется обязательно наличие водяной энергии (воды, обладающей некоторым напором).

Ниже в табл. 10 приведены производительность и размеры водоструйных насосов, выполненных Арматрестом.

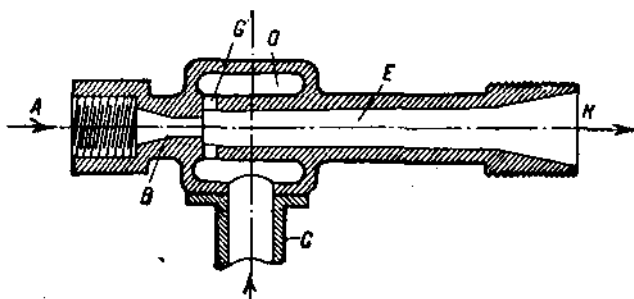


Рис. 53. Схема водоструйного насоса.

Производительность и размеры водоструйных насосов

Характеристика	Номер насоса			
	1	2	3	4
Производительность в $\text{м}^3/\text{час}$ при высоте напора в 3 ат	1,0	2,0	4,8	9,6
Диаметр напорного трубопровода в мм	10	13	20	32
Диаметр всасывающего и нагнетательного трубопровода в мм	20	25	38	56

Пример 17. При производстве высокопроцентного олеума последний из абсорбера переливается в сборник при помощи сифона, как показано на рис. 54. Вычислить продолжительность перелива всего олеума из абсорбера в сборник ($\gamma = 2000 \text{ кг/м}^3$ и $\mu = 0,002 \text{ кг·сек/м}^2$).

Решение. Объем олеума в абсорбере:

$$V = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} 1,8 = 5,65 \text{ м}^3.$$

Принимаем ориентировочно скорость $w = 1 \text{ м/сек.}$

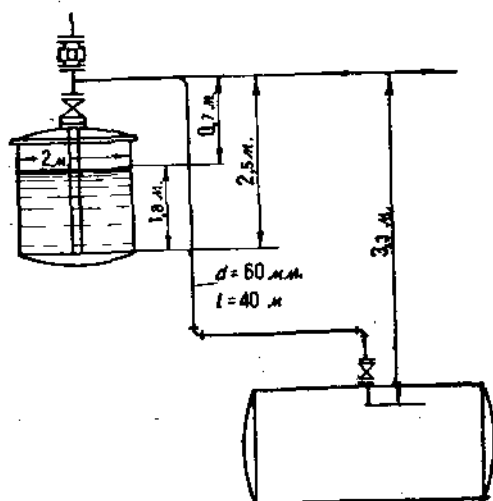


Рис. 54. К примеру 17.

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0,06 \cdot 2000}{0,002 \cdot 9,81} = 6100 > Re_{кр}.$$

Коэффициент сопротивления трения:

$$\zeta_1 = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}} \frac{l}{d} = \frac{0,3164}{\sqrt{6100}} \cdot \frac{40}{0,06} \approx 0,035 \cdot \frac{40}{0,06} \approx 23,8.$$

Местные сопротивления:

$$\zeta_2 = 1,78 \cdot 2 + 0,62 \cdot 2 + 1 + 0,14 \cdot 3 = 6,18.$$

Сумма всех сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = 23,8 + 6,18 \approx 30.$$

Сечение резервуара:

$$F_0 = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ м}^2.$$

Сечение трубопровода:

$$f = \frac{[3,14 \cdot 0,06]}{4} \approx 0,00285 \text{ м}^2.$$

Действующий напор в начальный момент:

$$H_2' = 3,3 - 0,7 = 2,6 \text{ м.}$$

Действующий напор в конечный момент:

$$H_1' = 3,3 - 2,5 = 0,8.$$

Продолжительность перелива:

$$t = \frac{F_0}{4,43f \sqrt{\frac{1}{1+\Sigma\zeta}}} \int_{H_1'}^{H_2'} H^{-1/2} dH = \frac{2F_0}{4,43f \sqrt{\frac{1}{1+\Sigma\zeta}}} [\sqrt{H_2'} - \sqrt{H_1'}] =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 2}{4,43 \cdot 0,00285 \sqrt{\frac{1}{31}}} (\sqrt{2,6} - \sqrt{0,8}) \approx 200^{\circ} \text{ сек.} \approx 33 \text{ мин.},$$

чему соответствует средняя скорость, равная

$$w = \frac{5,65}{0,00285 \cdot 2000} = 1 \text{ м/сек.}$$

что хорошо совпадает с значением w , принятым ранее ориентировочно.

Пример 18. При помощи монтежу поднимают на высоту 20 м жидкость удельного веса 1300 кг/м³ в открытый резервуар. Сопротивление в трубопроводе выражается величиной $\Sigma\zeta = 25$. Определить, за какой промежуток времени можно перекачать из монтежу 8 м³ жидкости, если трубопровод имеет диаметр 50 мм, а манометр на монтежу показывает давление в 3 ат.

Решение. Скорость протекания находим по ур-нию:

$$w = 4,43 \sqrt{\frac{P - P_0 - H\gamma}{\gamma(1 + \Sigma\zeta)}}$$

По условию:

$$\begin{aligned} H &= 20 \text{ м,} \\ P &\approx (3 + 1) 10000 = 40000 \text{ кг/м}^2, \\ P_0 &= 10000 \text{ кг/м}^2, \\ \gamma &= 1300 \text{ кг/м}^3, \\ \Sigma\zeta &= 25, \end{aligned}$$

$$w = 4,43 \sqrt{\frac{40000 - 10000 - 20 \cdot 1300}{1300(1 + 25)}} \approx 1,53 \text{ м/сек.}$$

Секундный расход жидкости:

$$V_{\text{сек}} = 1,53 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,00298 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Продолжительность перекачки 8 м³ жидкости:

$$t = \frac{8}{0,00298 \cdot 3600} \approx 0,75 \text{ часа} \approx 45 \text{ мин.}$$

Задачи

1. Вычислить диаметр трубопровода для отвода суточной производительности купоросного масла 300 т, допуская линейную скорость течения 2 м/сек.
Ответ. ≈ 35 мм.
2. Вычислить время истечения жидкости из сосуда конической формы с углом у вершины в 80°, если сосуд исполнен до высоты 2 м и отверстие истечения равно 30 мм.
Ответ. ≈ 2 часа.
3. Определить сопротивление трения в трубе диаметром 50 мм и длиной 50 м при протекании по ней при 20° 1000 кг/час: а) воды, б) бензола, в) безводного глицерина.
Ответ. $P_1 \approx 3,62$ м вод. ст., $P_2 \approx 3,55$ м вод. ст., $P_3 \approx 0,8$ м вод. ст.

4. При помощи трубопровода общей длиной 1500 м необходимо подать поршневым насосом 30 м³ этилового спирта в час при температуре 20°. Статическая высота напора 10 м. Трубопровод диаметром 100 мм имеет 10 отводов и 4 вентиля. Определить потребную мощность насоса.
 Ответ. 3,4 л. с. при $\eta = 0,7$.
5. При температуре 15° удельный вес масла 0,96 и вязкость 35 пуаз, а при температуре 50° — удельный вес 0,89 и вязкость 1,9 пуаз. Необходимо подать по трубопроводу диаметром 150 мм и общей длиной 1000 м по горизонтали 100 м³/час такого масла.
 Сравнить стоимость подачи масла без подогрева при 15° и с подогревом до 50°, если известно, что 1 кат-ч электроэнергии стоит 5 коп., а 1 т мягкого пара давлением в 2 ат — 2 руб. Коэффициент полезного действия насоса и мотора — 0,5 (теплоемкость масла 0,4 кал/кг °С; 1 кг пара дает приблизительно 500 кал; потерями напора на местные сопротивления пренебрегаем).
 Ответ. 21 руб. 50 к. и 6 руб. 58 к. в час.
6. Купоросное масло при температуре 20° перекачивается при помощи монтежу на высоту 25 м по трубопроводу диаметром 50 мм. Каково должно быть давление воздуха в монтежу при подаче 2 м³/час, если общая длина трубопровода 50 м и на нем имеются 6 отводов и 2 крана?
 Ответ. 5,7 ата.
7. В автоклав, работающий под давлением 8 ат (по манометру), требуется в течение 15 мин. подать 2500 л воды с температурой 15°. Статическая высота подачи 10 м. Трубопровод с внутренним диаметром 50 мм имеет общую длину 20 м и снабжен 5 отводами и 3 кранами. Подача ведется центробежным двухступенчатым насосом с коэффициентом полезного действия 0,75. Определить расход энергии в кат.-ч, расходуемый на подачу 1 м³, если коэффициент полезного действия электродвигателя 0,7.
 Ответ. 0,6 кат.-ч.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ И СЖАТИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

11. Трубопроводы для газов и паров

Перемещение газообразных тел, являющееся одним из основных процессов при обработке газов, осуществляется, так же как и перемещение жидкостей, по закрытым трубопроводам за счет разности давлений между начальным и конечным пунктами трубопровода.

Выбор диаметра трубопровода и расход энергии на перемещение обуславливаются количеством протекающего газа и теми сопротивлениями, которые преодолевает газ на своем пути. Рассмотренные в предыдущей главе законы и формулы движения жидкостей в основном целиком применимы и здесь, что и дает нам возможность не останавливаться подробно на теоретических выводах, связанных с расчетом трубопроводов для газов и паров, а непосредственно перейти к расчетным формулам и конкретным примерам.

Воздухопроводы. Практически чаще всего приходится сталкиваться с перемещением значительных количеств воздуха. Теоретически сопротивление в воздухопроводах можно вычислить так же как и для жидкостей в зависимости от характера движения по формуле:

$$h_v = \zeta \frac{w^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g},$$

где λ определяется по формулам [26] и [27—28].

Кроме того существует ряд эмпирических формул, предложенных в разное время рядом исследователей на основе опытных данных. Наиболее широко принятой является формула Фришше, по которой

$$\Delta p = p \frac{\varphi}{T} l \frac{w^2}{d} \text{ кг/см}^2,$$

где p — среднее давление в воздухопроводе в кг/см^2 , T — средняя абсолютная температура воздуха, φ — коэффициент, определяемый ур-нием:

$$\varphi = 0,0864 \left(\frac{T}{p w} \right)^{0,148} d^{-0,269},$$

d — диаметр в мм, l — длина в м, w — скорость в м/сек.

В таком виде формула является слишком громоздкой для практических расчетов. Для ее упрощения пределаем следующие преобразования. Прежде всего заменим давление, входящее в формулу, его значением из уравнения Клапейрона:

$$p = \frac{RT}{10000v} = \frac{RT\gamma}{10000} \text{ кг/см}^2$$

и выразим потерю давления не в кг/см^2 , а в кг/м^2 , тогда:

$$\Delta p = \frac{RT\gamma}{10000} \cdot 0,0864 \left(\frac{T \cdot 10000}{RT\gamma w} \right)^{0,148} d^{-0,269} \frac{1}{T} \cdot \frac{l}{d} w^2 \text{ кг/м}^2.$$

Подставляя значение $R = 29,27$ и делая соответствующие сокращения, получаем

$$\Delta p = 6,02 d^{-0,269} (\gamma w)^{-0,148} \gamma \frac{l}{d} w^2 \text{ кг/м}^2.$$

Выражая d вместо мм в м и вводя величину $2g = 19,62$, можем написать:

$$\Delta p = 0,118 d^{-0,269} (\gamma w)^{-0,148} \gamma \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \text{ кг/м}^2,$$

или

$$h_v = \frac{\Delta p}{\gamma} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g},$$

где

$$\lambda = 0,118 d^{-0,269} (\gamma w)^{-0,148}. \quad (55)$$

Для упрощения подсчетов ниже приводим в табл. 11 значения λ в зависимости от величин d , γ и w .

Таблица 11

Значения коэффициента внешнего трения для воздухопроводов

$$\lambda = 0,118 d^{-0,269} (\gamma w)^{-0,148}$$

γw d в мм	1	2	4	6	8	10	15	20	25	50	100
10	0,064	0,057	0,051	0,049	0,046	0,045	0,043	0,0406	0,039	—	0,032
20	0,051	0,046	0,043	0,040	0,038	0,037	0,034	0,033	0,032	0,029	0,026
30	0,047	0,042	0,037	0,036	0,034	0,033	0,032	0,030	0,029	0,026	0,023
40	0,043	0,039	0,036	0,033	0,032	0,031	0,029	0,028	0,027	0,024	0,023
50	0,041	0,037	0,033	0,032	0,030	0,029	0,027	0,026	0,025	0,023	0,020
60	0,039	0,035	0,032	0,030	0,028	0,027	0,026	0,025	0,024	0,022	0,020
75	0,037	0,033	0,030	0,028	0,027	0,026	0,024	0,024	0,023	0,021	0,019
100	0,035	0,031	0,028	0,027	0,025	0,025	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
150	0,033	0,030	0,027	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021	0,020	0,018	0,017
200	0,028	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,014
300	0,026	0,023	0,021	0,020	0,019	0,018	0,018	0,017	0,016	0,015	0,013
400	0,023	0,021	0,019	0,018	0,017	0,017	0,015	0,015	0,015	0,013	0,012
500	0,022	0,020	0,018	0,017	0,016	0,016	0,015	0,014	0,014	0,012	0,011
1000	0,0184	0,0166	0,0148	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011	0,010	0,009

Трубопроводы для водорода можно рассчитывать по эмпирической формуле:

$$d = 0,833 \left(\frac{lV\gamma}{p} \right)^{0,2} \text{ см}, \quad (56)$$

где p — среднее давление в кг/м^2 , V — расход газа в $\text{м}^3/\text{час}$, γ — вес 1 м^3 газа в кг , l — длина трубопровода в м .

Трубопроводы для светильного газа, который обычно подается на большие расстояния под высоким давлением (до 20—30 ат), можно рассчитывать по эмпирической формуле:

$$d = 0,695 \left(\frac{lV^2}{p_n^2 - p_k^2} \right)^{0,2} \text{ см}, \quad (57)$$

где l — длина в км , p_n и p_k — давления газа в начальном и конечном пунктах трубопровода в кг/см^2 , V — расход в $\text{м}^3/\text{час}$.

Паропроводы. Для расчета паропроводов также имеется целый ряд эмпирических формул, из которых наиболее надежные результаты дает формула Гутермута-Фишера:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}, \quad (58)$$

где $\lambda \approx 0,03$, d — диаметр в м , l — длина в м , γ — удельный вес в кг/м^3 .

Выбор диаметра трубопровода. В химическом производстве количество трубопроводов сплошь и рядом настолько значительно, что стоимость оборудования и эксплуатации их составляет весьма значительную часть общей стоимости оборудования и эксплуатации всего производства.

Очевидно, что стоимость оборудования трубопровода будет тем меньше, чем меньше его диаметр, эксплуатация же его, наоборот, будет при данной производительности с уменьшением диаметра увеличиваться, так как при меньших диаметрах за счет увеличения скорости протекания повышается расход энергии на проталкивание газа или жидкости. Отсюда большой практический интерес представляет решение задачи выбора такого диаметра трубопровода, который соответствовал бы при заданных условиях наибольшей экономичности производства. В данном случае мы имеем обычно свойственное всем техническим задачам противоречие между двумя факторами, и следовательно задача сводится к отысканию оптимальных условий путем нахождения минимального значения функции.

Стоимость эксплуатации трубопровода складывается в основном из трех элементов: 1) стоимости предварительных затрат на оборудование, 2) стоимости текущего ремонта и 3) стоимости энергии, затрачиваемой на продвижение газа (или жидкости) по трубопроводу.

Обозначим: A — стоимость амортизации оборудования в руб/год, P — стоимость текущего ремонта трубопровода в руб/год, $\mathcal{E}$ — стоимость энергии на проталкивание газа (или жидкости) по трубопроводу в руб/год, M — общая стоимость эксплуатации трубопровода в руб/год, W — годовая пропускная способность трубопро-

вода в $\text{м}^3/\text{год}$, $V_{\text{сек}}$ — расход газа в $\text{м}^3/\text{сек}$, D — диаметр трубопровода в м , l — длина трубопровода в м , a — стоимость 1 л. с. ч. в рублях, η — коэффициент полезного действия машин и мотора.

Общая стоимость эксплуатации может быть выражена так:

$$M = A + P + \mathcal{E} \text{ руб/год.}$$

Расходы на амортизацию и ремонт растут прямо пропорционально диаметру трубопровода и его длине, т. е. имеет место равенство

$$A + P = K_0 D l \text{ руб/год,}$$

где K_0 — коэффициент пропорциональности, выражающий стоимость амортизации и ремонта на единицу диаметра и длины трубопровода, зависящий от ряда условий и в первую очередь — от материала труб.

Расход энергии на продвижение W $\text{м}^3/\text{год}$ газа (или жидкости) по предыдущему может быть выражен так:

$$E = \frac{\gamma w^2}{2g} W + \lambda \frac{l}{D} \frac{\gamma w^2}{2g} W \text{ кгм/год.}$$

Так как характер движения газов при их перемещении всегда турбулентный, то по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = 0,3164 \frac{\mu^{0,25}}{D^{0,25} w^{0,25} \rho^{0,25}}.$$

Подставляя это значение в выражение расхода энергии, получим:

$$E = \frac{\gamma w^2}{2g} W + \frac{0,3164 l \gamma w^2 \mu^{0,25} g^{0,25}}{2g D^{1,25} w^{0,25} \gamma^{0,25}} W.$$

Заменяя значение скорости из ур-ния расхода при круглом сечении трубопровода

$$w = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{V_{\text{сек}}}{\frac{3,14 \cdot D^2}{4}},$$

получим

$$E = 0,0827 \gamma \frac{V_{\text{сек}}^2}{D^4} W + 0,044 \frac{l \mu^{0,25} \gamma^{0,75} V_{\text{сек}}^{1,75}}{D^{4,75}} W \text{ кгм/год,}$$

а стоимость энергии

$$\mathcal{E} = \frac{Ea}{75 \cdot 3600 \eta} \text{ руб/год.} \quad (59)$$

Общая стоимость эксплуатации будет:

$$M = K_0 D l + \frac{Ea}{75 \cdot 3600 \eta}$$

или

$$M = K_0 D l + \frac{0,0827}{75 \cdot 3600 \eta} \gamma V_{\text{сек}}^2 W a D^{-4} + \frac{0,044 a W l \mu^{0,25} \gamma^{0,75} V_{\text{сек}}^{1,75} D^{-4,75}}{75 \cdot 3600 \eta}.$$

Выражая годовую производительность W через секундный расход, получим, принимая число рабочих дней в году равным z (дней):

$$W = 3600 \cdot 24 \cdot z V_{\text{сек}};$$

и произведя соответствующие вычисления, получим:

$$M = K_1 D + K_2 D^{-1} + K_3 D^{-4,75}, \quad (60)$$

где

$$K_1 = K_0 I, \quad (60a)$$

$$K_2 = \frac{0,0264 a \gamma V_{\text{сек}}^3 z}{\eta}, \quad (60b)$$

$$K_3 = 0,014 \frac{a \gamma^{0,75} \mu^{0,25} V_{\text{сек}}^{2,75} z}{\eta}, \quad (60c)$$

Наименьшая стоимость эксплуатации будет при условии:

$$\frac{dM}{dD} = 0.$$

Минимум отыскивают графически, строя кривую по точкам, задаваясь произвольными D .

Пример 19. Для продувки осадка на фильтрпрессе к нему от воздушного компрессора подводится воздух по трубопроводу диаметром 20 мм. Под каким давлением входит воздух в фильтрпресс, если общая длина трубопровода 45 м и на нем имеется 7 отводов и 2 вентиля, а давление после компрессора 4 ат? Расход воздуха при 20° и 760 мм выражается в 120 м³/час.

Решение. Удельный вес воздуха при 20° находим по уравнению Клапейрона:

$$\gamma = \frac{P}{RT} \text{ кг/м}^3.$$

Принимая ориентировочно среднее давление в воздухопроводе равным 39 000 кг/м², находим:

$$\gamma = \frac{39\,000}{29,27 (273 + 20)} \approx 4,56 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость протекания воздуха

$$w = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{120}{3600 \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4}} \approx 10,6 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент внешнего трения λ при $d = 20$ мм и $\gamma w = 4,56 \cdot 10,6 \approx 50$ по таблице 11 равен:

$$\lambda = 0,029.$$

Коэффициент сопротивления трения

$$\zeta_1 = \lambda \frac{l}{d} = 0,029 \frac{45}{0,02} \approx 65.$$

Сопротивление в 7 отводах и 2 вентилях при входе и выходе:

$$\zeta_2 = 0,14 \cdot 7 + 0,6 \cdot 2 + 1,78 \cdot 2 = 5,74.$$

Сумма всех сопротивлений

$$\Sigma \zeta = 65 + 5,74 = 70,74.$$

Падение напора

$$\Delta p = \gamma H = \frac{\gamma w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta) = \frac{4,56 \cdot 10,6^2}{19,62} (1 + 70,74) \approx 1855 \text{ кг/м}^2.$$

Давление воздуха при входе в фильтрпресс

$$P_{\kappa} = P_{\text{н}} - \Delta p = 40\,000 - 1855 \approx 38\,145 \text{ кг/м}^2.$$

Среднее давление в трубопроводе

$$P_{\text{ср}} = \frac{40\,000 + 38\,145}{2} \approx 39\,073 \text{ кг/м}^2,$$

что вполне совпадает с значением среднего давления, принятым ориентировочно выше.

Разобранный пример наглядно показывает, что заданный в нем диаметр воздухопровода мал, так как создаются слишком большие потери. При увеличении диаметра уменьшается скорость протекания, а это вызывает уменьшение потери напора.

Вообще же скорость протекания газов и паров на практике берут в самых широких пределах. Если для жидкостей скорость берут как максимум 2—3 м/сек, то для воздуха, газов и паров мы встречаем скорости от 0,1 до 50 м/сек, а иногда и больше.

При расчетах выгоднее задаваться не скоростью, а процентом потерь и исходя из него уже подбирать соответствующие скорость и диаметр.

Пример 20. Как высока будет в конце паропровода температура насыщенного водяного пара, поступающего в паропровод с температурой 162° (потери тепла в окружающую среду отсутствуют), если 10 т пара в час подаются по прямому трубопроводу длиной 200 м и диаметром 200 мм?

Решение. По таблицам для насыщенного водяного пара при температуре 162° имеем давление $p_{\text{н}} = 6,7 \text{ ат}$.

Принимаем для предварительных подсчетов потери давления в 5%.

т. е.

$$\Delta p = 6,7 \times 0,05 = 0,335 \text{ ат}.$$

Тогда давление в конце паропровода

$$p_{\kappa} = 6,7 - 0,335 = 6,365 \text{ ат}.$$

Среднее давление

$$P_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{н}} + p_{\kappa}}{2} = \frac{6,7 + 6,365}{2} = 6,53 \text{ ат}.$$

Удельный вес пара при среднем давлении 6,53 ат по таблицам:

$$\gamma \approx 3,4 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость пара

$$w = \frac{10\,000}{3,4 \cdot 3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4}} \approx 26 \text{ м/сек}.$$

Потери при этих условиях будут выражаться величиной

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \gamma \frac{w^2}{2g} = 0,03 \cdot \frac{200 \cdot 3,4 \cdot 26^2}{0,2 \cdot 2 \cdot 9,81} \approx 3510 \text{ кг/м}^2 \approx 0,34 \text{ ат},$$

что составляет $100 \cdot \frac{0,34}{6,7} = 5,07\%$ и хорошо совпадает с выше принятым значением процента потерь давления.

Пример 21. Вычислить диаметр газопровода для подачи (при нормальных условиях) 10 000 м³/час светильного газа, если газ подается по трубопроводу

длиной 50 км под давлением 10 ат, потери же давления составляют 10% от начального давления.

Решение. По условию имеем:

$$\begin{aligned} p_n &= 10 \text{ ат}, \\ \Delta p &= 10 \cdot 0,1 = 1 \text{ ат}, \\ p_k &= 10 - 1 = 9 \text{ ат}, \\ V_{\text{час}} &= 10\,000 \text{ м}^3/\text{час}, \\ d &= 0,695 \left(\frac{50 \cdot 10\,000}{10^2 - 9^2} \right)^{0,2} \approx 33 \text{ см} = 0,33 \text{ м}. \end{aligned}$$

Пример 22. Вычислить диаметр трубопровода для подачи 50 кг водорода в час при температуре 300°, если длина трубопровода 20 м и давление 15 ат.

Решение. По условию имеем:

$$\begin{aligned} l &= 20 \text{ м}, \\ V &= \frac{GRT}{P} = \frac{50 \cdot \frac{848}{2,016} (300 + 273)}{10\,333 \cdot 1,5} \approx 7740 \text{ м}^3/\text{час}, \\ V\gamma &= 50 \text{ кг/час}, \\ d &= 0,833 \left(\frac{20 \cdot 50}{15\,000} \right)^{0,2} \approx 0,47 \text{ см} \approx 5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Пример 23. Вычислить наимыгоднейший диаметр трубопровода для подачи 160 000 м³/сутки (при нормальных условиях) метана на расстояние 1000 м, если известно:

- стоимость энергии 5 коп. за 1 квт·ч;
- коэффициент полезного действия вентилятора и мотора 0,7;
- приращение стоимости трубопровода на 1 см диаметра и на 1 пог. м длины выражается суммой в 75 коп. Стоимость ремонта 12 коп. на 1 см диаметра и 1 пог. м длины;
- амортизация в 5 лет;
- трубопровод работает круглый год;
- температура газа 20°;
- среднее давление в трубопроводе 2 атм.

Решение. Для решения задачи необходимо отыскать значения коэффициентов K_1 , K_2 и K_3 .

По условию приращение стоимости трубопровода на 1 пог. м длины и 1 см диаметра равно 75 коп., что составит $0,75 \cdot 100 = 75$ руб. на 1 м диаметра и 1 м длины. При амортизации в 5 лет стоимость 1 пог. м трубопровода составит

$$K_0' = \frac{75}{5} = 15 \text{ руб.},$$

а всего

$$K_1' = K_0' l = 15 \cdot 1000 = 15\,000 \text{ руб.}$$

Стоимость ремонта

$$K_1'' = 0,12 \cdot 100 \cdot 1000 = 12\,000 \text{ руб.}$$

Таким образом

$$K_1 = K_1' + K_1'' = 15\,000 + 12\,000 = 27\,000 \text{ руб.}$$

Молекулярный вес метана равен 16,032.

Газовая постоянная метана

$$R = \frac{1848}{16,032} \approx 52,89.$$

Удельный вес при $T = 20 + 273 = 393^\circ$ и при $p = 20\,000 \text{ кг/м}^2$ из уравнения Клапейрона

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{P}{RT} = \frac{20\,000}{52,89 \cdot 293} \approx 1,3 \text{ кг/м}^3, \\ \gamma^{0,75} &= 1,22. \end{aligned}$$

Расход газа

$$V_{\text{сек}} = \frac{160\,000 \left(\frac{273 + 20}{273} \cdot \frac{1}{2} \right)}{24 \cdot 3600} \approx 1 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Вязкость метана при 20° по номограмме I

$$\mu = \frac{0,011}{100 \cdot 98,1} \approx 0,000011 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

По условию

$$\mu^{0,25} \approx 0,0342.$$

$$\eta = 0,7.$$

$$\alpha = \frac{5}{1,36} = 3,6 \text{ коп.},$$

или 0,036 руб. за 1 м. с. ч.,

$$K_2 = \frac{0,0264 \cdot 0,036 \cdot 1,3 \cdot 1^3 \cdot 365}{0,7} \approx 0,645.$$

$$K_3 = \frac{0,014 \cdot 0,036 \cdot 1000 \cdot 1,22 \cdot 0,0324 \cdot 1^{2,75} \cdot 365}{0,7} \approx 10,5.$$

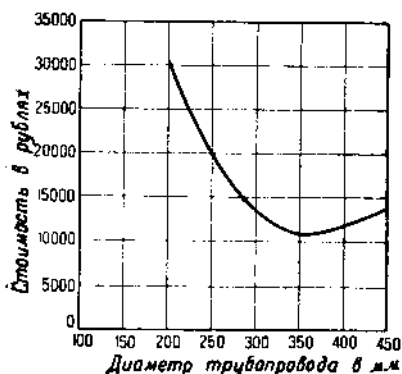


Рис. 55. К примеру 23.

Общая стоимость

$$M = 27\,000D + 0,645D^{-1} + 10,5D^{-1,75}.$$

Берем диаметры, начиная с 200 мм, подсчитываем значения M и результат наносим на диаграмму (рис. 55), из которой видим, что минимум значения M будет при диаметре трубопровода $d \approx 350$ мм.

Из этого примера видно, что нахождение наивыгоднейшего диаметра—задача не простая, в силу чего, к сожалению, в практике проектирования химических заводов обычно диаметр трубопровода выбирают, задавая скорость или процентом потерь и не производя подобных вычислений.

12. Газгольдеры

Для хранения газов на трубопроводе между местом производства их и местом потребления устраивают газохранилища, называемые газгольдерами, емкость которых обуславливается размерами производства.

По конструктивным особенностям газгольдеры разделяются на газгольдеры: 1) с постоянным объемом и 2) с постоянным давлением.

Последние в свою очередь разделяются на мокрые и сухие.

Газгольдеры с постоянным объемом. Эти газгольдеры применяются очень редко и представляют собой шарообразные или цилиндрические, выполненные из листового железа резервуары с диаметром до 20 м. Газ нагнетается в газгольдер компрессором и хранится в нем под некоторым давлением, обычно 3–5 ат. По мере потребления газ выпускается через редукционный вентиль. Существенными недостатками газгольдера этого типа являются прежде всего: а) трудности его сборки, б) необходимость редуцирования газа, в) большое колебание давлений.

В технике наиболее распространены газгольдеры с постоянным давлением.

Газгольдеры с постоянным давлением. Газгольдер мокрого типа, схематически изображенный на рис. 56, представляет собой металлический колокол *A*, погруженный своей открытой частью в бассейн с водой *B*. Под колокол подведены трубопроводы для подачи и расходования газа. В начальный момент колокол за счет своей тяжести целиком погружен в воду, при нагнетании же газа колокол давлением газа, которое вообще редко превышает 300—400 мм водяного столба, выдвигается из воды и свободно плавает в бассейне, скользя на направляющих. Высота колокола определяет высоту водяного бассейна. Чтобы не строить слишком высоких бассейнов для воды, при высоте колокола около 25 м последний делают составным, причем отдельные звенья его соединяются герметически при помощи гидравлических затворов, высота которых очевидно должна быть больше внутреннего избыточного давления в газгольдере. Такие гидравлические затворы называют „телескопическими кольцами“.

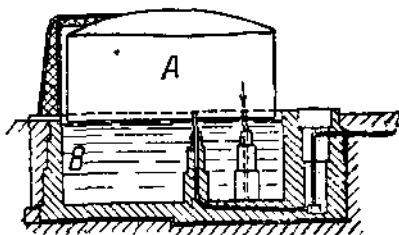


Рис. 56. Мокрый газгольдер.

Схема мокрого газгольдера, составленного из трех отдельных звеньев, представлена на рис. 57.

Верхний край каждого звена такого газгольдера изогнут желобообразно внутрь, а нижний—наружу. Когда колокол давлением газа поднимается вверх, эти желоба входят один в другой, и вода, находящаяся в нижнем желобе, служит гидравлическим затвором.

Чем больше звеньев, тем целесообразнее может быть использован газгольдер, но тем затруднительнее устройство удовлетворительно работающих направляющих приспособлений. В качестве последних наибольшее распространение получили направляющие в виде роликов, скользящих по вертикальным направляющим стойкам.

Газгольдеры мокрого типа устанавливают как в специальных зданиях, так и свободно на открытом воздухе. Постройка специального здания значительно удорожает стоимость всего сооружения и кроме того влечет за собой некоторую опасность взрыва в случае утечки газа из газгольдера (при горючем газе). Поэтому предпочитают устанавливать газгольдеры на открытом воздухе; в таком случае в бассейне и желобах отдельных звеньев воду зимой необходимо подогревать.

Соотношение между диаметром газгольдера и его высотой вы-

навливают как в специальных зданиях, так и свободно на открытом воздухе. Постройка специального здания значительно удорожает стоимость всего сооружения и кроме того влечет за собой некоторую опасность взрыва в случае утечки газа из газгольдера (при горючем газе). Поэтому предпочитают устанавливать газгольдеры на открытом воздухе; в таком случае в бассейне и желобах отдельных звеньев воду зимой необходимо подогревать.

Соотношение между диаметром газгольдера и его высотой вы-

бирают, исходя из условия наименьшего расхода материала. Толщину железных листов колокола газгольдера в большинстве случаев берут в 2—3 мм; листы обычно соединяют заклепками при помощи однорядного шва с льняной прокладкой на сурике.

Бассейны газгольдеров делают железные и железобетонные. Последние всегда устраиваются в земле и применяются как для газгольдеров, стоящих в помещениях, так и для устанавливаемых под открытым небом.

Емкости выполненных мокрых газгольдеров весьма разнообразны и иногда достигают огромных размеров. Газгольдер, построенный еще в 1909 г. в Гамбурге, имеет емкость 200 000 м³, диаметр 75 м и высоту 13 м.

Для вычисления давления газа в газгольдере обозначим (сравни рис. 60): G —вес колокола в кг, S —вес боковых стенок колокола в кг, D —диаметр колокола в м, h —высота стенок над поверхностью воды в м, H_0 —высота цилиндрической части колокола в м, f —стрела прогиба сферы в м.

Давление газа, возникающее за счет веса колокола, можно выразить так:

$$p_0 = \frac{G}{F} = \frac{G}{\frac{\pi D^2}{4}} \text{ кг/м}^2.$$

1 кг железа при погружении в воду теряет в своем весе 0,128 кг и следовательно при погружении в воду колокола последний теряет в своем весе:

$$G' = 0,128 (H_0 - h) \frac{S}{H_0} \text{ кг.}$$

За счет этой потери в весе давление под колоколом уменьшается на величину

$$p' = \frac{G'}{\frac{\pi D^2}{4}} \text{ кг/м}^2.$$

Кроме того потеря в весе колокола, а стало быть и давления произойдет еще за счет разности в удельных весах окружающего газгольдер воздуха и газа под колоколом.

Принимая γ_a —удельный вес воздуха в кг/м³, γ_g —удельный вес газа в кг/м³, потерю в весе вследствие разности удельных весов окружающего воздуха и газа в данном случае выразим следующим образом:

$$G'' = (\gamma_a - \gamma_g) \frac{\pi D^2}{4} h \text{ кг,}$$

а уменьшение давления за счет этой потери выразится так

$$p'' = \frac{G''}{\frac{\pi D^2}{4}},$$

истинное давление газа под колоколом:

$$p = p_0 - p' - p'' = \frac{G - G' - G''}{\frac{\pi D^2}{4}}. \quad (61)$$

Приведенные уравнения показывают, что давление в газгольдере зависит от высоты погружения и, следовательно, является величиной колеблющейся. Кроме того давление будет в значительной мере зависеть от температуры окружающего воздуха.

Давление в многозвенном газгольдере определяется так же, как и в случае одного звена, с той лишь разницей, что необходимо учитывать вес воды в желобах.

Если

$G_1, G_2, G_3 \dots G_n$ — вес звеньев колокола в кг,

$W_1, W_2, W_3 \dots W_n$ — вес воды в желобах в кг, то теоретическое давление в газгольдере будет

$$p_0 = \frac{(G_1 + G_2 + G_3 \dots G_n) + (W_1 + W_2 \dots W_n)}{\frac{\pi D^2}{4}}, \quad (62)$$

где n — число звеньев выше уровня воды в бассейне.

Потери в весе многозвенного газгольдера определяются так же, как и для газгольдера с одним звеном.

Сухие газгольдеры. Основными недостатками мокрого газгольдера с водяным резервуаром и гидравлическим затвором являются его высокая стоимость, большой расход металла, необходимость обогрева его зимой или постройки его в специальном здании и наконец сравнительно ограниченная емкость, лежащая в пределах 200—220 тыс. м³.

От этих недостатков в большей их части свободны сухие газгольдеры, техническое применение которых насчитывает всего полтора десятка лет. Впервые сухие газгольдеры были применены германским машиностроительным заводом MAN в начале империалистической войны (1914—1915 гг.).

По своему устройству сухой газгольдер MAN, как показано на рис. 58, состоит из неподвижного многогранного резервуара с дном и крышкой, угловые стойки которого изготовлены из углового железа. Внутри резервуара находится подвижной диск (шайба), герметично прилегающий к внутренней поверхности стенок резервуара. Газ подводится снизу под шайбу и при наполнении, ввиду создающегося внутри давления, шайба поднимается вверх, при расходе же газа, наоборот, шайба опускается вниз.

Шайба движется свободно наподобие поршня на роликах, скользящих по угловым стойкам. Уплотнение между шайбой и стенками в различных конструкциях различно и, собственно, и является главной особенностью данного типа газгольдера. Уплотнение в сухих газгольдерах MAN создается тонкой эластичной полосой

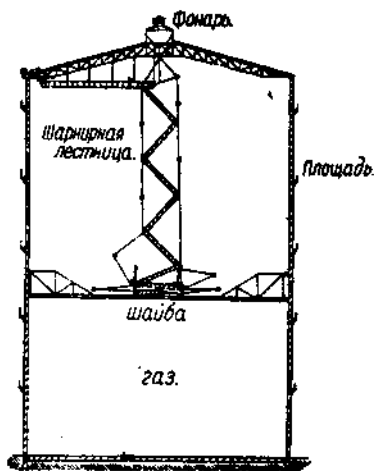


Рис. 58. Сухой газгольдер MAN.

железа, прижимаемой к стенкам рычагом (рис. 59). Коротким коленом *В* рычаг упирается в полосу, а на конце его длинной части *С* помещен груз. Так как рычажные механизмы по всей окружности газольдера установлены на близких расстояниях друг от друга, а полоса эластична, то последняя плотно прижимается к стенке и стремится принять ее форму.

В образующиеся щели протекает деготь и тем создается полная герметичность. Деготь находится в желобе шайбы и как бы создает гидравлический затвор. Та часть

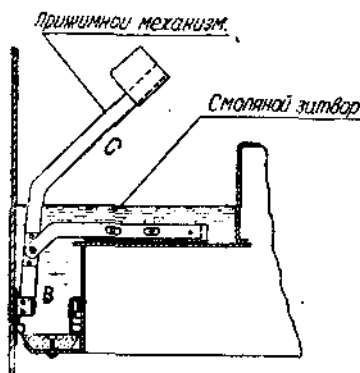


Рис. 59. Уплотнение сухого газольдера MAN.

дегтя, которая просачивается через неплотности, стекает вниз, собирается там в приемнике и по мере накопления подается обратно в желоба. Обслуживание желоба с дегтем и направляющих роликов ведется при помощи самоскладывающейся лестницы через окно в крыше газольдера.

Одновременно с сухими газольдерами MAN имеют широкое применение газольдеры системы Кляппе (Klappen), в которых герметичность осуществляется специальной набивкой, работающей аналогично поршневым кольцам насосов и компрессоров, причем здесь газольдер имеет цилиндрическую форму, так как при круглом сечении легче достичь герметичности набивки.

Сухие газольдеры имеют ряд преимуществ перед мокрыми, не имея в то же время недостатков, свойственных мокрым газольдерам. Прежде всего газ из сухого газольдера выходит таким же сухим, каким был до поступления в него. Давление газа в сухом газольдере пропорционально весу шайбы, а так как вес шайбы постояен, то и давление под шайбой должно быть постоянно, если не принимать во внимание колебаний вследствие изменения барометрического давления и температуры окружающей среды, положения шайбы и удельного веса газа.

Изменение давления в зависимости от положения шайбы и удельного веса газа выражается величиной

$$\Delta p = h \gamma_g \left(1 - \frac{\gamma_r}{\gamma_g} \right) \text{ кг/м}^2. \quad (63)$$

Пример 24. Газольдер для окиси углерода имеет колокол общей высотой 3 м, высота цилиндрической части колокола 2,5 м, диаметр его 5 м, толщина железных стенок 2 мм. Сверху колокол имеет дополнительную нагрузку балласта 1500 кг. В наивысшем своем положении колокол имеет погружение 300 мм. Температура окружающего воздуха и газа под колоколом 20°.

Каково будет давление газа в момент подъема колокола в наивысшее положение (рис. 60)?

Решение. Боковая поверхность цилиндрической части равна $\pi D H_0 = 3,14 \cdot 5 \cdot 2,5 = 39,2 \text{ м}^2$.

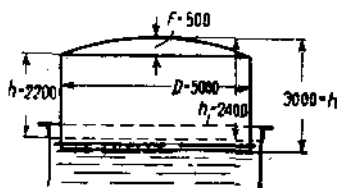


Рис. 60. К примеру 24.

Боковая поверхность сферической части равна $\pi Df = 3,14 (5 \cdot 0,5) \approx 8 \text{ м}^2$.

По Нütte, т. I, 1 м² листового железа толщиной 2 мм весит 15,7 кг. Вес цилиндрической части $G_{\text{ц}} = 39,2 \cdot 15,7 = 615,4 \text{ кг}$. Вес сферической части $G_{\text{с}} = 8 \cdot 15,7 = 125,6 \text{ кг}$. Общий вес $G = 615,4 + 125,6 = 741 \text{ кг}$. Теоретическое давление газа под колоколом

$$p_0 = \frac{G}{\pi D^2} = \frac{741 + 1500}{\frac{3,14 \cdot 5^2}{4}} \approx 114 \text{ кг/м}^2 = 114 \text{ мм вод. ст.}$$

Потеря в весе колокола за счет погружения

$$G_1' = 0,128 (H_0 - h) \frac{S}{H_0} = 0,128 (2,5 - 2,2) \frac{615,4}{2,5} \approx 9,5 \text{ кг.}$$

Уменьшение давления за счет потери в весе колокола

$$p' = \frac{G'}{\pi D^2} = \frac{9,5}{\frac{3,14 \cdot 5^2}{4}} \approx 0,48 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный вес воздуха при 20° и 760 мм рт. ст.:

$$\gamma_a = 1,293 \frac{273}{(273 + 20)} \approx 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес окиси углерода:

$$\gamma_r = \frac{P}{RT} = \frac{10333 + 114}{\frac{848}{28} \cdot 293} = \frac{10437}{8870} \approx 1,18 \text{ кг/м}^3.$$

Потеря давления за счет разности в удельных весах окиси углерода и воздуха:

$$p'' = \frac{G''}{\pi D^2} = \frac{(\gamma_a - \gamma_r) \frac{\pi D^2}{4} \cdot h}{\frac{\pi D^2}{4}} \approx 0,054 \approx 0.$$

Истинное давление под колоколом будет:

$$p = p_0 - p' - p'' = 114 - 0,48 \approx 113,5 \text{ мм вод. ст.}$$

13. Сжатие и разрежение газов

При перемещении газов для создания необходимого давления прибегают к сжатию или разрежению газов. В химической технологии, где к сжатию и разрежению газов приходится прибегать не только в целях создания газового потока, но сплошь и рядом само протекание процесса в заданном направлении требует наличия соответствующего повышенного или пониженного давления, вопрос теории и техники сжатия и разрежения газов имеет весьма существенное значение.

Физически процессы сжатия и разрежения газов по своему существу ничем не отличаются друг от друга, что в свою очередь и обуславливает тот факт, что с принципиальной и конструктивной стороны существенной разницы между машинами для сжатия и машинами для разрежения практически нет.

Сжатие или разрежение газа осуществляется путем изменения его объема, при этом происходит и изменение его давления и температуры.

Соотношение между объемом, давлением и температурой для идеальных газов характеризуется известным уравнением Клапейрона:

$$PV = GRT,$$

где P — давление газа в кг/м^2 , V — объем газа в м^3 , G — вес газа в кг , T — абсолютная температура газа (шкала K), R — газовая константа, в общем виде определяемая так, |

$$R = \frac{848}{m},$$

где m — молекулярный вес газа.

Адиабатическое, изотермическое и политропическое сжатие. Как известно из термодинамики, изменение состояния газа при изменяющемся объеме и давлении может протекать тремя путями: изотермически, адиабатически и политропически. Вообще изменение давления газа при сжатии в значительной степени зависит от того, протекает ли во время сжатия теплообмен между сжимаемым газом и окружающей внешней средой. Практически такой обмен неизбежен, а в некоторых случаях к нему даже прибегают, вводя искусственное охлаждение; теоретически же можно представить себе два предельных случая сжатия газов, между которыми и будут находиться все реальные процессы сжатия.

Первым теоретически предельным случаем будет такой, когда вся теплота, выделяющаяся при сжатии газа, полностью отводится наружу, и процесс изменения состояния газа, т. е. изменение его объема и давления, протекает при одной постоянной температуре; такой процесс называют **изотермическим**.

Вторым теоретически предельным случаем будет такой, когда, наоборот, вся теплота, развиваемая при сжатии газа, полностью остается внутри газа, повышая его температуру, при этом потери тепла в окружающую среду отсутствуют; такой процесс называют **адиабатическим**.

В реальных случаях сжатие газов протекает не изотермически и не адиабатически, а в каждом частном случае лишь приближается к одному из этих процессов. Такой реальный процесс сжатия газа, при котором происходит одновременно с изменением объема и давления также изменение температуры и имеет место отведение тепла вовне, называют **политропическим**.

На сжатие газа при постоянной температуре, т. е. при изотермическом процессе, требуется затратить механическую работу, равную

$$L_{из} = 10\,000 p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (64)$$

где p_1 — первоначальное давление газа в кг/см^2 , p_2 — давление газа после сжатия в кг/см^2 , V_1 — начальный (до сжатия) объем газа в м^3 .

Количество тепла, которое развивается при изотермическом сжатии и которое необходимо отводить путем охлаждения для

того, чтобы температура оставалась постоянной, определяется уравнением:

$$Q = AL = RT \ln \frac{p_2}{p_1} = (c_v - c_p) T \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (65)$$

где T — абсолютная температура, при которой протекает процесс сжатия, c_v — теплоемкость газа при постоянном объеме, c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении.

Работа, затрачиваемая на сжатие газа при неизменном тепло-содержании, т. е. при адиабатическом процессе сжатия, определяется уравнением:

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} 10\,000 p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кдж}, \quad (66)$$

где (дополнительно к предыдущему):

k — показатель адиабаты, представляющий собой отношение теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме, т. е.

$$k = \frac{c_p}{c_v}.$$

Значения k для некоторых газов приведены в табл. 12.

Таблица 12

Значение $k = \frac{c_p}{c_v}$ для некоторых газов

	O ₂	N ₂	H ₂	He	Ar	NO	CO ₂	CO	H ₂ O	SO ₂	Hg	C ₂ H ₆ O	C ₄ H ₁₀ O	N ₂ O	NH ₃
K	1,40	1,40	1,41	1,65	1,65	1,272	1,31	1,40	1,30	1,25	1,67	1,14	1,117	1,272	1,29
R	26,50	30,26	420,6	—	—	—	19,27	30,29	47,07	13,24	—	—	—	—	49,78

Повышение температуры газа при адиабатическом процессе сжатия определяется уравнением

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (67)$$

где T_1 и T_2 — температуры газа до и после сжатия в абсолютных градусах.

На практике часто приходится подсчитывать работу, теоретически затрачиваемую на сжатие воздуха. Для облегчения расчетов ниже приведена вычисленная по уравнениям (64) и (66) таблица (табл. 13) затрат механической работы при изотермическом и адиабатическом сжатии 1 м³ воздуха с начальным давлением в 1 атм. В таблице приведены также значения температур, достигаемых воздухом при адиабатическом сжатии.

Из таблицы мы видим, что наименьшая затрата работы на сжатие газа будет при изотермическом процессе, причем разность в затратах работы будет тем больше, чем выше степень сжатия.

Затрата механической работы на сжатие 1 м³ воздуха с начальным давлением в 1 атм и температура воздуха после сжатия в °Ц

p_2	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L_{из}$ кгм/м ³	4050	6000	11 000	13 900	16 100	17 900	19 500	20 800	22 000	23 000
$L_{ад}$ "	4300	7700	12 900	17 100	20 500	23 500	26 100	28 600	30 700	32 700
$L_{из}/L_{ад}$. . .	0,942	0,896	0,853	0,814	0,786	0,751	0,748	0,727	0,716	0,704
t_2 при $t_1=10^\circ$	45	73	117	151	179	203	225	245	263	279
t_2 при $t_1=20^\circ$	56	86	131	166	195	221	243	264	282	300

Сравнивая изотермический и адиабатический процессы сжатия, мы видим, что при адиабатическом сжатии не только возрастает расход работы, но одновременно с этим идет настолько высокое нагревание сжатого газа, что в целях предохранения частей машины от разрушения приходится неизбежно прибегать к охлаждению.

Так как в выражение работы, затрачиваемой при изотермическом сжатии, входят только объем и давление, то в данном случае безразлично, какой газ мы будем сжимать, т. е. на изотермическое сжатие 1 м³ любого газа при одних и тех же начальных и конечных давлениях расходуется механической энергии одно и то же количество.

Если в течение процесса сжатия газа происходит отнятие тепла в меньшем количестве, чем это необходимо при изотермическом сжатии, что и имеет место во всех реальных процессах сжатия, то очевидно, что фактическая затрата механической работы будет больше, чем при изотермическом сжатии, и меньше, чем при адиабатическом. В этом случае мы будем иметь политропический процесс, для которого затрата механической работы может быть вычислена по уравнению:

$$L_{пол} = \frac{m}{m-1} 10\,000 p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм,} \quad (68)$$

где m — показатель политропы, величина которого изменяется в пределах от 1 до K , а в среднем для воздуха равна 1,25.

Зная работу, теоретически затрачиваемую на сжатие газа до давления, необходимого для создания определенной скорости газового потока, и зная коэффициент полезного действия машины, производящей сжатие, мощность последней определим по уравнению

$$N = \frac{L V_1}{75 \eta} \text{ л. с.,} \quad (69)$$

где η — коэффициент полезного действия машины, L — затрата работы на сжатие 1 м³ в кгм, V_1 — количество газа, сжимаемого в секунду.

Для небольших разностей давлений, не превышающих 0,01 ат (что имеет место в вентиляторах), при определении работы сжатия можно пользоваться упрощенной формулой:

$$L = V_1 (p_2 - p_1) 10\,000 \text{ кгм} \quad (69a)$$

или

$$L = V_1 h \text{ кгм}, \quad (69b)$$

где h — разность давлений в кг/м^2 или в мм вод. ст.

В этом случае мощность вентилятора будет

$$N = \frac{V_1 h}{75 \eta} \text{ л. с.} \quad (70)$$

Работа, затрачиваемая на разрежение газа, по своему существу вполне аналогична работе сжатия, с той лишь разницей, что здесь газ засасывается при давлениях значительно ниже 1 *ата* и сжимается до давления, равного атмосферному. Работа насоса, отсасывающего газ при 0,1 *ата* и выталкивающего его при 1 *ата*, очевидно будет равнозначна работе сжатия газа от 1 *ата* до 10 *ата*, так как и в том и в другом случае отношение конечного давления к начальному будет одно и то же, т. е. в обоих случаях

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{10}{1} = \frac{1}{0,1} = 10.$$

Для упрощения подсчетов ниже приведена таблица (табл. 14) затрат работы на отсасывание 1 кг воздуха при адиабатическом и изотермических процессах, при условии, что воздух засасывается при температуре в 20° .

Таблица 14

Затрата механической работы на отсасывание 1 кг и 1 м^3 воздуха при температуре 20° и конечном давлении $p_2 = 1 \text{ ата}$

p_1 кг/см^2	Удельный объем воз- духа $\text{м}^3/\text{кг}$	$L_{\text{ад}}$ кгм/кг	$L'_{\text{ад}}$ кгм/м^3	$L_{\text{из}}$ кгм/кг	$L'_{\text{из}}$ кгм/м^3
1,0	0,86	—	—	—	—
0,8	1,07	2 050	1917	2 003	1910
0,6	1,43	4 868	3412	4 441	3104
0,4	2,14	9 138	4270	7 900	3694
0,32	2,68	11 956	2466	9 992	3732
0,29	2,96	13 280	4488	10 035	3681
0,26	3,31	14 603	4407	11 785	3565
0,20	4,30	17 849	4166	13 792	3203
0,15	5,72	21 948	3843	16 311	2852
0,10	8,58	28 353	3190	19 813	2306

Пример 25. Компрессор всасывает в минуту 100 м^3 водорода при температуре 20° и сжимает его до 8 *ата*. Коэффициент полезного действия $\eta = 0,85$. Определить величину потребной мощности при изотермическом и адиабатическом сжатии.

Решение. Так как работа изотермического сжатия 1 м^3 газа одинакова для всех газов, можем воспользоваться таблицей 13, где для данных условий

$$L_{\text{из}} = \frac{100 \cdot 20\,800}{60} = 34\,667 \text{ кгм/сек.}$$

Мощность компрессора

$$N_{\text{ва}} = \frac{L_{\text{ва}}}{75\eta} = \frac{34\,667}{75 \cdot 0,85} \approx 546 \text{ л. с.}$$

При адиабатическом сжатии

$$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot 10\,000 \cdot p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 10\,000 \cdot 1 \cdot 100 \left[\left(\frac{8}{1} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right] \approx 2\,924\,000 \text{ кгм/мин}$$

или

$$L_{\text{ад}} = \frac{2\,924\,000}{60} \approx 48\,734 \text{ кгм/сек}$$

и

$$N_{\text{ад}} = \frac{L}{75\eta} = \frac{48\,734}{75 \cdot 0,85} \approx 766 \text{ л. с.}$$

Пример 26. Для продувки фильтрпресса в 43 рам в течение 5 час. расходуют 100 м³/час воздуха, засасываемого в компрессор при 20°. Из компрессора, нагнетающего воздух в фильтрпресс, воздух выходит с давлением 3 ата. Определить стоимость энергии, затрачиваемой на одну операцию продувки, если известно, что 1 квт-ч энергии стоит 5 коп., а коэффициент полезного действия компрессора и мотора равен 0,6.

Решение. Вычислим затраты механической работы на сжатие, как для поли-тропического процесса по уравнению

$$L = \left(\frac{m}{m-1} \right) 10\,000 \cdot p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм.}$$

По условию $p_1 = 1 \text{ ата,}$
 $p_2 = 3 \text{ ата,}$
 $V_1 = 100 \text{ м}^3/\text{час.}$

Принимаем $m = 1,25$, тогда

$$L = \frac{1,25}{1,25-1} \cdot 10\,000 \cdot 1 \cdot 100 \cdot \left[3^{\frac{1,25-1}{1,25}} - 1 \right] \approx 1\,200\,000 \text{ кгм/час.}$$

Мощность, потребляемая компрессором, будет:

$$N_e = \frac{L}{75\eta} = \frac{1\,200\,000}{3600 \cdot 75 \cdot 0,6} = 7,4 \text{ л. с.}$$

Расход электроэнергии за 5 часов составит

$$7,4 \cdot 0,736 \cdot 5 \approx 27,3 \text{ квт-ч,}$$

что будет стоить:

$$5 \cdot 27,3 = 122,5 \text{ коп.} \approx 1 \text{ р. } 23 \text{ к.}$$

В современной технике при обработке газов приходится иметь дело с самыми разнообразными по своим физическим и химическим свойствам газами, при этом количества одновременно участвующих в обработке газовых масс встречаются в самых широких пределах, достигая нескольких тысяч кубометров в минуту, а давления этих газовых масс колеблются в пределах почти от абсолютного вакуума до тысяч атмосфер.

Все это вместе взятое и обуславливает то огромное наличие типов и конструкций машин, которые находят применение в со-

временной технике перемещения, сжатия и разрежения газов. В зависимости от принципа действия, несмотря на большое разнообразие их, все машины для сжатия и перемещения газов можно объединить в основном в три группы, а именно: 1) поршневые газовые насосы и компрессоры, 2) центробежные газовые насосы и турбокомпрессоры, 3) струйчатые газовые насосы и компрессоры.

14. Поршневые газовые насосы и компрессоры

Принцип действия. В поршневом компрессоре сжатие газа осуществляется за счет попеременно-возвратного движения поршня. На рис. 61 представлена схема поршневого компрессора; он состоит из цилиндра *A*, в котором ходит поршень *B*, приводимый в поступательно-возвратное движение кривошипно-шатунным механизмом. Цилиндр герметически закрыт крышками, в каждой из которых имеются по два штуцера с клапанами.

При ходе поршня справа налево в пространстве позади поршня создается разрежение, за счет которого происходит открытие клапана *E'* и засасывание через него по трубе *K* газа в цилиндр компрессора; при этом нагнетательный клапан *D'* закрыт.

В это же время впереди поршня находящийся в цилиндре газ сжимается до тех пор, пока его давление окажется достаточным для преодоления сопротивления нагнетательного клапана *D*. Тогда клапан *D* открывается и на всем остальном протяжении хода поршня сжатый газ выталкивается в нагнетательный трубопровод *F*, при этом давление его остается приблизительно постоянным.

При обратном ходе поршня слева направо клапаны *D* и *E'* закрываются, а клапан *E* за счет разрежения открывается; далее процесс протекает совершенно так же, как и при движении поршня справа налево.

Здесь таким образом за один оборот, т. е. за два хода поршня, процессы засасывания, сжатия и нагнетания протекают по два раза. Такой компрессор является компрессором двойного действия в отличие от компрессоров одинарного действия, у которых имеются всего только два клапана на одной крышке, из коих один всасывающий, а другой — нагнетательный; в компрессорах одинарного действия процессы всасывания, сжатия и нагнетания совершаются всего только один раз за два хода или за один полный оборот. Схема такого компрессора одинарного действия представлена на рис. 62.

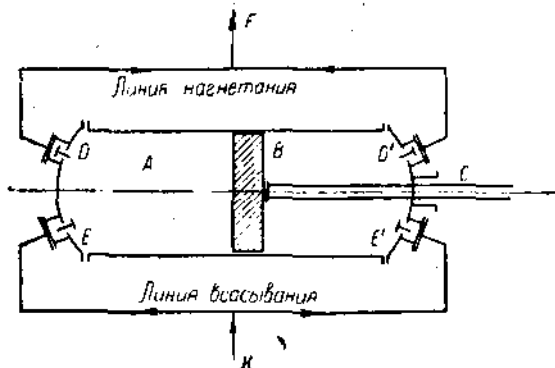


Рис. 61. Схема поршневого компрессора двойного действия.

Крайнее левое положение поршня на рис. 62 называют его внутренней мертвой точкой, а крайнее правое — внешней мертвой точкой.

Пространство между поршнем, находящимся в мертвом положении, и крышкой цилиндра, называют вредным пространством, величина которого всегда выражается в долях полного объема, описываемого поршнем за один ход, и зависит не только от расстояния между поршнем в мертвом положении и крышкой, но, также и от конструкции и расположения запорных клапанов машины.

Теоретическая диаграмма работы компрессора. Изобразим процесс работы компрессора одинарного действия графически в прямоугольной системе осей координат, откладывая в некотором масштабе по оси абсцисс объемы, проходимые поршнем, а по оси ординат — давление газа в цилиндре, соответствующие каждому положению поршня, как это представлено на рис. 62.

При перемещении поршня из его внутреннего мертвого положения a газ через открывшийся всасывающий клапан (нижний) засасывается в цилиндр. Когда поршень придет в свое внешнее мертвое положение b , описанный поршнем объем V_1 наполнится газом с давлением p_1 и температурой t_1 . На диаграмме этот процесс изобразится прямой AB , идущей параллельно оси абсцисс на расстоянии p_1 .

Когда поршень начинает двигаться в обратном направлении, всасывающий клапан закрывается и начинается сжатие газа.

Когда поршень придет в положение c , давление газа достигает величины противодавления в нагнетательном трубопроводе, равного p_2 ; при этом открывается нагнетательный клапан и сжатый газ выталкивается при постоянном давлении p_2 в нагнетательный трубопровод.

На диаграмме процесс сжатия изобразится кривой BC , а процесс выталкивания — прямой CD , идущей параллельно оси абсцисс на расстоянии, равном p_2 .

После того как поршень возвратится в свое первоначальное мертвое положение, процесс снова повторяется в тех же пределах, если только из нагнетательного трубопровода отводится к месту потребления газа количество его, равное количеству, подаваемому компрессором.

Полная работа сжатия L на диаграмме PV представляется площадью $ABCD$. Чтобы подсчитать эту работу, т. е. чтобы определить площадь $ABCD$, необходимо знать характер кривой BC , т. е. надо знать, как протекает изменение состояния газа при сжатии.

Если бы процесс протекал изотермически, то затрата работы была бы минимальной и линия сжатия на диаграмме была бы

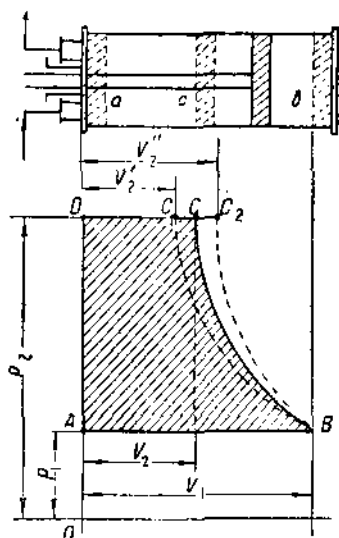


Рис. 62. Теоретическая диаграмма работы компрессора одинарного действия.

ниже линии BC ; в данном случае сжатие протекало бы по линии BC_1 . Если бы, наоборот, сжатие протекало адиабатически, то линия сжатия была бы выше линии BC и на диаграмме мы имели бы адиабату BC_2 . В реальных случаях мы имеем политропическое сжатие, и линия сжатия BC должна лежать где-то между изотермой и адиабатой.

Наименьшая потребная работа на сжатие была бы в случае изотермического сжатия; поэтому для всех компрессоров изотерма является идеальной кривой сжатия, к которой необходимо стремиться.

Отношение изотермической работы сжатия к энергии, сообщаемой компрессору, называют изотермическим коэффициентом полезного действия $\eta_{из}$, который и является мерилем совершенства работы компрессора.

Индикаторная диаграмма работы компрессора. Представленная на рис. 62 диаграмма дает нам представление о теоретическом процессе. В отличие от теоретической диаграммы практически строят так называемые индикаторные диаграммы, на которых наносят давления и объемы, фактически имеющие место при работе компрессора, причем диаграммы реальных процессов сжатия значительно отличаются от только что разобранный теоретической.

В теоретической диаграмме всасывание начинается с момента сдвига поршня с мертвой точки, в то время как в действительности вследствие наличия вредного пространства между поршнем и крышкой цилиндра всегда остается газ, сжатый до давления в нагнетательном трубопроводе; поэтому для того, чтобы началось всасывание, это давление должно упасть ниже давления во всасывающей трубе, т. е. до начала всасывания поршень должен пройти некоторый путь при отсутствии всасывания.

Обозначим: V_0 — полный объем цилиндра компрессора в м^3 , V_1 — объем, описываемый поршнем в м^3 , $\frac{V_0 - V_1}{V_1} = \epsilon$ — коэффициент, характеризующий величину вредного пространства в долях от V_1 , ϵV_1 — объем вредного пространства в м^3 , V — объем, в действительности всасываемый компрессором за один ход поршня в м^3 , $\frac{V}{V_1} = \lambda_0$ — объемный коэффициент полезного действия, выражающий отношение фактически всасываемого объема к объему, описываемому поршнем.

Вследствие наличия сжатого газа во вредном пространстве при движении поршня от одного крайнего мертвого положения до дру-

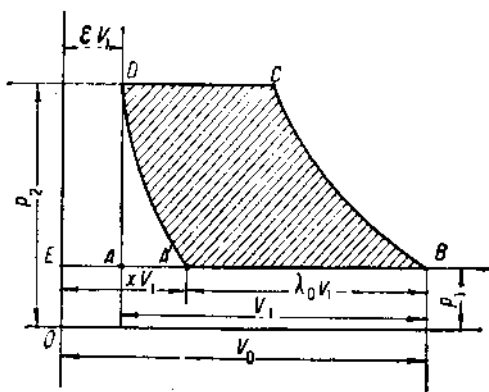


Рис. 63. Индикаторная диаграмма работы компрессора.

того в цилиндр засосется объем газа, несколько меньший, чем объем, описываемый поршнем за один ход, а именно:

$$[V = \lambda_0 V_1 \text{ м}^3.$$

Диаграмма работы компрессора в этом случае принимает вид, представленный на рис. 63, где учтено влияние вредного пространства введением объемного коэффициента полезного действия λ_0 , величина которого определяется графически по длинам отрезков AB и $A'B$, непосредственно получаемым из индикаторной диаграммы.

Здесь к моменту засасывания поршень уже опишет некоторый объем, причем к этому времени в цилиндре компрессора газ будет иметь объем, равный xV_1 , где x представляет собой отношение разности между полным объемом цилиндра V_0 и фактически засасываемым объемом $\lambda_0 V_1$ к полному объему, описываемому поршнем, т. е.

$$x = \frac{V_0 - \lambda_0 V_1}{V_1}. \quad (71)$$

Всякий процесс сжатия и расширения газа, независимо от того, как он протекает, можно изобразить одним общим уравнением политропы:

$$p_1 V_1^m = p_2 V_2^m = \text{const.}$$

Пользуясь индикаторной диаграммой, выразим уравнением политропы моменты начала засасывания газа (точка A на диаграмме) и окончания выталкивания газа (точка D на диаграмме):

$$p_1 (xV_1)^m = p_2 (\varepsilon V_1)^m,$$

или, освобождаясь от V_1^m и извлекая из обеих частей уравнения корень m -ной степени, получим

$$p_1^{\frac{1}{m}} x = p_2^{\frac{1}{m}} \varepsilon,$$

откуда

$$x = \varepsilon \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}}. \quad (72)$$

По индикаторной диаграмме

$$x = \frac{V_0 - \lambda_0 V_1}{V_1} = \frac{\varepsilon V_1 + V_1 - \lambda_0 V_1}{V_1} = \varepsilon + 1 - \lambda_0,$$

откуда

$$\lambda_0 = 1 + \varepsilon - x.$$

Подставляя в последнее уравнение значение x из уравнения (72), получим:

$$\lambda_0 = 1 + \varepsilon - \varepsilon \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}},$$

или окончательно:

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]. \quad (73)$$

Практически численное значение объемного коэффициента полезного действия λ_0 зависит от величины давления, до которого сжимают газ. Чем больше будет давление сжатого газа, тем больший объем займет оставшийся во вредном пространстве газ при его расширении и тем меньший объем будет засасываться в компрессор. Повышая давление сжатия, можно дойти до такого предела, когда оставшийся во вредном пространстве газ при обратном ходе поршня полностью займет весь объем цилиндра и таким образом фактически всасывание свежего газа не будет иметь места. Очевидно при этих условиях

$$\lambda_0 = \frac{V}{V_1} = 0$$

Величина отношения $\frac{p_2}{p_1}$, при которой $\lambda_0 = 0$, называется пределом сжатия.

Производительность поршневого компрессора обычно выражают в кубометрах подаваемого газа при давлении p_1 .

Обозначим дополнительно к предыдущему: V_* — фактически подаваемое количество газа в $m^3/\text{мин}$, V_s — фактически подаваемое количество газа в m^3 за один ход, d — диаметр поршня в m , S — ход поршня в m , n — число об/мин, i — число, указывающее количество всасываний за 1 оборот.

Теоретически за один полный оборот через компрессор пройдет объем газа (пренебрегая объемом, занимаемым штоком поршня), равный объему, описываемому поршнем, т. е.

$$V_1 = i \frac{\pi d^3}{4} S.$$

Но по предыдущему фактически засасываемый объем всегда меньше объема, описываемого поршнем, а именно:

$$V = \lambda_0 V_1.$$

Кроме того, полученный из индикаторной диаграммы всасываемый объем всегда меньше объема, подаваемого фактически, что обуславливается недостаточным уплотнением поршня и неплотностями в распределительных органах и в соединительных фланцах, причем это уменьшение тем больше, чем менее совершенна конструкция и выполнение компрессора.

Фактически подаваемый объем газа компрессором можно определить только путем непосредственного измерения. Отношение объема газа, подаваемого фактически компрессором, к объему, описываемому поршнем, называют коэффициентом подачи и обозначают

$$\lambda = \frac{V_s}{V_1}. \quad (74)$$

Обычно коэффициент подачи λ численно меньше объемного коэффициента полезного действия λ_0 , и при подсчетах производительности это обстоятельство необходимо учитывать.

Вообще можно считать, что

$$\lambda = a\lambda_0, \quad (74a)$$

причем значение a колеблется практически в пределах от 0,9 до 0,95.

Выполненные компрессоры в среднем имеют λ

от 0,86 до 0,92 — компрессоры с $p_2 < 7$ ат,

„ 0,82 „ 0,90 — доменные воздуходувки,

„ 0,7 — компрессоры небольших размеров.

Из уравнения (74)

$$V_c = \lambda V_1,$$

следовательно, за один полный оборот производительность компрессора выразится величиной

$$V_c = \lambda i \frac{\pi d^3}{4} S M^3,$$

а в 1 мин. при n оборотов:

$$V_{\text{м}} = V_c n = \lambda i \frac{\pi d^3}{4} S n \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (75)$$

Мощность компрессора. Определим, для упрощения пренебрегая работой вредных сопротивлений, работу, затрачиваемую за 1 оборот кривошипа в компрессоре простого действия, для чего обратимся к диаграмме, представленной на рис. 64.

Работа за 1 оборот компрессора простого действия складывается из работы, затрачиваемой при всасывании, и работы, затрачиваемой при нагнетании, причем практически во время всасывания в течение всего хода поршня давление одинаково с обеих его сторон и следовательно никакой работы за этот период произведено не будет.

При нагнетании работа складывается из двух элементов: работы на пути поршня EF в период сжатия

газа от давления p_1 до p_2 и работы выталкивания сжатого газа на пути поршня FO .

В период сжатия давление на шток поршня выражается величиной

$$(p - p_1) F \text{ кг},$$

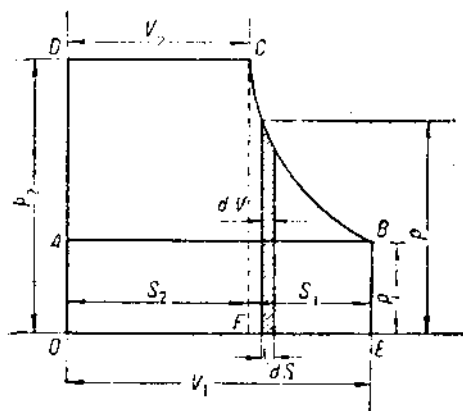


Рис. 64. Диаграмма работы поршневого компрессора.

где F — площадь поршня в м^2 , p — некоторое переменное давление в кг/м^2 .

За бесконечно малый ход поршня dS на пути EF произойдет элементарное изменение объема сжимаемого газа:

$$-dV = -FdS \text{ м}^3,$$

где знак минус указывает на уменьшение объема газа; при этом затраченная работа выразится величиной:

$$dL_1 = -(p - p_1) FdS = -(p - p_1) dV,$$

а полная работа на пути сжатия выразится так:

$$L_1 = - \int_{V_1}^{V_2} (p - p_1) dV.$$

Процесс выталкивания, протекающий на пути FO при постоянном давлении p_2 , по аналогии требует затраты работы

$$L_2 = (p_2 - p_1) FS_2 = (p_2 - p_1) V_2.$$

Полная работа за один оборот будет равна

$$L = L_1 + L_2 = - \int_{V_1}^{V_2} (p - p_1) dV + (p_2 - p_1) V_2$$

или

$$L = - \int_{V_1}^{V_2} p dV + \int_{V_1}^{V_2} p_1 dV + p_2 V_2 - p_1 V_2$$

или

$$L = - \int_{V_1}^{V_2} p dV + p_1 V_2 - p_1 V_1 + p_2 V_2 - p_1 V_2$$

или, окончательно,

$$L = - \int_{V_2}^{V_1} p dV + p_2 V_2 - p_1 V_1. \quad (76)$$

Последнее уравнение на диаграмме рис. 64 выражается следующим образом:

первому члену $\int_{V_2}^{V_1} p dV$ соответствует площадь $FCBE$,

второму " $p_2 V_2$ " " $ODCF$,

третьему " $p_1 V_1$ " " $OABE$,

а полная работа выражается так

$$L = \text{пл. } FCBE + \text{пл. } ODCF - \text{пл. } OABE = \text{пл. } ABCD.$$

При этом площадь $ABCD$ можно представить площадью равновеликого прямоугольника, у которого основанием будет V_1 , а высотой некоторое давление p , которое можно найти или графически, измеряя площадь индикаторной диаграммы, или вычислить ана-

литически, зная характер кривой сжатия BC , которая характеризуется в общем случае численным значением показателя политропы m .

По предыдущему работу политропического сжатия с учетом объемного коэффициента полезного действия λ_0 можно выразить так:

$$L = \frac{m}{m-1} \lambda_0 p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

Выражая работу через индикаторное давление:

$$L = p_i V_1,$$

из сравнения этого уравнения с предыдущим индикаторное давление можем выразить так:

$$p_i = \frac{m}{m-1} \lambda_0 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \quad (77)$$

Таким образом работа за один оборот компрессора простого действия будет равна

$$L = p_i V_1 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Для компрессора двойного действия за 1 оборот сжатие и нагнетание совершаются два раза в совершенно аналогичных условиях, и, следовательно, затрата работы будет в два раза больше. Вводя, как и раньше, коэффициент i , указывающий число сжатий за 1 оборот, имеем общее выражение работы

$$L = i p_i V_1,$$

а при n об/мин индикаторная мощность компрессора выразится формулой

$$N_i = \frac{i p_i V_1 n}{60 \cdot 75 \cdot \eta_1} \text{ л. с.}, \quad (78)$$

где η_1 — коэффициент полезного действия компрессора, учитывающий гидравлические сопротивления, причем в среднем его можно принять равным 0,94.

Эффективная мощность N_e на валу компрессора определится так:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{i p_i V_1 n}{60 \cdot 75 \cdot \eta_1 \eta_m}, \quad (78a)$$

где η_m — механический коэффициент полезного действия компрессора, равный 0,85–0,95 для компрессоров с паровым двигателем и 0,79–0,83 для компрессоров, работающих от трансмиссии или от электродвигателя.

Зная величину эффективной мощности N_e , можно найти численное значение изотермического коэффициента полезного действия $\eta_{из}$. Практически же принимают для компрессоров с паровым двигателем $\eta_{из} = 0,72$ до 0,78.

Выражение эффективной мощности можно представить и в другом виде, заменяя объем V_1 его значением, равным FS :

$$N_e = \frac{i p_1 F S n}{60 \cdot \eta_1 \cdot \eta_m} \text{ л. с.}, \quad (78b)$$

или, выражая число оборотов через среднюю скорость хода поршня $C_{ср}$, равную

$$C_{ср} = \frac{2Sn}{60} \text{ м/сек},$$

в виде:

$$N_e = \frac{i p_1 F C_{ср}}{2 \cdot 75 \cdot \eta_1 \eta_m} \text{ л. с.} \quad (78c)$$

Пример 27. Одноцилиндровый углекислотный компрессор имеет: диаметр поршня $d = 135 \text{ мм}$, ход поршня $S = 275 \text{ мм}$, вредное пространство 50% т. е. $\epsilon = 0,05$, среднюю скорость поршня $C_{ср} = 0,75 \text{ м/сек}$.

Вычислить производительность и мощность компрессора при перекачке углекислоты, засасываемой при давлении $23,5 \text{ атм}$ и сжимаемой до 70 атм .

Решение. Производительность компрессора определяем по уравнению:

$$V_m = \dot{V} F S n \text{ м}^3/\text{мин.}$$

По условию:

$$i = 1,$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,135^2}{4} \approx 0,01435 \text{ м}^2,$$

$$S = 0,275 \text{ м.}$$

$$\text{Число оборотов } n = \frac{C_{ср} 60}{2S} = \frac{0,75 \cdot 60}{2 \cdot 0,275} = 80 \text{ об/мин.}$$

Объемный коэффициент полезного действия:

$$\lambda_0 = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right],$$

где

$$p_2 = 70 \text{ атм}, p_1 = 23,5 \text{ атм}, \epsilon = 0,05,$$

m — показатель политропы принимаем равным 1,25:

$$\lambda_0 = 1 - 0,05 \left[\left(\frac{70}{23,5} \right)^{\frac{1}{1,25}} - 1 \right] \approx 0,93.$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = a \lambda_0 = 0,90 \cdot 0,93 = 0,84.$$

Производительность

$$V_m = 1 \cdot 0,84 \cdot 0,01435 \cdot 0,275 \cdot 80 = 0,265 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

или

$$V_{\text{час}} = 0,265 \cdot 60 \approx 15,9 \text{ м}^3/\text{час},$$

считая на углекислоту давлением $23,5 \text{ атм}$.

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{m}{m-1} \lambda_0 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1,25}{1,25-1} \cdot 0,93 \cdot 23,5 \left[\left(\frac{70}{23,5} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} - 1 \right] \approx 26 \text{ ата} \approx 260\,000 \text{ кг/м}^2.$$

Принимая гидравлический коэффициент полезного действия

$$\eta_{\text{г}} = 0,94,$$

индикаторную мощность найдем равной

$$N_i = \frac{ip_i F s n}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{\text{г}}} = \frac{1 \cdot 260\,000 \cdot 0,01435 \cdot 0,275 \cdot 80}{60 \cdot 75 \cdot 0,94} = 20 \text{ л. с.}$$

Принимая механический коэффициент полезного действия $\eta_{\text{м}} = 0,8$, найдем эффективную мощность равной:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{м}}} = \frac{20}{0,8} = 25 \text{ л. с.}$$

Пример 28. Вычислить основные размеры одноступенчатого поршневого компрессора двойного действия производительностью 750 м³/мин воздуха, сжимаемого от $p_1 = 1 \text{ ата}$ до $p_2 = 1,7 \text{ ата}$.

Решение. Принимаем величину вредного пространства в 5%, т. е. $\varepsilon = 0,05$. Принимая, что расширение оставшегося во вредном пространстве воздуха идет изотермически, находим объемный коэффициент полезного действия:

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right) - 1 \right] = 1,0 - 0,05 [1,7 - 1] = 0,965.$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_0 = 0,9 \cdot 0,965 = 0,87.$$

Объем, описываемый поршнем в секунду:

$$V_{\text{сек}} = \frac{V_{\text{м}}}{60 \cdot \lambda} = \frac{750}{60 \cdot 0,87} = 14,4 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Принимаем среднюю скорость поршня

$$C_{\text{ср}} = 4 \text{ м/сек.}$$

и число оборотов $n = 100 \text{ об/мин.}$

Ход поршня

$$S = \frac{C_{\text{ср}} 60}{2 \cdot n} = \frac{4 \cdot 60}{2 \cdot 100} = 1,2 \text{ м}$$

Площадь поршня

$$F = \frac{V_{\text{сек}}}{C_{\text{ср}}} = \frac{14,4}{4} = 3,6 \text{ м}^2.$$

Диаметр поршня

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{3,14}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6}{3,14}} \approx 2,14 \text{ м.}$$

Принимаем, что сжатие адиабатическое, т. е. для воздуха $m = k = 1,4$.

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{m}{m-1} \lambda_0 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,965 \cdot 1 \left[1,7^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 0,574 \text{ кг/см}^2 = 5740 \text{ кг/м}^2.$$

Индикаторная мощность при $i = 2$ и $\eta_i = 0,94$:

$$N_i = \frac{i p_i F S n}{60 \cdot 75 \cdot \eta_i} = \frac{2 \cdot 5740 \cdot 3,6 \cdot 1,2 \cdot 100}{60 \cdot 75 \cdot 0,94} \approx 1176 \text{ л. с.}$$

Эффективная мощность при паровом двигателе:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{1176}{0,9} = 1306 \text{ л. с.}$$

Пример 29. Вычислить максимально возможный предел сжатия воздуха в одноступенчатом компрессоре при величине вредного пространства в 50%.

Решение. Пределом сжатия в компрессоре будет такой момент, когда объемный коэффициент полезного действия λ_0 будет численно равен нулю.

Приравняв λ_0 нулю по уравнению (73), имеем:

$$0 = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right],$$

или

$$1 = \varepsilon \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - \varepsilon$$

или

$$\frac{1 + \varepsilon}{\varepsilon} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}}.$$

Откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)^m.$$

Для воздуха при адиабатическом сжатии $m = k = 1,4$, а для изотермического сжатия $m = 1$.

При адиабатическом сжатии предел сжатия выразится величиной:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{1 + 0,05}{0,05} \right)^{1,4} \approx 70.$$

При изотермическом сжатии

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{1 + 0,05}{0,05} \right) = 21.$$

15. Основные типы и конструкции поршневых компрессоров

Все поршневые компрессоры, применяемые в химической технологии, в зависимости от степени сжатия можно объединить в следующие 3 группы:

1. Поршневые газовые насосы (воздуходувки) низкого давления до 3 ат.

2. Компрессоры среднего давления от 3 до 10 ат (одноступенчатые).

3. Компрессоры высокого давления до 100 ат и выше.

Кроме того к этому же типу машин относятся также поршневые вакуумнасосы и ротационные воздуходувки (экстаусторы).

Поршневые газовые насосы (воздуходувки) низкого давления служат для подачи больших количеств газа или воздуха при сравнительно небольших давлениях, при этом по своей конструкции они обычно представляют собой одноцилиндровый компрессор двойного действия как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением поршня.

Так как при горизонтальном расположении цилиндра, в особенности при большом его диаметре, происходит неравномерное одностороннее изнашивание поршня, то рекомендуется придавать компрессору вертикальную форму. Предельной величиной диаметра

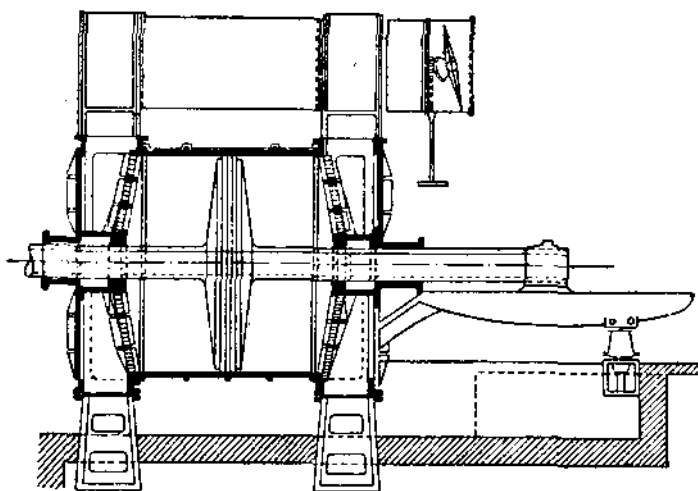


Рис. 65. Поршневая воздуходувка.

цилиндра с горизонтальным расположением считают 2,6 м. Выполняются современные воздуходувки грандиозных размеров производительностью до 1000 м³/мин и более.

Типичным представителем машин этого вида является воздуходувка, применяемая для дутья воздуха в доменных печах, схематически представленная на рис. 65. Чугунный горизонтально установленный цилиндр воздуходувки имеет с обоих концов пустотелые крышки, в которых помещаются всасывающие и нагнетательные клапаны. Замкнутое пространство полости крышек разделяется на две части, из коих в нижней расположены всасывающие клапаны, открывающиеся внутрь цилиндра, а в верхней — нагнетательные клапаны, приподнимающиеся сами собой, когда давление в цилиндре превышает давление в нагнетательном трубопроводе. Обе верхние камеры крышек соединены со сборником сжатого воздуха расположенным над цилиндром воздуходувки.

Воздух поступает снизу через каналы, устроенные в фундаменте цилиндра. По своему устройству воздуходувка является насосом

двойного действия, так как в ней за один ход поршня протекает одновременно по одну сторону поршня всасывание, а по другую — нагнетание.

Во избежание неравномерного распределения давления поршня на стенки цилиндра шток поршня пропущен через вторую, заднюю крышку цилиндра и опирается на специально установленные салазки.

Такие воздуходувки при диаметре цилиндра в 2,35 м при 30 об/мин сжимают до давления 1,4 ат 900 м³/мин воздуха.

Компрессоры среднего давления служат для подачи воздуха или газа с давлением до 8—10 ат, причем для достижения такого

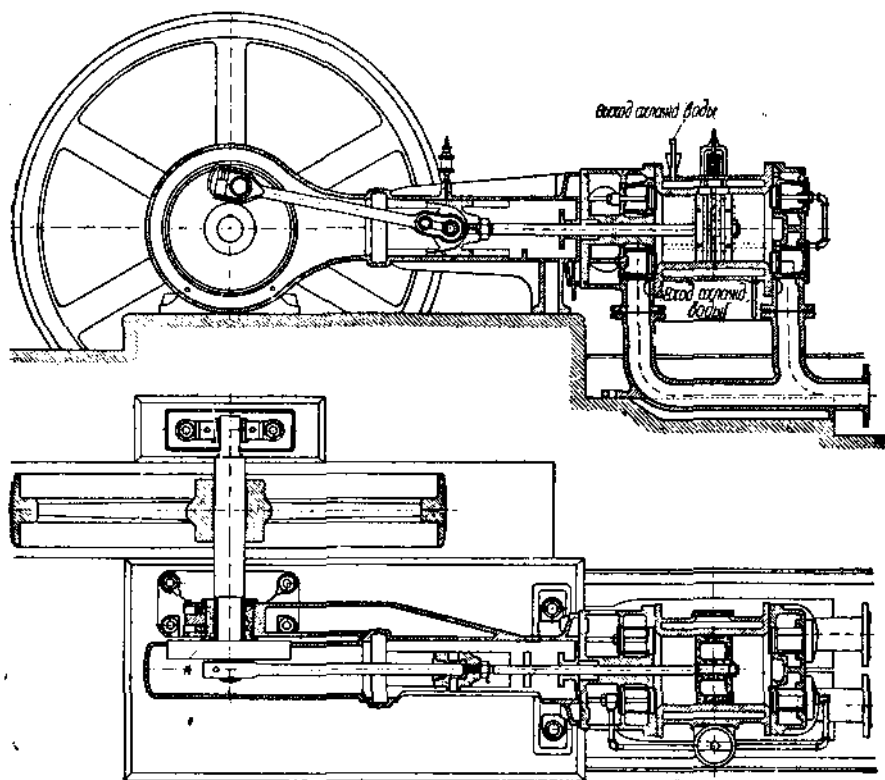


Рис. 66. Поршневой компрессор Борзига.

сжатия в отличие от воздуходувок стенки цилиндра и крышки здесь должны охлаждаться, что и осуществляется путем устройства рубашек с водяным охлаждением.

Компрессоры среднего давления обычно выполняются в виде одноцилиндровых машин двойного действия с горизонтально или вертикально расположенным цилиндром.

На рис. 66 представлена одна из конструкций горизонтальных компрессоров, выполняемая немецкой фирмой Борзиг.

Горизонтально расположенный цилиндр компрессора имеет с обоих концов пустотелые крышки, в которых расположены по

два клапана, один для всасывания и один для нагнетания. Трубы для всасывания и нагнетания присоединяются к низу пустотелых крышек и таким образом служат опорой для цилиндра, который находится на весу, присоединяясь к кольцевой поверхности станины посредством расширения своей передней части.

Передняя крышка цилиндра имеет сальник, через который и проходит шток поршня, приводимого в поступательное движение от кривошипного механизма, укрепленного на станине.

В табл. 15 приведены цифры, дающие представление о размерах производительности и мощности таких компрессоров.

Таблица 15

Общие данные о компрессорах среднего давления Борзиг

Диаметр цилиндра <i>мм</i>	200	300	275	440	350	350	500	500	650
Ход поршня <i>мм</i>	200	200	250	250	350	400	400	600	600
Число оборотов в 1 мин.	220	220	200	200	190	180	180	160	130
Допускаемое давление <i>ат</i>	7	3	7	2	4	7	2	4	2
Всасываемый объем <i>м³/мин</i>	2,6	6,0	4,75	14,0	11,2	11,1	26,0	27,6	47,5
Диам. всасыв. трубопр. <i>мм</i>	60	80	80	150	125	125	200	175	250
Диам. нагнет. трубопр. <i>мм</i>	50	70	70	125	100	100	175	150	225

В практике химических заводов для получения компримированного воздуха наиболее часто встречаются компрессоры с давлением 4—6 *ат*. К числу компрессоров среднего давления относятся также аммиачные компрессоры, применяемые в холодильных установках, характеристика и данные о которых будут приведены ниже в соответствующей главе.

Компрессоры высокого давления. К этому типу машин относятся все поршневые компрессоры, работающие с давлением более 8 *ат*. Выше мы видели, что степень сжатия в одном цилиндре, во-первых, вообще ограничена сравнительно узкими пределами, во-вторых, увеличение степени сжатия, осуществляемой в одном цилиндре, ведет к значительному понижению объемного коэффициента полезного действия, так как последний определяется уравнением

$$\lambda_0 = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right].$$

Для достижения давления больше 8 *ат* процесс сжатия газа приходится проводить не в одном пространстве, а в двух или в нескольких; при этом газ, сжатый до некоторого давления в одном пространстве, засасывается в другое, где сжимается до более высокого давления и т. д.

Компрессоры с таким устройством называются многоступенчатыми, причем отдельные ступени процесса могут быть проводимы как в одном цилиндре (путем устройства ступенчатого поршня), так и в нескольких отдельных последовательно соединенных цилиндрах.

При малых и средних производительностях выгодно применять ступенчатый поршень, при больших же количествах подаваемого газа ступенчатый поршень неудобен (слишком громоздок) и в слу-

чае горизонтального расположения цилиндра могут происходить заедания его.

При сжатии газа в несколько ступеней газ, сжатый в одной ступени, прежде чем поступить в другую ступень, должен быть предварительно охлажден, что обуславливает постановку холодильных приспособлений между отдельными ступенями.

Схематическое изображение устройства двухступенчатого компрессора дано на рис. 67. Газ при прямом ходе поршня засасывается через клапан *C*; при обратном ходе поршня этот газ сжимается в цилиндре низкого давления *A* и выталкивается через клапан *D*, из которого он, пройдя предварительно холодильник *K*, через клапан *F* засасывается в цилиндр высокого давления *B*. При следующем прямом ходе поршня в цилиндр *A* всасывается новая порция газа, а в цилиндре высокого давления происходит сжатие и выталкивание сжатого газа через клапан *E* в нагнетательный трубопровод.

Таким образом в двухступенчатом компрессоре за один ход происходит в цилиндре низкого давления всасывание, а в цилиндре высокого давления — нагнетание газа, при обратном ходе, наоборот, в цилиндре низкого давления происходит сжатие, а в цилиндре высокого давления — всасывание.

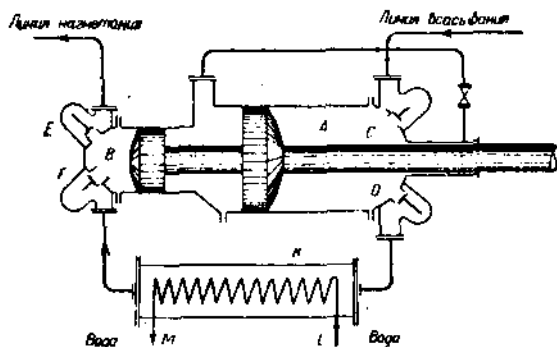


Рис. 67. Схема устройства двухступенчатого компрессора.

На рис. 68 представлен двухступенчатый компрессор завода „Борец“ диаметром 425/550 мм и ходом поршня 400 мм с одним ступенчатым поршнем. В ступени низкого давления работает полная площадь поршня, в ступени же высокого давления газ сжимается в кольцевом пространстве со стороны кривошипа.

Размеры компрессоров завода „Борец“ и данные о их производительности и мощности приведены на рис. 68.

При целом ряде химических процессов требуются большие количества воздуха и газов, сжатых до 200—300 ат. Такое сжатие осуществляется в компрессорах со многими ступенями. Так например процесс сжатия воздуха до 125 ат разделяют на три ступени: в первой ступени сжимают от 1 до 5 ат, уменьшая объем в 5 раз; во второй ступени — от 5 до 25 ат и наконец в третьей ступени от 25 до 125 ат, так же каждый раз уменьшая объем в 5 раз.

Многоступенчатые компрессоры высокого давления строят с горизонтальным, вертикальным, а иногда и радиальным расположением цилиндров, причем при больших производительностях отдают предпочтение вертикальному расположению как более компактному.

При выборе числа ступеней компрессора руководствуются теми же соображениями, что и при одноступенчатых компрессорах, т. е.

стремятся, чтобы потребляемая компрессором мощность и конечная температура сжатого газа были по возможности небольшими, а коэффициент подачи не падал слишком значительно.

→ **Ротационные газовые насосы и компрессоры.** В воздуходувках и компрессорах с попеременно-возвратным движением поршня наличие сил инерции ограничивает скорость хода поршня, а стало быть и число оборотов, что в свою очередь препятствует непосредственному присоединению поршневого компрессора к быстро вращающимся электродвигателям.

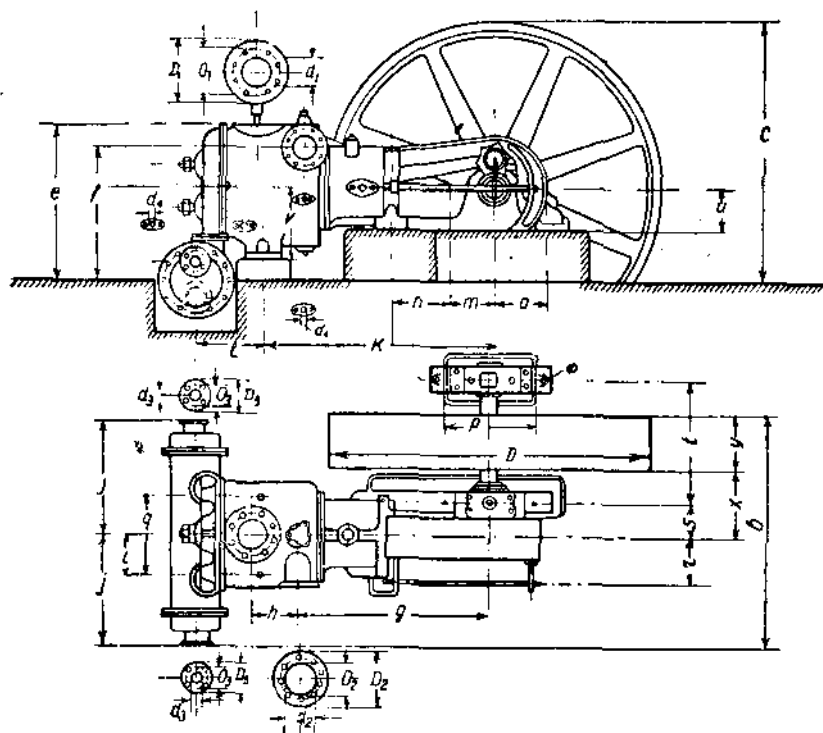


Рис. 68. Поршневой двухступенчатый компрессор завода „Борец“.

Кроме того вследствие небольшой скорости хода поршня при значительных подачах газа размеры поршневых воздуходувок с попеременно-возвратным движением становятся слишком громоздкими.

От этих недостатков свободны ротационные газовые насосы, у которых собственно поршня в обычном его виде нет, и роль его выполняет непрерывно вращающееся тело той или иной формы.

Принцип действия этого типа насосов состоит в том, что при вращении одного или двух таких тел периодически образуется замкнутое пространство, куда засасывается некоторый объем газа низкого давления; при дальнейшем движении поршня это пространство суживается, газ сжимается и выталкивается в нагнетательный трубопровод.

Таблицы под группы

Размеры компрессоров		Всасывающие										Напорные				Охлаждение воды холодильником пуск и выпуск			
Величина	Диаметр	Ход	Дiam. трубы охлажд. воды пу- шкин выпуск. и выпуск		d ₁	D ₁	O ₁	Крепление		d ₂	D ₂	O ₂	Крепление		d ₃	D ₃	O ₃	Крепление	
								диам.	число				диам.	число				диам.	число
	550	425	400	30	225	370	320	3/4"	8	125	255	2.5	3 1/8"	8	50	165	125	5/8"	4
	625	500	500	30	250	395	345	3/4"	12	150	280	2.30	5/8"	8	75	200	150	5/8"	4
	550	440	400	30	225	370	320	3/4"	8	125	255	2.05	5/8"	8	65	180	135	5/8"	4

Величина	Размеры ком- прессора		a	b	c	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	v	x	y	D	у	Φ под Дим. болт.	
	Диам.	Ход																										
	530	425	400	3410	1920	1750	1070	940	1330	330	400	650	1590	465	280	435	375	740	610	300	260	651	510	282	495	2200	403	1 1/8"
	625	500	500	3740	2430	1900	1120	1000	1595	265	400	780	1630	645	320	460	370	740	700	330	330	1110	550	440	630	2500	500	1 1/4"
	550	440	400	3135	2070	1720	1045	940	1305	190	360	755	1335	450	300	360	350	740	620	310	265	870	520	390	510	2200	403	1 1/8"

Наиболее распространенными ротационными газовыми насосами (эксгаусторами) являются насосы Биля, Рута и Егера.

Эксгаустор Биля схематично представлен на рис. 69. Он состоит из цилиндрического кожуха *A*, внутри которого эксцентрично насажен барабан *B*, снабженный несколькими лопастями *C*, установленными подвижно в бороздках, прорезанных по образующим барабана. При вращении барабана лопасти в любом положении плотно касаются стенок кожуха. Так как при этом расстояние от поверхности барабана до стенок кожуха изменяется за счет эксцентricности, то лопасти скользят в бороздках барабана, уходя внутрь в том месте, где стенки близки к поверхности барабана, и выступая наружу за счет центробежной силы там, где стенки удалены. В любом положении барабана лопасти разделяют его на две камеры: камеру всасывания позади лопасти и камеру нагнетания — впереди лопасти.

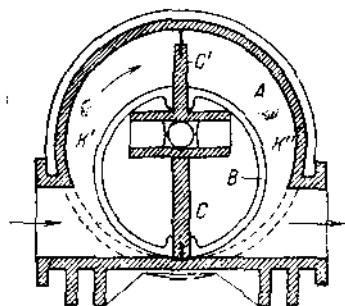


Рис. 69. Схема устройства эксгаустора Биля.

При вращении объем камеры *K'* сначала увеличивается, вследствие чего в нее и притекает газ; далее очередная лопасть изолирует эту камеру от всасывающего штуцера, после чего объем камеры *K''* начинает уменьшаться, за счет чего и происходит сжатие газа и затем его выталкивание в нагнетательный трубопровод.

Процесс сжатия происходит так же как и в воздуходувке или компрессоре с прямолинейно-возвратным поршнем.

Обозначим: *e* — эксцентриситет в *м*, *d* — внутренний диаметр кожуха в *м*, *l* — длину кожуха в *м*, *δ* — толщину пластин в *м*, *z* — число пластин, *n* — число об/мин, *V_т* — теоретическую подачу газа в *м³/мин*.

В данном случае удвоенный эксцентриситет (*2e*) соответствует ходу поршня, а полезная внешняя поверхность — площади поршня и следовательно:

$$V_{т} = 2el(\pi d - \delta z)n \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (79)$$

Ввиду наличия неплотностей в местах соприкосновения лопастей со стенками кожуха подаваемый объем практически будет всегда несколько меньше теоретического, причем можно считать, что при давлениях до 250 мм вод. ст. коэффициент подачи в среднем равен 0,98, а при давлениях до 1500 мм понижается до 0,85.

Затрату мощности можно определить обычным путем по формулам для поршневых компрессоров.

Достигаемое давление в эксгаусторах Биля зависит от числа лопастей и иногда выражается величиной в 1 ат, обычно же значительно ниже.

Воздуходувка Рута, схематически представленная на

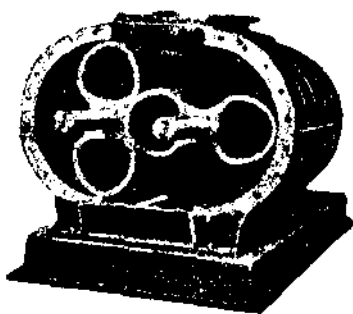


Рис. 70. Воздуходувка Рута.

рис. 70, широко распространена в химической и газовой технике благодаря своей простоте и компактности и находит применение как для подачи самых незначительных объемов газа, так и для очень больших, до $800 \text{ м}^3/\text{мин.}$

Воздуходувка Рута состоит из чугунного кожуха, внутри которого на двух параллельно установленных валах вращаются два „поршня“, имеющие форму цифры 8, очерченные по кривым зацепления зубчатых передаточных колес. При вращении валов эти поршни одним концом плотно касаются друг друга, другим же плотно прилегают к стенке кожуха.

Здесь, так же как и в воздуходувке Биля, при вращении поршней все время создаются две разобщенных камеры, из коих в одной происходит всасывание газа, а в другой — нагнетание.

Поршни воздуходувок Рута изготовляют из чугуна и в местах соприкосновения покрывают уплотняющими накладками. Они приводятся в действие или от ременной передачи и двух зубчатых колес, или непосредственно от мотора и двух зубчатых колес. Зубчатые колеса имеют одинаковый диаметр, насажены на концах валов вне кожуха и вращаются в противоположных направлениях.

Средний коэффициент подачи около 0,8, механический коэффициент полезного действия $\eta_m = 0,75$.

Производительность и мощность воздуходувок в исполнении американской фирмы Рут (The P. H. and F. M. Roots) достигают $800 \text{ м}^3/\text{мин}$ и 300 л. с. и выше, с противодавлением до 1 ат.

Воздуходувка Егера, схематически представленная на

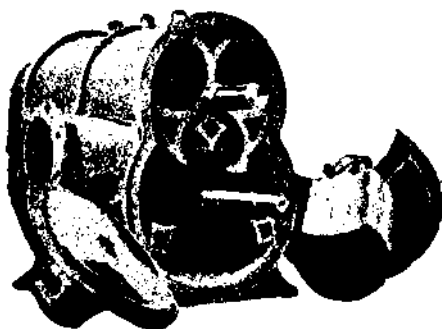


Рис. 72. Воздуходувка Егера в разобранном виде.

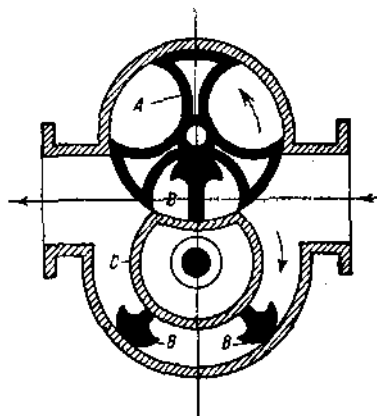


Рис. 71. Схема устройства воздуходувки Егера.

рис. 71, состоит из чугунного кожуха, в котором вращаются два фасонных барабана. Верхний барабан А вращается в одном направлении, в то время как нижний В, представляющий собой три грушевидного сечения тела, укрепленных на поперечном диске, вращается в противоположном направлении на нижнем валу, проходящем через неподвижный барабан С.

Нижний барабан находится в зацеплении с верхним, причем при вращении, так же как и в воздуходувке Рута, образуются замкнутые камеры всасывания и нагнетания.

Внешний вид такой воздуходувки с отнятой крышкой и снятым неподвижным барабаном, выполненной немецкой фирмой Егер (С. Н. Jaeger und Co, Leipzig-Plagwitz), представлен на рис. 72. Такие воздуходувки имеют производительность от 0,17 до 300 м³/мин с противодавлением до 0,5 ат. Коэффициент подачи 0,7—0,9, коэффициент полезного действия 0,75—0,85.

Ротационные насосы для более высоких давлений конструируют по тому же принципу, что и только что разобранные, с той лишь разницей, что здесь уже вводят охлаждение. Для более высоких давлений устраивают двухступенчатые воздуходувки путем последовательного соединения двух воздуходувок.

По сравнению с поршневыми газовыми насосами и воздуходувками ротационные воздушные насосы имеют целый ряд преимуществ. К этим преимуществам необходимо отнести: 1) равномерность подачи газа независимо от изменений сопротивлений в сети, 2) легкость изменения производительности, что достигается путем изменения числа оборотов, 3) простоту конструкции, 4) отсутствие клапанов, 5) дешевизну устройства, 6) незначительность занимаемого места и, наконец, 7) сравнительно редкий ремонт.

Поршневые вакуумнасосы. Машины для разрежения газов, как уже было выше отмечено, ничем не отличаются от машин для сжатия; работа вакуумнасоса вполне аналогична работе компрессора и сводится к тому, чтобы засосать газ при давлениях значительно ниже одной атмосферы и вытолкнуть его при давлении в 1 ата.

Работа вакуумнасоса, отсасывающего газ при 0,1 ата и выталкивающего его при 1 ата, очевидно, будет равнозначна работе компрессора, сжимающего газ от 1 до 10 ата, так как и в том и другом случае отношение конечного давления к начальному будет одно и то же, т. е.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{10}{1} = \frac{1}{0,1} = 10.$$

Вредное пространство в вакуумнасосах влияет на величину подачи в гораздо большей степени, чем в компрессорах, так как вакуумнасосы работают при значительно больших степенях сжатия.

Величина подачи вакуумнасоса не является постоянной, так как она уменьшается вместе с уменьшением давления всасывания. Поэтому при выборе насоса по прейскуранту одновременно с величиной всасываемого объема необходимо учесть указанную величину вакуума, к которой относится гарантированная подача.

Завод „Котлоаппарат“ выполняет золотниковые вакуумнасосы с гарантированным разрежением 720 мм рт. ст., немецкий завод Клейн, Шанцлин и Беккер (Klein, Schanzlin und Becker) выполняет одноступенчатые вакуумнасосы с остаточным давлением у насоса в 10 мм рт. ст. Для более высоких разрежений этот же завод изготавливает двухступенчатые насосы с остаточным давлением до 0,25 мм рт. ст.

Размеры, производительность и мощность вакуумнасосов завода Клейн, Шанцлин и Беккер приведены в табл. 16.

Таблица 16

Общие данные об одноступенчатых золотниковых вакуумнасосах завода Клейн, Шандлин и Беккер с остаточным давлением 10 мм рт. ст.

Количество всасываемого воздуха в м ³ /час	26	36	70	93	125	195	280	350	470	600	780	960	1450	1800
Число оборотов в 1 мин.	250	200	180	180	180	180	150	150	150	150	150	150	125	—
Диаметр цилиндра в мм	110	130	150	175	200	250	300	300	350	400	450	500	525	650
Ход поршня в мм	100	130	200	200	200	200	200	200	200	300	300	300	400	400
Диам. в мм $\left\{ \begin{array}{l} \text{трубопр.} \\ \text{нагнетат.} \\ \text{трубопр.} \end{array} \right.$	30	40	50	60	70	80	90	100	125	125	150	170	175	225
Шкив $d \times b$ в мм	25	30	40	50	60	70	80	80	100	100	125	125	150	225
	500	500	600	700	700	800	900	1000	1100	1200	1200	1500	2000	2300
	90	90	900	100	100	120	140	180	180	200	200	200	250	300
Мощность при наибольшем вакууме в л. с. . .	0,5	0,6	1,2	1,6	2,1	3,3	4,7	6	8	10	13,5	16	24	30
Расход охлаждающей воды в л.	26	36	70	93	125	195	280	350	470	600	800	960	1450	1800

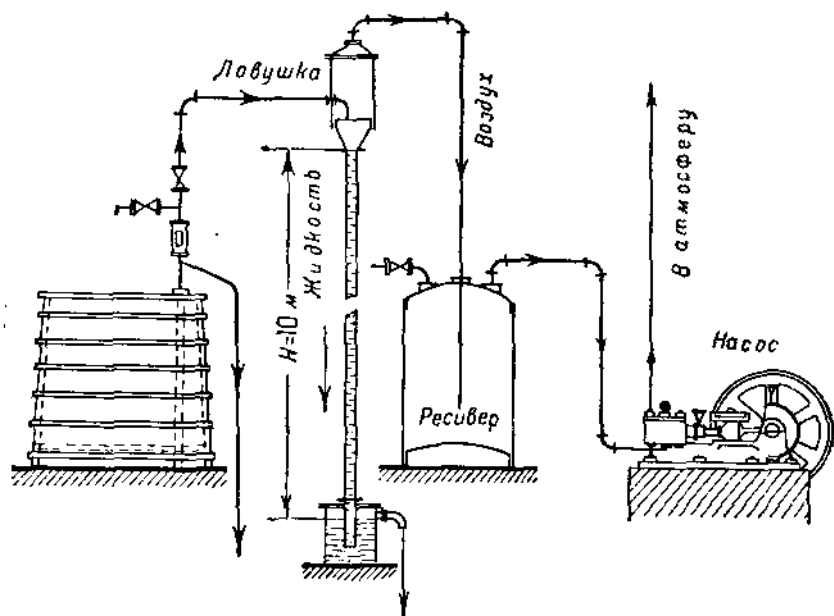


Рис. 73. Схема вакуумтрубопровода с ресивером и ловушкой.

В тех случаях, когда при помощи вакуумнасоса создают разрежение во всевозможных аппаратах с химически активными жидкостями, во избежание разъедания поршневых колец, клапанов и других частей насоса необходимо перед насосом на вакуумлинии

ставить ловушки для улавливания увлекаемой вместе с газами жидкости. Кроме того в целях поддержания вакуума постоянной величины перед насосом обычно ставят расширительный резервуар, называемый ресивером. Схема вакуумтрубопровода для засасывания жидкости в сифоны с ловушкой и ресивером изображена на рис. 73, причем здесь ловушка устроена по принципу барометрической трубы, столб жидкости в которой должен уравнивать разность давлений в окружающей атмосфере и в ловушке.

16. Турбокомпрессоры

Принцип действия и устройство. В турбокомпрессорах сжатие и нагнетание газа осуществляются за счет центробежной силы, развиваемой вращением одного или нескольких колес с лопатками. По принципу действия работа их совершенно аналогична работе центробежного насоса для подачи жидкостей с той лишь разницей, что в турбокомпрессоре рабочая жидкость (газ), проходя через колесо, претерпевает не только изменения давления, но изменяет и плотность.

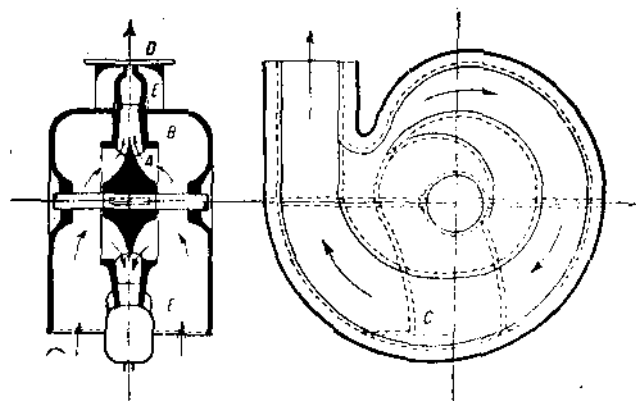


Рис. 74. Схема устройства одноступенчатого турбокомпрессора.

В основном турбокомпрессор представляет собой систему лопастных колес, вращающихся внутри замкнутого кожуха определенной формы. По числу рабочих колес различают одноступенчатые и многоступенчатые турбокомпрессоры, при этом многоступенчатые компрессоры могут быть с одинаковыми размерами всех колес или же рабочие колеса группируются по сериям, причем в каждой серии все колеса одинаковы, колеса же отдельных серий отличаются друг от друга как размерами, так, иногда, и конструкцией.

В зависимости от числа ступеней и серий все турбокомпрессоры и турбовоздуходувки объединяют в следующие три группы:

1) одноступенчатые воздуходувки с предельным отношением конечного давления к начальному $\frac{P_2}{P_1} \approx 1,35$ и с предельной скоростью на внешней окружности 200 м/сек ;

2) многоступенчатые воздуходувки, состоящие из одной серии колес с предельным отношением $\frac{P_2}{P_1}$ до 2 и с предельной скоростью на внешней окружности от 130 до 200 м/сек ;

3) многоступенчатые компрессоры, состоящие из нескольких

серий колес с предельным отношением $\frac{p_2}{p_1} > 2$ и с теми же пределами скоростей.

Рассмотрим прежде всего работу одноступенчатого турбокомпрессора, представленного на рис. 74, состоящего из лопастного рабочего колеса A , закрепленного на вращающемся в подшипниках валу; колесо заключено в замкнутый кожух B , снабженный двумя штуцерами: C для всасывания и D для нагнетания газа, причем сжатый газ перед тем как поступить в нагнетательный штуцер предварительно проходит через диффузор.

По форме лопаток рабочее колесо турбокомпрессора может быть с радиально направленными лопатками, с лопатками, загнутыми вперед, и, наконец, с лопатками, загнутыми назад. Практически предпочитают применять лопатки радиальные или загнутые назад.

Высота напора. Газ, проходя по каналу рабочего колеса при его вращении, совершает сложное движение. Приняв те же обозначения, что и при рассмотрении работы центробежных насосов (стр. 59), и построив, как показано на рис. 75, параллелограммы скоростей в точке A при входе газа в канал колеса и в точке B при выходе из него, найдем абсолютный путь движения AB и абсолютные скорости газа c_1 и c_2 , при этом угол между направлениями относительной и окружной скоростей в точке A обозначим через β_1 и в точке B через β_2 , а угол между направлениями абсолютной и окружной скоростей обозначим через α_1 и α_2 (при этом направление окружных скоростей u_1 и u_2 берем положительным, т. е. в направлении вращения).

По предыдущему (стр. 63) разность давлений на внешней и внутренней окружностях рабочего колеса или величину напора в рабочем колесе найдем так:

$$H = \frac{p}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Из параллелограммов скоростей рис. 75 при принятых обозначениях относительную и абсолютную скорости газа при входе в рабочее колесо можно выразить так:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1, \quad (80)$$

$$c_1^2 = u_1^2 + w_1^2 + 2u_1w_1 \cos \beta_1, \quad (81)$$

а при выходе следующим образом:

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2, \quad (80a)$$

$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2 + 2u_2w_2 \cos \beta_2. \quad (81a)$$

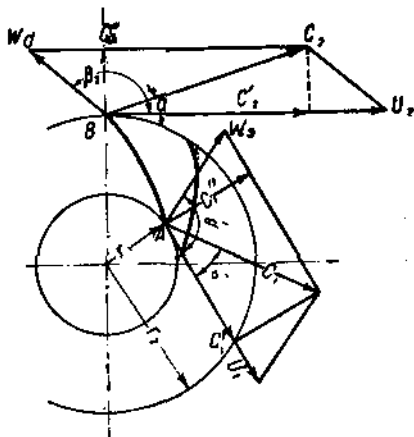


Рис. 75.

Разлагая абсолютные скорости c_1 и c_2 на составляющие, направленные по касательной к окружности (c_1' и c_2') и по радиусу (c_1'' и c_2''), для этих составляющих найдем выражения:

$$c_1' = c_1 \cos \alpha_1, \quad (82)$$

$$c_1' = u_1 - c_1'' \operatorname{ctg} (180 - \beta_1) = u_1 + c_1'' \operatorname{ctg} \beta_1, \quad (83)$$

$$c_1' = u_1 - w_1 \cos (180 - \beta_1) = u_1 + w_1 \cos \beta_1, \quad (84)$$

$$c_2' = c_2 \cos \alpha_2, \quad (82a)$$

$$c_2' = u_2 + c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (83a)$$

$$c_2' = u_2 + w_2 \cos \beta_2. \quad (84a)$$

При помощи уравнений (80—84), уравнение напора в центробежных машинах приводится к виду

$$H = \frac{p}{\gamma} = \frac{u_2 c_2' - u_1 c_1'}{g}. \quad (85)$$

По уравнению непрерывности для сечения при входе (F_1) в рабочее колесо и при выходе (F_2) из него должно иметь место равенство

$$F_1 c_1'' = F_2 c_2'',$$

откуда

$$c_1'' = \frac{F_2}{F_1} c_2''. \quad (86)$$

Кроме того между радиусами и окружными скоростями на внешней и внутренней окружностях колеса имеет место соотношение

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{r_1}{r_2},$$

откуда

$$u_1 = u_2 \frac{r_1}{r_2}. \quad (87)$$

Подставляя значения c_1'' из уравнения (86) и u_1 — из уравнения (87) в уравнение (83):

$$c_1' = u_1 + c_1'' \operatorname{ctg} \beta_1,$$

получим

$$c_1' = u_2 \frac{r_1}{r_2} + c_2'' \frac{F_2}{F_1} \operatorname{ctg} \beta_1. \quad (88)$$

Заменяя теперь в уравнении напора (85) значения c_1' , u_1 и c_2' из уравнений (88), (87) и (83a), находим

$$H = \frac{u_2^2}{g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{u_2}{g} c_2'' \left(\operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{r_1 F_2}{r_2 F_1} \operatorname{ctg} \beta_1 \right). \quad (89)$$

Производительность и мощность турбокомпрессоров. Обозначая: v_1 — удельный объем газа при входе в рабочее колесо в $\text{м}^3/\text{кг}$, v_2 — удельный объем газа при выходе из рабочего колеса в $\text{м}^3/\text{кг}$, V_0 — объем газа, всасываемый колесом в $\text{м}^3/\text{сек}$, G — производи-

ность компрессора в кг/сек, при заданной степени сжатия скорость c_2'' найдем из формулы:

$$c_2'' = \frac{Gv_2}{F_2};$$

но из равенства

$$Gv_1 = V_0$$

имеем

$$G = \frac{V_0}{v_1},$$

и следовательно

$$c_2'' = \frac{V_0}{v_1} \frac{v_2}{F_2}. \quad (90)$$

Подставляя это значение c_2'' в выражении напора, находим:

$$H = \frac{u_2^2}{g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{u_2 v_2 V_0}{g v_1 F_2} \left(\operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{r_1}{r_2} \frac{F_2}{F_1} \operatorname{ctg} \beta_1 \right),$$

или, обозначая

$$K_1 = 1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2, \quad (91)$$

$$K_2 = \frac{v_2}{v_1 F_2} \left(\operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{r_1}{r_2} \frac{F_2}{F_1} \operatorname{ctg} \beta_1 \right), \quad (91a)$$

окончательно имеем выражение теоретического напора одноступенчатого турбокомпрессора

$$H = K_1 \frac{u_2^2}{g} + K_2 \frac{u_2}{g} V_0 \text{ м} \quad (92)$$

или

$$p = H \gamma = \left(K_1 \frac{u_2^2}{g} + K_2 \frac{u_2}{g} V_0 \right) \gamma \text{ кг/м}^2. \quad (92a)$$

Последнее уравнение дает зависимость между производительностью и высотой напора в турбокомпрессоре.

При вычислении производительности и скоростей необходимо учитывать стеснение площади сечения колеса сечениями лопаток, а также сжатие струи при входе и выходе.

Обозначим: φ_1 — коэффициент сжатия струи у входа, φ_2 — коэффициент сжатия струи у выхода.

Если бы не было лопаток, то сечение струи было бы при входе в колесо

$$F_1 = 2\pi r_1 b_1 \varphi_1.$$

За счет наличия лопаток это сечение фактически меньше на величину

$$f_1 = \frac{z_1 \delta_1}{\sin \beta_1} b_1 \varphi_1,$$

где: z_1 — число лопастей, δ_1 — толщина лопастей.

Степень стеснения поперечного сечения колеса сечениями лопаток обозначим: φ_1' — при входе, φ_2' — при выходе, причем очевидно:

$$\varphi_1' = \frac{2\pi r_1 b_1 \varphi_1 - \frac{z_1 \delta_1}{\sin \beta_1} b_1 \varphi_1}{2\pi r_1 b_1 \varphi_1},$$

или

$$\varphi_1' = 1 - \frac{z_1 \delta_1}{2\pi r_1 \sin \beta_1} \quad (93)$$

и соответственно этому при выходе

$$\varphi_2' = 1 - \frac{z_2 \delta_2}{2\pi r_2 \sin \beta_2}. \quad (93a)$$

Зная диаметры внутренней и наружной окружностей колеса и ширину его, отношение площадей сечения струи газа при входе и выходе можно выразить так:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{r_2 b_2 \varphi_2 \varphi_2'}{r_1 b_1 \varphi_1 \varphi_1'}, \quad (94)$$

причем здесь можно принимать

$$\varphi_2' = 0,85-0,95, \text{ а}$$

для φ_1' — несколько меньшее значение.

Нормальная величина подачи и коэффициент полезного действия. В турбокомпрессоре при заданных размерах его при изменении количества подаваемого газа в таких же отношениях изменяется и радиальная составляющая абсолютной скорости, а вместе с этим, так как при заданном числе оборотов окружная скорость остается неизменной, изменяется и направление абсолютной скорости, т. е. величина угла α_1 .

При некоторой вполне определенной для данного турбокомпрессора подаче будет иметь место вход газа по радиальной составляющей, т. е. $\alpha_1 = 90^\circ$, причем при этих условиях работа компрессора будет наиболее выгодной. Такую величину подачи, соответствующую входу газа по радиальной составляющей в рабочее колесо, называют нормальной.

При нормальной подаче $\alpha_1 = 90^\circ$ и, следовательно, $c_1' = c_1 \cos \alpha_1 = 0$, откуда теоретически достижимый напор выразится так

$$H = \frac{u_2 c_2' - u_1 c_1'}{g} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_2 c_2'}{g}, \quad (95)$$

но по предыдущему (83a)

$$c_2' = u_2 + c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2,$$

и, следовательно, при нормальной подаче

$$H = \frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2}{g} c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (95a)$$

Если лопатки рабочего колеса загнуты вперед, то $\beta_2 < 90^\circ$, $c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2$ — имеет положительное значение и

$$H > \frac{u_2^2}{g}.$$

Если концы лопаток направлены радиально, то $\beta_2 = 90^\circ$, $c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ и

$$H = \frac{u_2^2}{g}.$$

Наконец, если концы лопаток загнуты назад, то $\beta_2 > 90^\circ$, $c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2$ будет иметь отрицательное значение и

$$H < \frac{u_2^2}{g}.$$

Отсюда, мы видим, что наибольший теоретический напор достигается при наличии лопаток, загнутых вперед, и наименьший — при загнутых назад. Несмотря на это, практически все же предпочитают ставить лопатки, загнутые назад, так как вредные потери напора в этом случае будут наименьшими.

При заданных размерах рабочего колеса высота напора, соответствующая нормальной подаче, может быть выражена следующим образом.

Прежде всего радиальную составляющую абсолютной скорости выразим таким образом:

$$c_2' = u_2 + c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2 = u_2 + \frac{F_1}{F_2} c_1'' \operatorname{ctg} \beta_2,$$

но при $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$c_1'' = c_1 = u_1 \operatorname{tg} (180 - \beta_1) = -u_2 \frac{r_1}{r_2} \operatorname{tg} \beta_1;$$

тогда

$$c_2' = u_2 - u_2 \frac{F_1 r_1}{F_2 r_2} \operatorname{tg} \beta_1$$

и

$$H = \frac{u_2 c_2'}{g} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - u_2 \frac{F_1 r_1}{F_2 r_2} \operatorname{tg} \beta_1 \right),$$

или

$$H = \frac{u_2^2}{g} \left[1 - \frac{F_1 r_1}{F_2 r_2} \operatorname{tg} \beta_1 \right]. \quad (96)$$

Если рабочее колесо окружено направляющим диффузором, то касательные к лопаткам диффузора на их внутренних концах в целях достижения наименьших потерь за счет ударов должны составлять с внешней окружностью угол, равный α_2 .

При этих условиях

$$c_2'' = c_2' \operatorname{tg} \alpha_2,$$

но из уравнения (95)

$$c_2' = g \frac{H}{u_2}$$

и, следовательно

$$c_2'' = \frac{gH}{u_2} \operatorname{tg} \alpha_2.$$

Подставляя это значение в выражение радиальной составляющей абсолютной скорости, получим:

$$c_2' = u_2 + c_2'' \operatorname{ctg} \beta_2 = u_2 + \frac{gH \operatorname{tg} \alpha_2}{u_2 \operatorname{tg} \beta_2}.$$

Подставляя значение c_2' в выражение напора, имеем:

$$H = \frac{u_2 c_2'}{g} = \frac{u_2}{g} \left[u_2 + \frac{gH \operatorname{tg} \alpha_2}{u_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right],$$

откуда

$$H = \frac{u_2^2 \operatorname{tg} \beta_2}{g(\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \alpha_2)}, \quad (97)$$

или окончательно высота напора при нормальной подаче:

$$H = \psi \frac{u_2^2}{g}, \quad (98)$$

где

$$\psi = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \alpha_2}. \quad (99)$$

Фактически достигаемый в турбокомпрессоре напор всегда несколько меньше теоретического, так как часть напора расходуется на преодоление сопротивлений в рабочем колесе. Таким образом всегда имеет место равенство

$$\eta_{12} = \frac{H_e}{H},$$

где H_e — фактический напор в м, η_{12} — гидравлический коэффициент полезного действия, численное значение которого зависит от направления лопаток рабочего колеса и может быть вычислено так:

$$\eta_{12} = \left[\frac{(\xi_1 + \xi_2) \sin \beta_2}{2 \sin(\beta_2 - \alpha_2) \cos \alpha_2} + \frac{\xi_1 \sin(\beta_2 - \alpha_2)}{2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2} \right], \quad (100)$$

где

$$\xi_1 = 0,4, \xi_2 = 0,36.$$

Практически в турбокомпрессорах чаще всего берут

$$\beta_1 = 120^\circ \text{--} 140^\circ \text{ и } \alpha_2 = 14^\circ \text{--} 18^\circ.$$

В табл. 17 приведены значения гидравлического коэффициента полезного действия при различных углах β_2 и α_2 .

Теоретически в турбокомпрессорах без охлаждения процесс сжатия газа можно рассматривать как процесс адиабатический, практически же за счет трения имеет место дополнительная затрата энер-

Таблица 17

Гидравлический коэффициент полезного действия рабочего колеса турбокомпрессора (при $\xi_1 = 0,4$ и $\xi_2 = 0,3$) (по Остертагу)

$\beta_2 \backslash \alpha_2$	10°	14°	16°	1°	20°	24°	28°
40°	0,747	0,684	0,644	0,592	0,527	0,336	0
60°	0,784	0,774	0,739	0,720	0,697	0,637	0,557
90°	0,809	0,798	0,788	0,779	0,770	0,745	0,711
100°	0,814	0,805	0,797	0,790	0,782	0,762	0,736
110°	0,819	0,810	0,807	0,800	0,794	0,775	0,751
120°	0,825	0,817	0,812	0,808	0,802	0,786	0,766
130°	0,828	0,824	0,820	0,814	0,808	0,794	0,773
140°	0,834	0,829	0,825	0,820	0,813	0,796	0,774

гии сверх теоретически необходимой при адиабатическом сжатии и некоторый дополнительный нагрев сжатого газа.

Отношение работы, теоретически необходимой для адиабатического сжатия, к фактически затрачиваемой энергии в турбокомпрессоре называют адиабатическим коэффициентом полезного действия и обозначают через

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L},$$

причем всегда

$$\eta_{ад} < \eta_2.$$

Если обозначим: t_1 — температура газа до сжатия, t_2' — температура газа после адиабатического сжатия, t_2 — фактическая температура после сжатия, c_p — средняя теплоемкость газа при постоянном давлении в кал/кг, то

$$L_{ад} = c_p (t_2' - t_1) \frac{1}{A} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

$$L = c_p' (t_2 - t_1) \frac{1}{A} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L} = \frac{t_2' - t_1}{t_2 - t_1}. \quad (101)$$

Практически величина $\eta_{ад}$ колеблется в пределах от 0,66 для малых турбокомпрессоров и до 0,78 для больших.

Эффективная мощность на валу турбокомпрессора может быть найдена так:

$$N_e = \frac{L_{ад} G}{75 \eta_2 \eta_m} \text{ л. с.}, \quad (102)$$

где $L_{ад}$ — работа адиабатического сжатия 1 кг газа в кг·м, G — весовое количество газа, сжимаемого в секунду, в кг, η_m — механический коэффициент полезного действия, равный $0,95 \div 0,98$.

Основные конструкции турбокомпрессоров и воздуходувок. Турбокомпрессоры и воздудувки строятся в настоящее время многими заводами, причем число различных типов и конструкций их значительно. В основном различают турбокомпрессоры низкого давления без охлаждения и турбокомпрессоры, снабженные охлаждением, работающие при давлениях вплоть до 10—20 ат с числом оборотов от 2000 до 10000 в 1 мин.

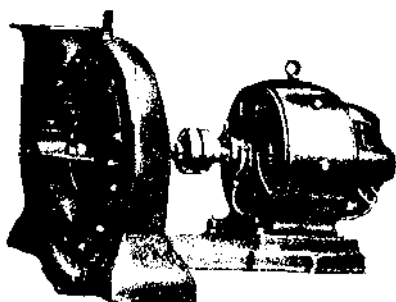


Рис. 76. Одноступенчатая турбовоздуходувка.

На рис. 76 представлена одноступенчатая турбовоздуходувка без всасывающего трубопровода, выполненная фирмой Егер, приводимая в действие непосредственно от электродвигателя, снабженная одним рабочим колесом с односторонним засасыванием воздуха.

Вообще одноступенчатые воздудувки применяются редко, чаще используют турбокомпрессоры, снабженные несколькими рабочими колесами. На рис. 77 схематично представлен вал с рабочими колесами трехступенчатой турбовоздуходувки, на рис. 78 — разрез многоступенчатого турбокомпрессора. Газ поступает в первое рабочее колесо, сжимается в нем до некоторого давления, выталкивается во второе рабочее колесо и т. д.

Если в многоступенчатом компрессоре без охлаждения сидящие на одном валу колеса имеют лопатки одинаковой формы и вращаются с одинаковой окружной скоростью, то практически можно принять, что в пределах умеренного повышения давления гидравлический коэффициент полезного действия для всех колес один и тот же. Каждое колесо создает приблизительно один и тот же полезный напор, равный

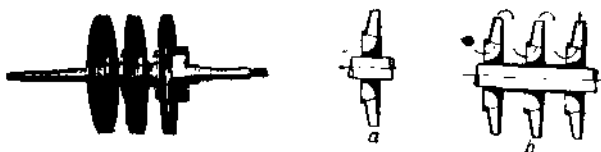


Рис. 77. Вал с рабочими колесами трехступенчатой турбовоздуходувки.

$$h = \psi \eta_2 \frac{u_2^2}{g},$$

а работа всех ступеней приблизительно равняется сумме работ отдельных ступеней и может быть выражена так:

$$L = \frac{1}{A} [c_p (t_1 - t_0) + c_p (t_2 - t_1) + \dots + c_p (t_n - t_{n-1})],$$

или

$$L = \frac{1}{A} c_p (t_n - t_0) \text{ кгм/кг.} \quad (103)$$

Для достижения больших степеней сжатия приходится газ, сжатый в одной ступени предварительно перед направлением его в последующую ступень охлаждать. На рис. 79 представлен поперечный разрез компрессора с охлаждением фирмы AEG („Всеобщая компания электричества“, Allgemein Elektrizitätsgesellschaft, Berlin), изготовляющей турбокомпрессоры, работающие на давление до 6—9 ат при 11—12 ступенях сжатия, разделенные на 4 секции, причем между каждой секцией включен трубчатый водяной холодильник. Во всех ступенях одной и той же секции рабочие колеса одинаковы. Производительность таких компрессоров от 5000 до 40 000 $\text{м}^3/\text{час}$, число оборотов 3590—6000 в 1 мин.

По сравнению с поршневыми компрессорами турбокомпрессоры имеют и недостатки и преимущества. К недостаткам можно отнести:

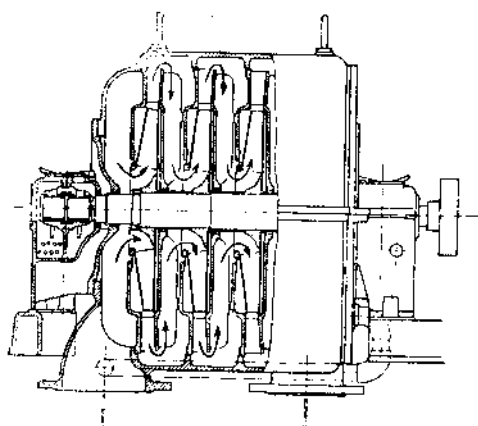


Рис. 78. Многоступенчатый турбокомпрессор.

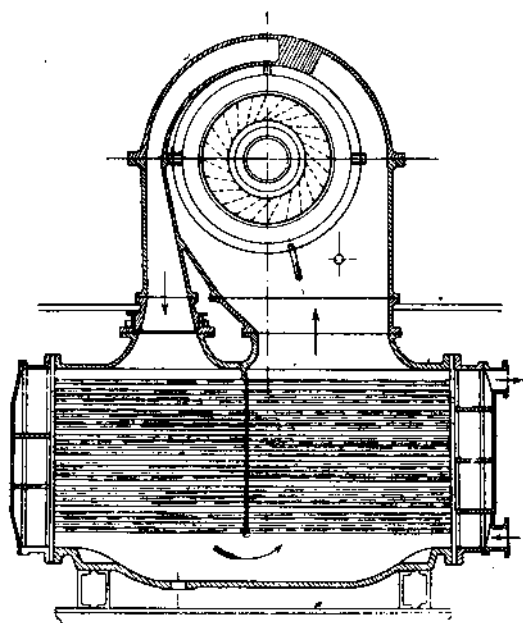


Рис. 79. Турбокомпрессор с охлаждением.

1) колебание давления при изменении количества подаваемого газа, 2) значительное падение коэффициента полезного действия при неполной нагрузке.

К преимуществам относятся: 1) постоянная равномерная (без пульсации) подача газа, 2) возможность подачи больших количеств газа при значительно меньших размерах по сравнению с поршневыми компрессорами, 3) незначительность занимаемого места, 4) возможность непосредственного присоединения к двигателю.

Пример 30. По чертежам одноступенчатая воздушная компрессия имеет размеры:

радиус внутр. окружности колеса	$r_1 = 0,160$ м
радиус наружн. окружности колеса	$r_2 = 0,375$ "
ширина колеса у внутр. окружности	$b_1 = 0,055$ "
" " наружн. "	$b_2 = 0,040$ "
углы загиба лопастей	$\begin{cases} \beta_1 = 146^\circ \\ \beta_2 = 122^\circ \end{cases}$
число лопастей	$\begin{cases} z_1 = 9 \\ z_2 = 18 \end{cases}$
толщина лопастей	$\delta_1 = \delta_2 = 0,005$ м

При испытании воздушной компрессии найдено

число оборотов	$n = 2900$ об/мин.
среднее давление после сжатия	$p_2 = 1,117$ кг/см ²
фактическая подача воздуха	$V_{\text{ф}} = 80$ м ³ /мин.
мощность двигателя	$N_e = 36$ л. с.
коэффициент полезного действия двигателя	$\eta = 0,7$
температура воздуха до сжатия	$t_1 = 20^\circ$
" " после сжатия	$t_2 = 31^\circ$

Определять:

- 1) гидравлический коэффициент полезного действия $\eta_{\text{г}}$,
- 2) адиабатический " " " $\eta_{\text{ад}}$,
- 3) механический " " " $\eta_{\text{м}}$

Решение. Теоретический напор

$$H = K_1 \frac{u_1^2}{g} + K_2 \frac{u_2}{g} V_0 \text{ м.}$$

По условию

$$K_1 = 1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 = 1 - \left(\frac{0,16}{0,375} \right)^2 = 0,818.$$

Удельный объем воздуха при входе

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{29,27 (273 + 20)}{10\,000} \approx 0,86 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Удельный объем воздуха при выходе:

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{29,27 (273 + 31)}{11\,170} \approx 0,80 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Коэффициенты сжатия струи принимаем:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 0,85, \\ \varphi_2 &= 0,92. \end{aligned}$$

Коэффициенты сжатия сечения колеса сечениями лопаток:

$$\varphi_1' = 1 - \frac{z_1 \delta_1}{2\pi r_1 \sin \beta_1} = 1 - \frac{9 \cdot 0,005}{6,28 \cdot 0,16 \sin 146^\circ} \approx 0,92,$$

$$\varphi_2' = 1 - \frac{z_2 \delta_2}{2\pi r_2 \sin \beta_2} = 1 - \frac{18 \cdot 0,005}{6,28 \cdot 0,375 \cdot \sin 122^\circ} \approx 0,955.$$

Сечение струи при входе:

$$F_1 = 2\pi r_1 b_1 \varphi_1 \varphi_1' = 6,28 \cdot 0,16 \cdot 0,055 \cdot 0,85 \cdot 0,92 = 0,0435 \text{ м}^2.$$

Сечение струи при выходе:

$$F_2 = 2\pi r_2 b_2 \varphi_2' = 6,28 \cdot 0,375 \cdot 0,04 \cdot 0,92 \cdot 0,955 = 0,0825 \text{ м}^2.$$

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \operatorname{ctg} 146^\circ = -1,48,$$

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \operatorname{ctg} 122^\circ = -0,625.$$

$$K_2 = \frac{v_2}{v_1 F_2} \left[\operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{r_1 F_2}{r_2 F_1} \operatorname{ctg} \beta_1 \right] =$$

$$= \frac{0,80}{0,86 \cdot 0,0825} \left[-0,625 + \frac{0,16}{0,375} \cdot \frac{0,0825}{0,0435} \cdot 1,48 \right] = 6,48.$$

Окружная скорость на внешней окружности колеса:

$$u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60} = \frac{6,28 \cdot 0,375 \cdot 2900}{60} \approx 114 \text{ м/сек.}$$

Теоретический напор:

$$H = 0,818 \frac{114^2}{9,81} + 6,48 \frac{114}{9,81} \cdot \frac{80}{60} = 1084 + 100 = 1184 \text{ м}$$

или

$$p = \gamma H = 1184 \frac{1}{0,80} \approx 1480 \text{ кг/м}^2$$

Фактический напор:

$$p_e = (1,117 - 1,0) 10000 = 1170 \text{ кг/м}^2.$$

Гидравлический коэффициент полезного действия:

$$\eta_2 = \frac{p_e}{p} = \frac{1170}{1480} \approx 0,79.$$

Адиабатический коэффициент полезного действия:

$$\eta_{ад} = \frac{t_2' - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{28 - 20}{31 - 20} \approx 0,727,$$

где t_2' определяется по формуле:

$$T_2' = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \left(\frac{1,117}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \approx 301^\circ \text{K}$$

$$t_2' = 301 - 273 = 28^\circ$$

Механический коэффициент полезного действия

$$\eta_m = \frac{L_{ад}}{75 N_e \eta_2} = \frac{LG}{75 N_e};$$

$$L = c_p (t_2 - t_1) 427 = 0,239 (31 - 20) 427 \approx 1122,6 \text{ кДж};$$

$$N_e = 25,2 \text{ л. с. } (36 \cdot 0,7 = 25,2);$$

$$G = \frac{80}{0,86 \cdot 60} \approx 1,55 \text{ кг/сек};$$

$$\eta_m = \frac{1122,6 \cdot 1,55}{75 \cdot 25,2} \approx 0,925.$$

17. Струйчатые газовые насосы и компрессоры

Широкое применение в химической технологии находят газовые насосы и компрессоры, работающие струей воды или пара. Принцип действия этого типа аппаратов состоит в том, что газ, главным образом воздух, увлекается струей воды или пара, протекающей

с большой скоростью через узкие кольцевого сечения конические насадки; при этом текущая струя сообщает газу в силу трения часть своей кинетической энергии, которая затем преобразовывается в потенциальную энергию давления.

Струйчатые насосы могут быть как всасывающие, так и нагнетающие; в первом случае струйчатый насос называют эжектором, во втором — инжектором. Чаще всего применяют инжекторы и эжекторы пароструйные, работающие струей пара.

1. Пароструйные насосы. Пароструйные инжекторы и эжекторы находят чрезвычайно широкое применение в технике; поэтому число конструкций их велико. Так как все они работают кинетической энергией струи пара, то в основном существенных отличий в различных типах их не может быть.

Работа пароструйного насоса проста и складывается из ряда отдельных операций, отличных друг от друга. Соответственно этим

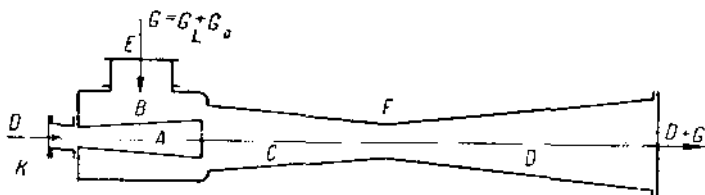


Рис. 80. Схема пароструйного насоса.

операциям устройство одноступенчатого пароструйного насоса, как схематически представлено на рис. 80, состоит из: 1) паровой конической насадки A, 2) камеры всасывания B, 3) диффузора C, 4) камеры сжатия D, 5) всасывающего штуцера E, 6) штуцера для впуска пара в насадку K. Наименьшее сечение диффузора F называют горлом его.

Рабочий пар впускается в насадку A и после адиабатического расширения в ней выходит оттуда с большой скоростью. Воздух засасывается через штуцер E и имеет скорость меньшую, чем вытекающий из насадки рабочий пар.

Воздух ударяется в струю пара и увлекается последней в диффузор благодаря поверхностному трению, при этом сумма энергии пара и воздуха остается постоянной до и после удара, но в результате удара происходит потеря части кинетической энергии, которая превращается в тепловую энергию и сообщается смеси пара и воздуха. За счет выделившегося тепла происходит или осушка пара, если при выходе из насадки он был перенасыщен, или повышение температуры пара и воздуха, если пар при выходе был сухой насыщенный или перегретый.

Кинетическая энергия пара после смешения его с воздухом в диффузоре и служит затем для сжатия воздуха в камере сжатия и выталкивания его в нагнетательный трубопровод.

Для более подробного рассмотрения работы пароструйного насоса проследим его работу по отдельным стадиям.

Протекание пара через насадку. Находящиеся под давлением пары и газы вытекают через отверстия из сосудов

с очень большими скоростями по сравнению с капельными жидкостями, причем истечение паров и газов отличается тем, что во время процесса истечения меняется не только давление, но и удельный объем их, т. е. происходит расширение.

В выведенной выше формуле истечения жидкостей

$$w = \sqrt{2gH}$$

высота напора H есть не что иное, как работа 1 кг жидкости на пути H . При истечении паров и газов этой работе соответствует работа расширения L или перепада тепла, и следовательно скорость истечения может быть выражена так:

$$w_2 = \sqrt{2gL} \text{ м/сек.}$$

Обозначая: p_1 — давление пара перед насадкой в кг/м², p_2 — давление пара после расширения в кг/м², v_1 — удельный объем пара перед насадкой в м³/кг, v_2 — удельный объем пара после адиабатического расширения в м³/кг, $A = \frac{1}{427}$ — механический эквивалент тепла, k — показатель адиабаты, работу адиабатического расширения можно выразить в виде:

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кгм,}$$

или в виде:

$$L = \frac{k-1}{k} p_2 v_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] \text{ кгм.}$$

Кроме того работу адиабатического расширения можно выразить и иначе — через адиабатический тепловой перепад.

Если обозначить: λ_1 — теплосодержание пара перед насадкой в кал/кг, λ_2 — теплосодержание пара после адиабатического расширения в кал/кг, то

$$L = \frac{1}{A} (\lambda_1 - \lambda_2) \text{ кгм,}$$

или

$$L = \frac{\Delta\lambda}{A} \text{ кгм,} \quad (104)$$

где $\Delta\lambda = \lambda_1 - \lambda_2$ есть адиабатический перепад тепла.

Подставляя значение работы адиабатического расширения в выражение скорости истечения, получаем

$$w_2 = \sqrt{2g427\Delta\lambda} \text{ м/сек,}$$

или

$$w_2 = 91,53 \sqrt{\Delta\lambda} \text{ м/сек.} \quad (105)$$

Скорость истечения практически всегда несколько меньше теоретической. Вводя, как и раньше, коэффициент скорости φ , реальную скорость истечения выразим так

$$w_2 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{\Delta\lambda} \text{ м/сек,} \quad (105a)$$

причем в среднем можно принимать $\varphi = 0,95$.

В том случае, когда пар или газ перед насадкой находится не в состоянии покоя, а подходит к входному отверстию насадки уже с некоторой скоростью w_1 м/сек, очевидно, скорость истечения будет несколько больше, чем по уравнениям (105) и (105а).

Если $L = 427\Delta\lambda$ — потенциальная энергия, переходящая при истечении в кинетическую, то по закону сохранения энергии должно иметь место равенство

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + L.$$

Отсюда скорость истечения в этом случае будет равна

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2gL} \text{ м/сек.} \quad (105b)$$

Из технической термодинамики известно, что скорость истечения паров и газов через отверстия в тонких стенках ограничена некоторым пределом, т. е. существует некоторая предельная скорость, называемая критической, величина которой определяется уравнением

$$w_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} RT}. \quad (106)$$

Этой критической скорости соответствует критическое, предельное отношение давлений, при котором расход пара или газа, т. е. количество его, протекающее через отверстие в единицу времени, достигает своего максимума и с увеличением давления не увеличивается.

Для газов при $k = 1,40$ это предельное отношение $\frac{p_2}{p_1} = 0,528$.

Для насыщенного водяного пара $\frac{p_2}{p_1} = 0,577$.

Для перегретого пара $\frac{p_2}{p_1} = 0,546$.

Определяя из этого предельного отношения давление пара после адиабатического расширения, найдем, что в случае насыщенного пара давление его в устье истечения не может быть меньше, чем

$$p_2 = 0,577 p_1$$

независимо от абсолютной величины давления перед отверстием. Это в высшей степени невыгодное обстоятельство, препятствующее более полному использованию кинетической энергии струи пара, а равно препятствующее достижению высоких разрежений, устраняется путем применения насадок на отверстия в виде постепенно уширяющихся трубок, называемых соплом Лавала, наличие которых мы и видим в пароструйных насосах.

При помощи сопла Лавала давление в конической части падает ниже, чем это диктуется предельным отношением, и, следовательно, скорость может быть выше критической, причем величина скорости выхода обуславливается величиной угла уширения сопла. Практически этот угол уширения не делают более 10° , так как при большем угле уширения струя пара отрывается от стенок.

Если бы пар при проходе через насадку имел достаточно времени для образования капель влаги, то он должен был бы выйти из насадки во влажном насыщенном состоянии. Практически даже при самых незначительных перепадах тепла все же скорость протекания пара через насадку достигает $500 \div 600$ м/сек, а длина насадки измеряется несколькими сантиметрами, и, следовательно, промежутков времени пребывания пара в насадке настолько ничтожный, что пар не успевает конденсироваться и выходит в пересыщенном состоянии.

Пересыщенный пар, т. е. пар, удельный вес которого больше удельного веса сухого насыщенного пара, обладает свойствами газов и может быть охлажден значительно ниже температуры насыщения, соответствующей его давлению, причем этому охлаждению есть некоторый предел. По Каллендеру предел пересыщения при быстром расширении наступает тогда, когда давление равно восьмикратной величине нормального давления насыщения, соответствующего действительной температуре пара. Так, пар, расширившийся до абсолютного давления в $1,2 \text{ кг/см}^2$, может быть переохлажден до температуры, соответствующей давлению $\frac{1,2}{8} = 0,15 \text{ кг/см}^2$, т. е. до $53,6^\circ$.

Практически в пароструйных насосах давление при расширении падает с десятка атмосфер до десятых долей атмосферы, т. е. значительно переходит предел перенасыщения, поэтому и переохлаждение значительной роли не играет, и при рассмотрении работы пароструйного насоса его в расчет не принимают.

Для определения состояния пара после расширения необходимо знать степень его сухости.

Обозначим:

x_1 — степень сухости,	}	пара до расширения;
r_1 — скрытая теплота парообразования в кал/кг		
T_1 — абсолютная температура,		
x_2' — степень сухости,	}	пара после адиабатического расширения;
r_2 — скрытая теплота парообразования в кал/кг		
T_2' — абсолютная температура,		
x_2 — фактическая степень сухости		
λ_1 — теплосодержание пара до расширения в кал/кг		
λ_2' — теплосодержание пара после адиабатического расширения в кал/кг		
λ_2 — фактическое теплосодержание пара после расширения в кал/кг.		

Теоретически степень сухости после адиабатического расширения определяется из уравнения равенства энтропии до и после расширения, т. е. из уравнения:

$$\frac{x_1 r_1}{T_1} + \ln T_1 = \frac{x_2' r_2}{T_2'} + \ln T_2'. \quad (107)$$

Решая это уравнение, находим x_2' .

Практически скорость истечения всегда меньше теоретической

и выражается так: $w_0 = \varphi w_2$. За счет уменьшения скорости часть тепла в кинетическую энергию обращена не будет, причем эту часть можно выразить так:

$$\Delta L = \frac{1}{A} \left(\frac{w_2^2}{2g} - \frac{(\varphi w_2)^2}{2g} \right) = \frac{1}{A} \frac{(1 - \varphi^2) w_2^2}{2g}. \quad (108)$$

За счет этих потерь степень сухости пара практически повысится с x_2^1 до x_2 , причем действительная сухость пара после расширения определится из уравнения:

$$r_2(x_2 - x_2') = \frac{1}{A} \frac{(1 - \varphi^2) w_2^2}{2g}. \quad (109)$$

Пар при выходе из паровой насадки может быть и в состоянии перегрева, поэтому конечное состояние пара лучше определять по фактическому теплосодержанию его λ_2 , причем

$$\lambda_2 = \lambda_2' + \frac{1}{A} \frac{(1 - \varphi^2) w_2^2}{2g} \quad (110)$$

или

$$\lambda_2 = \lambda_2' + \xi (\lambda_1 - \lambda_2'), \quad (110a)$$

где λ_2' — теплосодержание пара после адиабатического расширения кал/кг, $\xi = 0,05$ при расширении до критического давления, $\xi = 0,05 + 0,15$ при расширении до давлений ниже критического.

Камера всасывания. Рабочий пар, выходя из насадки с большой скоростью, смешиваться с воздухом, засасываемым в камеру всасывания, не будет, так как при наличии больших скоростей протекания пара промежутки времени будут слишком мал для взаимной диффузии пара и воздуха. Проходя камеру всасывания, струя пара захватывает воздух за счет поверхностного трения, и таким образом при входе в диффузор мы имеем струю пара, снаружи которой находится некоторый слой воздуха, перемещающийся с меньшей скоростью, чем пар. При дальнейших выводах учтем то обстоятельство, что засасываемый воздух практически всегда насыщен водяными парами, за счет которых общее количество водяного пара, проходящего через камеру всасывания, будет несколько больше количества рабочего пара.

Обозначим дополнительно к предыдущему: D — расход рабочего пара в кг/сек, G_L — количество засасываемого сухого воздуха в кг/сек, G_d — количество водяного пара, находящегося в воздухе в кг/м³, G — общее количество засасываемой смеси воздуха и пара в кг/сек; причем очевидно $G = G_L + G_d$ кг/сек, w_0 — скорость смеси воздуха и пара, засасываемой в камеру всасывания в м/сек, v_0 — удельный объем смеси воздуха и пара, поступающей в камеру всасывания в м³/кг, v_2' — удельный объем рабочего пара при входе в диффузор в м³/кг, F_d — площадь сечения диффузора при входе в него в м², w_2 — скорость рабочего пара при входе в диффузор в м/сек.

Для двух сечений по уравнению количества движения имеем:

$$D\varphi w_2 + Gw_0 = (D + G) w_2,$$

откуда:

$$w_3 = \frac{D\varphi w_2 + Gw_0}{D + G} \text{ м/сек.} \quad (111)$$

Сечение диффузора при входе в него:

$$F_3 = \frac{v_3' D + v_0 G}{w_3} \text{ м}^2. \quad (112)$$

При входе рабочего пара и воздуха в диффузор благодаря ударам будут иметь место потери кинетической энергии, количественно равные

$$\Delta L_2 = \left[\frac{D(\varphi w_2)^2}{2g} + \frac{Gw_0^2}{2g} - (D + G) \frac{w_3^2}{2g} \right] \text{ кгм.}$$

За счет этих потерь произойдет осушка пара, при этом степень сухости пара повысится с x_2 до x_3' , где x_3' — степень сухости рабочего пара при входе в диффузор, которую можно определить из уравнения:

$$x_3' = x_2 + \frac{\Delta L_2}{ADr_2}. \quad (113)$$

Диффузор. В диффузоре происходит постепенное смешение рабочего пара с воздухом, причем оно начинается у входа и заканчивается перед горлом.

Для определения сечения горла диффузора дополнительно к предыдущему обозначим: p_3 — общее давление смеси в диффузоре после смешения в кг/м^2 , p_a — парциальное давление пара в воздухе при поступлении в диффузор в кг/м^2 , p_{L_0} — парциальное давление сухого воздуха при поступлении в диффузор в кг/м^2 , v_{L_0} — удельный объем воздуха при поступлении в диффузор в кг/м^3 , v_a — удельный объем пара, находящегося в смеси с воздухом при поступлении в диффузор в кг/м^3 , T_3 — абсолютная температура после смешения в $^\circ\text{K}$, v_3 — удельный объем смеси после смешения рабочего пара с воздухом в $\text{м}^3/\text{кг}$, V_a — удельный объем пара после смешения в $\text{м}^3/\text{кг}$, x_3 — степень сухости пара после смешения, λ_3' — теплосодержание сухого насыщенного пара при T_3 в кал/кг , λ_3 — фактическое теплосодержание пара после смешения в кал/кг , r_3 — скрытая теплота парообразования пара при T_3 в кал/кг , λ_a — теплосодержание пара, находящегося в воздухе до смешения, в кал/кг , p_{L_1} — парциальное давление воздуха в смеси после смешения в кг/м^2 , p_a — парциальное давление пара в смеси после смешения в кг/м^2 .

Фактическое теплосодержание пара после смешения:

$$\lambda_3 = \lambda_3' - (1 - x_3) r_3$$

можно найти из уравнения:

$$D[\lambda_2' - (1 - x_3') r_2] + G\lambda_a = (D + G)[\lambda_3' - (1 - x_3) r_3],$$

из которого

$$\lambda_3 = \lambda_3' - (1 - x_3) r_3 = \frac{D[\lambda_2' - (1 - x_3') r_2] + G\lambda_a}{D + G} \text{ кал/кг.} \quad (114)$$

Таким же образом, складывая отдельные объемы составных частей смеси и деля сумму на их общий вес, найдем удельный объем смеси v_3 :

$$Dx_3'v_3' + G_d v_{d0} = (D + G_d) x_3 v_3,$$

откуда:

$$x_3 v_3 = \frac{Dx_3'v_3' + G_d v_{d0}}{D + G_d} \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (115)$$

Входящий в последнее уравнение удельный объем пара v_d можно найти, пользуясь законом Дальтона по уравнению:

$$v_d = \frac{G_L}{G_d} v_{L_0}.$$

Парциальное давление воздуха в смеси после смешения найдем по уравнению:

$$p_{L_2} = p_{L_0} \frac{v_{L_0} T_3}{v_{L_2} T_0} \text{ кг/м}^2. \quad (116)$$

Полный объем воздуха после смешения будет тот же, что и объем пара, т. е. имеет место равенство:

$$(D + G_d) x_3 v_3 = G_L v_{L_2},$$

откуда

$$v_{L_2} = v_3 \frac{(D + G_d) x_3}{G_L}. \quad (117)$$

Подставляя это значение в уравнение (116), найдем парциальное давление воздуха в смеси равным:

$$p_{L_2} = p_{L_0} \frac{v_{L_0} G_L T_3}{v_3 (G_d + D) x_3 T_0}. \quad (118)$$

Значение парциального давления пара в смеси p_d и степень сухости его x_3 находим по таблицам или энтропийной диаграмме, зная теплосодержание пара λ_3 из уравнения (114) и удельный объем v_{L_2} из уравнения (117).

Общее давление после смешения:

$$p_3 = p_{L_2} + p_d.$$

Если w — скорость в любом сечении диффузора в м/сек, p — давление в любом сечении диффузора в кг/м², v — удельный объем смеси в любом сечении диффузора в м³/кг, то по уравнению Бернулли

$$\frac{w^2}{2g} + \int v dp = \text{const}.$$

Для адиабатического процесса изменения состояния газа имеет место равенство

$$pv^k = \text{const} = p_3 v_3^k,$$

откуда

$$v = v_3 \left(\frac{p_3}{p} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Подставляя это значение удельного объема смеси в уравнение Бернулли, имеем:

$$\frac{w^2}{2g} + v_3 p_3^{\frac{1}{k}} \int \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}} = \text{const}$$

и после интегрирования

$$\frac{w^2}{2g} + \frac{k}{k-1} v_3 p_3^{\frac{1}{k}} p^{\frac{k-1}{k}} = \text{const.} \quad (\text{A})$$

В сечении при входе в диффузор имеют место скорость w_3 и давление p_3 и следовательно для этого сечения

$$\frac{w_3^2}{2g} + \frac{k}{k-1} v_3 p_3^{\frac{1}{k}} p_3^{\frac{k-1}{k}} = \frac{w_3^2}{2g} + \frac{k}{k-1} v_3 p_3 = \text{const.} \quad (\text{B})$$

Из уравнений (A) и (B) получим:

$$\frac{w^2}{2g} + \frac{k}{k-1} v_3 p_3 = \frac{w_3^2}{2g} + \frac{k}{k-1} v_3 p_3^{\frac{1}{k}} p^{\frac{k-1}{k}}. \quad (\text{C})$$

Обозначим отношение

$$\frac{p}{p_3} = i;$$

подставляя значение $p = ip_3$ в предыдущее уравнение (C) и решая его относительно скорости смеси в любом сечении, находим:

$$w = \sqrt{w_3^2 - 2gp_3 v_3 \frac{k}{k-1} (i^{\frac{k-1}{k}} - 1)}. \quad (119)$$

Здесь k — показатель адиабаты является некоторой средней величиной между k для воздуха и k для пара, т. е.

$$1,40 > k > 1,13.$$

Аналитическим путем можно вывести значение k в зависимости от парциальных давлений, причем эта зависимость выразится уравнением

$$k = \frac{0,0533 p}{0,13 p_L + 0,41 p_a} + 1. \quad (120)$$

Обозначая общий вес смеси через W кг/сек, причем

$$W = D + G_d + G_L,$$

любое сечение диффузора найдем так:

$$F = \frac{Wv}{w} \text{ м}^2,$$

или, подставляя значение скорости w из уравнения (119) и заменяя v значением его из уравнений

$$p_3 v_3^k = p v^k \quad \text{и} \quad \frac{p}{p_3} = i$$

равным

$$v = v_3 i^{-\frac{1}{k}},$$

получим

$$F = \frac{W}{i^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{w_3^2}{v_3^2} - \frac{2gkp_3}{(k-1)v_3} (i^{\frac{k-1}{k}} - 1)}} \text{ м}^2.$$

При постоянном W сечение в горле диффузора, т. е. минимальное сечение диффузора, равняется значению F в последнем равенстве при максимальном значении знаменателя.

Вводя $i^{\frac{1}{k}}$ под радикал и обозначая подкоренное выражение через

$$y = i^{\frac{2}{k}} \cdot \frac{w_3^2}{v_3^2} - i^{\frac{2}{k}} \frac{2gkp_3}{(k-1)v_3} (i^{\frac{k-1}{k}} - 1), \quad (121)$$

максимальное значение его найдем как максимум функции $y = f(i)$, т. е. при

$$\frac{dy}{di} = 0.$$

Дифференцируя уравнение (121) и приравнявая производную нулю, найдем:

$$i = \left(\frac{\frac{2gp_3}{k-1} + \frac{1}{k} \frac{w_3^2}{v_3^2}}{\frac{k+1}{k-1} gp_3} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (121a)$$

Подставляя это значение i в выражение скорости (119), после преобразования получим скорость в горле диффузора:

$$w_4' = \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \left(w_3^2 + \frac{k}{k-1} 2gp_3 v_3 \right)}. \quad (122)$$

Последнее равенство показывает, что скорость смеси в горле диффузора зависит только от состояния смеси при входе в диффузор и не зависит от ее состояния при выходе из диффузора.

Практически будут иметь место потери, и действительная скорость смеси в горле диффузора будет несколько меньше только что вычисленной. Вводя коэффициент скорости φ , действительную скорость в горле диффузора w_4 можно определить, принимая $\varphi^2 = 0,85$, из равенства

$$\frac{w_3^2 - (w_4')^2}{w_3^2 - w_4^2} = \varphi^2 = 0,85. \quad (123)$$

Для того чтобы смесь, проходящую через диффузор, можно было сжать до заданного давления, необходимо понизить скорость протекания за горлом диффузора, что и достигается путем постепенного увеличения сечения после горла, т. е. путем установки камеры сжатия.

Выведенные уравнения, дающие зависимость между скоростью и давлением в любом сечении диффузора, одинаково применимы в любом сечении как впереди, так и позади горла, если только диффузор не имеет охлаждения и воздух изменяет свое состояние адиабатически.

В некоторых типах пароструйных насосов диффузор снабжают водяной рубашкой; в этом случае сжатие будет изотермическим, так как охлаждающая вода будет отнимать как теплоту сжатия, так и теплоту потерь. Объем воздуха в диффузоре с охлаждением за счет более низкой температуры его будет несколько меньше по сравнению с объемом в диффузоре без охлаждения.

При изотермическом сжатии удельный объем смеси в любом сечении диффузора будет:

$$v = \frac{p_8 v_8}{p}$$

Подставляя это значение удельного объема в уравнение Бернулли, после интегрирования получим выражение скорости смеси для любого сечения диффузора:

$$w = \sqrt{w_8^2 - 2gp_8 v_8 \ln \frac{p}{p_8}}$$

Точно так же найдем уравнение любого сечения:

$$F = \frac{w p_8 v_8}{p \sqrt{w_8^2 - 2gp_8 v_8 \ln \frac{p}{p_8}}} \quad (124)$$

Наименьшее сечение диффузора, т. е. сечение в горле его, по уравнению (124) будет при наибольшем значении знаменателя правой части равенства. Приравнявая производную знаменателя по p нулю, найдем:

$$\ln \frac{p_4'}{p_8} = \frac{w_8^2 - gp_8 v_8}{2gp_8 v_8},$$

где p_4' — давление смеси в горле диффузора.

Подставляя найденное значение $\ln \frac{p_4'}{p_8}$ в уравнение (124) скорости, найдем теоретическую скорость в горле диффузора при изотермическом процессе:

$$w_4' = \sqrt{gp_8 v_8} \quad (125)$$

Коэффициент полезного действия пароструйного насоса, если оценивать его работу только как работу прибора для сжатия, чрезвычайно низок, причем при изотермическом сжатии он несколько выше, чем при адиабатическом. Для последнего максимально достижимым коэффициентом полезного действия считают приблизительно 5,7%. Общее выражение коэффициента полезного действия можно представить так:

$$\eta = \frac{GL}{D\Delta\lambda 427} \quad (126)$$

Несмотря на слишком незначительную величину коэффициента полезного действия пароструйных насосов по сравнению с порш-

невыми и центробежными, все же их применение представляет целый ряд преимуществ в тех случаях, где возможно использование теплоты пара для нагревания; в этих случаях коэффициент полезного действия достигает 90—95%.

Главным достоинством пароструйных насосов является то, что они не имеют движущихся частей, весьма легки, просты по устройству, занимают малое пространство и могут быть установлены в любом месте, так как не требуют ни фундамента, ни трансмиссий.

Особенно широкое применение пароструйные насосы нашли в деле создания высоких разрежений. Применение пароструйных насосов системы Лангмюра, где в качестве рабочего

пара применяют пары ртути, дает возможность достигать таких разрежений, когда остаточное давление выражается всего только в одной десятиллионной доле атмосферы.

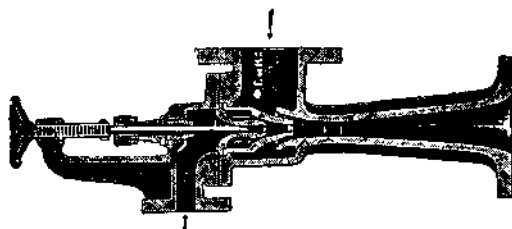


Рис. 81. Пароструйный насос Мельдрума.

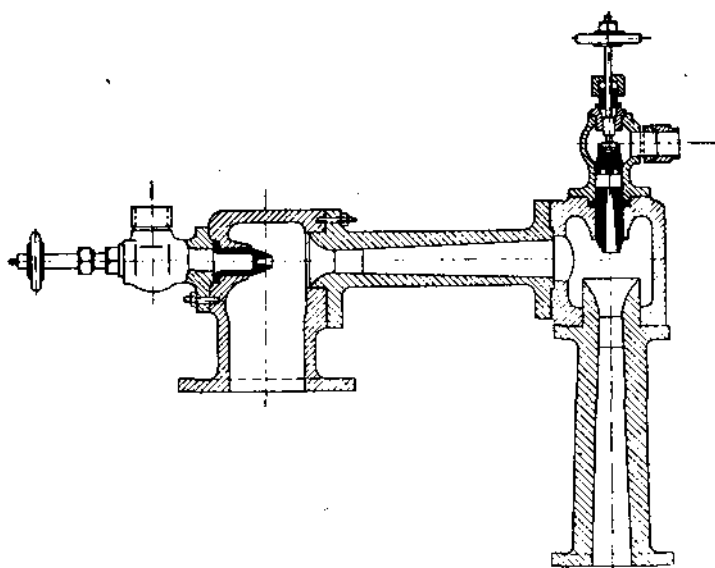


Рис. 82. Двухступенчатый пароструйный насос Броун-Бовери.

В последнее время пароструйные насосы находят широкое применение для сжатия водяного пара в вакуумвыпарных установках с тепловым насосом.

Основным недостатком пароструйных насосов является то обстоятельство, что в них обычно в газовый поток вводятся примеси в виде того рабочего пара, который создает энергию сжатия, чего нет ни в одном из механических насосов и компрессоров.

Некоторые конструкции пароструйных насосов. Число типов и конструкций пароструйных насосов чрезвычайно велико. Здесь мы остановимся только на некоторых наиболее характерных.

На рис. 81 представлен разрез пароструйного воздушного насоса Мельдрума, устройство которого не требует особых пояснений.

На рис. 82 представлен разрез двухступенчатого пароструйного насоса Броун-Бовери, где ступени расположены под прямым углом. Насос работает без охлаждения как в диффузорах, так и между ступенями.

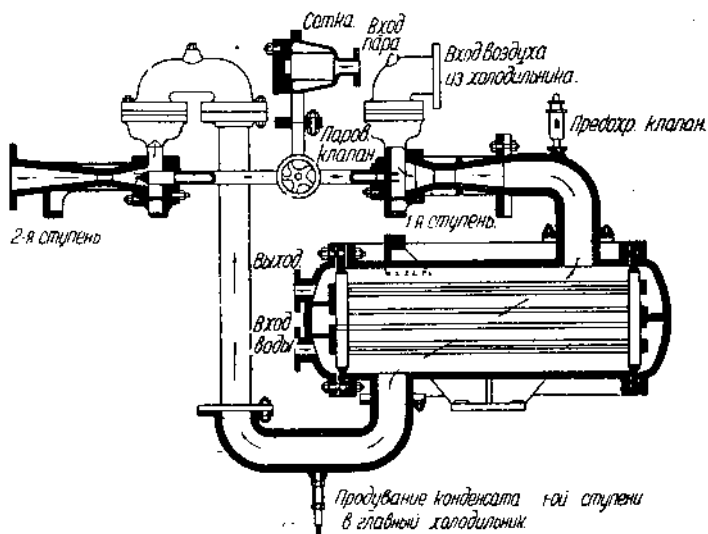


Рис. 83. Двухступенчатый пароструйный насос Вира.

Примером двухступенчатого пароструйного насоса с поверхностным промежуточным холодильником может служить представленный на рис. 83 насос Вира (G. and I. Weir, Ltd).

Пример 31. Рассчитать двухступенчатый пароструйный вакуумнасос в конденсационной установке для засасывания 18 кг/час воздуха (считая на сухой) с температурой 31,2°, насыщенного водяным паром, при условии, что расход рабочего пара с давлением в 15 ат составляет 300 кг/час, причем $\frac{1}{3}$ его расходуется в первой ступени; разрежение во всасывающем штуцере — 95% от абсолютного.

Решение. По условию имеем: количество рабочего пара в первой ступени:

$$D = \frac{300}{3 \cdot 3600} = 0,0278 \text{ кг/сек.}$$

Давление рабочего пара перед насадкой:

$$p_1 = 15 \text{ кг/см}^2 = 150\,000 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный объем рабочего пара:

$$v_1 = 0,1350 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Температура рабочего пара:

$$T_1 = 470,5^\circ \text{ К.}$$

Степень сухости рабочего пара:

$$x_1 = 1.$$

Количество засасываемого сухого воздуха в 1 сек:

$$G_L = \frac{18}{3600} = 0,0050 \text{ кг/сек.}$$

Температура засасываемого воздуха $t_0 = 31,2^\circ \text{C}$; $T_0 = 304,2^\circ \text{K}$.

Давление засасываемого воздуха при входе в камеру всасывания:

$$p_0 = \frac{1,033(100-95)}{100} \approx 0,0517 \text{ кг/см}^2 = 517 \text{ кг/м}^2.$$

Парциальное давление водяного пара в воздухе при входе в камеру всасывания при $t_0 = 31,2^\circ$:

$$p_{d_0} = 0,0464 \text{ кг/см}^2 = 464 \text{ кг/м}^2.$$

Парциальное давление воздуха в засасываемой смеси при входе:

$$p_{L_0} = p_0 - p_{d_0} = 517 - 464 = 53 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный объем пара в воздухе при входе (по табл. при $t_0 = 31,2^\circ \text{C}$):

$$v_{d_0} = 30,8 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Удельный объем воздуха в засасываемой смеси:

$$v_{L_0} = \frac{RT_0}{p_{L_0}} = \frac{29,27 \cdot 304,2}{53} = 168 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

На 1 кг сухого воздуха в засасываемой смеси с паром содержится пара:

$$\frac{\gamma_{d_0}}{\gamma_{L_0}} = \frac{v_{L_0}}{v_{d_0}} = \frac{168}{30,8} = 5,46 \text{ кг}.$$

Количество пара в засасываемой смеси при входе:

$$G_d = 5,46 \cdot G_L = 5,46 \cdot 0,005 = 0,0273 \text{ кг/сек.}$$

По таблицам для насыщенного водяного пара после расширения при температуре $31,2^\circ$ имеем: $q_2 = 33,2 \text{ кал/кг}$, $r_2 = 577,6 \text{ кал/кг}$:

$$\lambda_2' = q_2 + r_2 = 33,2 + 577,6 = 610,8 \text{ кал/кг}.$$

Уравнение равенства энтропий:

$$\frac{x_1 r_1}{T_1} + \ln T_1 = \frac{x_2' r_2}{T_2'} + \ln T_2'.$$

По условию:

$$x_1 = 1 \\ r_1 = 469.$$

По таблицам при $p_2 = 0,0517 \text{ кг/см}^2$, $T_2' = 306,3^\circ \text{K}$.

Тогда уравнение равенства энтропий будет:

$$\frac{1 \cdot 469}{470,5} + \ln 470,5 = \frac{x_2' 577,6}{306,3} + \ln 306,3,$$

откуда степень сухости пара после адиабатического расширения

$$x_2' \approx 0,760.$$

Теплосодержание рабочего пара после расширения с учетом его степени сухости

$$\lambda_2 = q_2 + x_2' r_2 = 33,2 + 0,76 \cdot 577,6 = 472,2 \text{ кал/кг}.$$

Тепловой перепад при расширении:

$$\Delta \lambda = \lambda_1 - \lambda_2 = 669,4 - 472,2 = 197,2 \text{ кал/кг}.$$

Потери кинетической энергии в насадке:

$$\Delta L_1 = \frac{1}{A} \left(\frac{(1 - \varphi^2) w_2^2}{2g} \right) = (1 - \varphi^2) \Delta \lambda = 0,0975 \cdot 197,2 \approx 19,28 \text{ кал/кг},$$

где $\varphi = 0,95$.

Степень сухости пара после расширения с учетом потерь кинетической энергии в насадке:

$$x_2 = \frac{\Delta L_1}{r_2} + x_2' = \frac{19,28}{577,6} + 0,76 = 0,793.$$

Количество рабочего пара, фактически находящегося в парообразном состоянии при выходе из камеры всасывания:

$$Dx_2 = 0,0278 \cdot 0,793 = 0,022 \text{ кг/сек.}$$

Общее количество пара при выходе из камеры всасывания:

$$Dx_2 + G_d = 0,022 + 0,0273 = 0,0493 \text{ кг/сек.}$$

Скорость истечения рабочего пара из сопла (теоретическая):

$$w_2 = 91,53 \sqrt{\Delta \lambda} = 91,53 \sqrt{197,2} \approx 1284 \text{ м/сек.}$$

Скорость при входе в диффузор:

$$w_3 = \frac{D\varphi w_2 + (G_L + G_d) w_0}{D + G_L + G_d} = \frac{0,0278 \cdot 0,95 \cdot 1284 + (0,005 + 0,0273) \cdot 15}{0,0278 + (0,005 + 0,0273)} \approx 566 \text{ м/сек.}$$

где w_0 — скорость воздуха при входе в камеру смешения принимаем равной 15 м/сек.

Потери кинетической энергии при входе в диффузор:

$$\Delta L_2 = \frac{D(\varphi w_2)^2}{2g} + G \frac{w_0^2}{2g} - (D + G) \frac{w_3^2}{2g} = \frac{0,0278 (0,95 \cdot 1284)^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{(0,005 + 0,0273) 15^2}{2 \cdot 9,81} - \frac{(0,0278 + 0,005 + 0,0273) 566^2}{2 \cdot 9,81} = 1129 \text{ кдж.}$$

Фактическая степень сухости пара при входе в диффузор:

$$x_3' = x_2 + \frac{\Delta L_2}{AGr_2} = 0,793 + \frac{1129}{427 \cdot 0,0278 \cdot 577,6} \approx 0,958.$$

Теплосодержание пара в смеси после смешения:

$$\lambda_3 = \lambda_3' - (1 - x_3') r_3 = \frac{D[\lambda_2' - (1 - x_3') r_2] + G_d \lambda_d}{D + G_d} = \frac{0,0278 [610,8 - (1 - 0,958) 577,6] + 0,0273 \cdot 609,8}{0,0278 + 0,0273} = 598,1 \text{ кал/кг.}$$

где $\lambda_d = 609,8 \text{ кал/кг}$ — теплосодержание пара при $t = 31,2^\circ$.

Средний удельный объем смеси:

$$x_3 v_3 = \frac{Dx_3' v_3' + G_d v_d}{D + G_d} = \frac{0,0278 \cdot 0,958 \cdot 27,7 + 0,0273 \cdot 30,8}{0,0278 + 0,0273} = 28,65 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

где $v_3' = v_2$ — удельный объем пара при температуре $306,3^\circ \text{K} = 27,7 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Путем подбора по таблицам или по энтальпийной диаграмме находим при

$$\lambda_3 = 598,1 \text{ кал/кг; } \lambda_3' - (1 - x_3') r_3 = 598,1 \text{ кал/кг и } x_3 v_3 = 27,7 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

что

$$x_3 = 0,981; v_3 = 29,2 \text{ м}^3/\text{кг; } r_3 = 578,1; \lambda_3' = 610,3 \text{ кал/кг; } p_{\text{из}} = 0,0491 \text{ кг/см}^2.$$

Полный объем пара будет:

$$v = (D + G_d) x_3 v_3 = (0,0278 + 0,0273) 0,981 \cdot 29,2 = 1,575 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Парциальное давление воздуха:

$$p_{L_0} = p_{L_0} \frac{v_{L_0} T_3}{v_{L_0} T_0} = 0,0053 \frac{168 \cdot 0,005 \cdot 306,3}{1,575 \cdot 304,2} \approx 0,0028 \text{ кг/см}^2.$$

Общее давление в диффузоре при входе:

$$p_3 = p_{L_0} + p_{a_0} = 0,0028 + 0,0491 = 0,0519 \text{ кг/см}^2.$$

Показатель адиабаты

$$k = \frac{0,0533 p_3}{0,13 p_{L_0} + 0,41 p_{a_0}} + 1 = \frac{0,0533 \cdot 0,0519}{0,13 \cdot 0,0028 + 0,41 \cdot 0,0491} + 1 \approx 1,135.$$

Величина отношения

$$\frac{p}{p_3} = i = \left(\frac{\frac{2gp_3}{k-1} + \frac{1}{k} \frac{w_3^2}{v_3}}{\frac{k+1}{k-1} gp_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0519 \cdot 1000}{1,135 - 1} + \frac{1 \cdot 566^2}{1,135 \cdot 26,7}}{\frac{1,135 + 1}{1,135 - 1} \cdot 9,81 \cdot 0,0519 \cdot 10000} \right)^{\frac{1,135}{1,135 - 1}} \approx$$

$$\approx 1,068^{8,409} \approx 1,74,$$

здесь $v_3 = 26,7 \text{ м}^3/\text{кг}$ — удельный объем смеси мы нашли, исходя из условия, что общий объем равен $1,575 \text{ м}^3$, а вес воздуха и пара составляет:

$$[0,005 + (0,278 + 0,0273) 0,981] \approx 0,059 \text{ кг};$$

$$v_3 = \frac{1,575}{0,059} \approx 26,7 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Давление в горле диффузора:

$$p_4' = p_3 i = 0,0519 \cdot 1,74 = 0,0903 \text{ кг/см}^2 = 903 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный объем смеси в горле диффузора:

$$v_4' = v_3 \left(\frac{p_3}{p_4'} \right)^{\frac{1}{k}} = 26,7 \left(\frac{519}{903} \right)^{\frac{1}{1,135}} \approx 16,4 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Парциальное давление пара в горле диффузора:

$$p_{a_4}' = p_{a_0} \cdot i = 0,0491 \cdot 1,74 = 0,0854 \text{ кг/см}^2 = 854 \text{ кг/м}^2.$$

Этому давлению соответствуют по таблицам температура:

$$T_4' = 273 + 42,5 \approx 315,5^\circ \text{К}$$

и скрытая теплота парообразования:

$$r_4 = 572,7 \text{ ккал/кг}.$$

Теоретическая скорость в горле диффузора:

$$w_4' = \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \left(w_3^2 + \frac{k}{k-1} 2gp_3 v_3 \right)} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,135-1}{1,135+1} \left(566^2 + \frac{1,135}{1,135-1} \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 519 \cdot 26,7 \right)} = 406 \text{ м/сек}.$$

Принимая $\varphi^2 = 0,85$, имеем:

$$\frac{w_3^2 - (w_4')^2}{w_3^2 - w_4'^2} = 0,85 = \frac{566^2 - 406^2}{566^2 - w_4^2}.$$

Фактическая скорость:

$$w_4 = 571 \text{ м/сек}.$$

Сечение диффузора при входе:

$$F_3 = \frac{v_3}{w_3 \varphi} = \frac{1,575}{566 \cdot 0,9} = 0,031 \text{ м}^2.$$

Диаметр диффузора при входе:

$$d_3 = \sqrt{\frac{0,0031 \cdot 4}{3,14}} \approx 0,0630 \text{ м} = 63 \text{ мм.}$$

Сечение диффузора в горле:

$$F_4 = \frac{v_4' (D + G_d + G_L)}{w_4' \varphi} = \frac{16,4(0,0278 + 0,0273 + 0,005)}{406 \cdot 0,95} = \frac{16,4 \cdot 0,0601}{371} = 0,0026 \text{ м}^2.$$

Диаметр диффузора в горле:

$$d_4 = \sqrt{\frac{0,0026 \cdot 4}{3,14}} = 0,058 \text{ м} = 58 \text{ мм.}$$

Сечение всасывающего штуцера:

$$F_0 = \frac{v_L G_{L_0}}{w_0} \approx \frac{168 \cdot 0,005}{15} \approx 0,056 \text{ м}^2.$$

Диаметр всасывающего штуцера:

$$d_0 = \sqrt{\frac{0,056 \cdot 4}{3,14}} \approx 0,268 \text{ м} \approx 268 \text{ мм.}$$

Сечение насадки

$$F_2 = \frac{D v_2}{w_2 \varphi} = \frac{0,0278 \cdot 27,7}{1284 \cdot 0,95} \approx 0,00063 \text{ м}^2.$$

Диаметр отверстия насадки

$$d_2 = \sqrt{\frac{0,00063 \cdot 4}{3,14}} \approx 0,0283 \text{ м} = 28,3 \text{ мм.}$$

Прежде чем попасть во вторую ступень, смесь должна направиться в холодильник, где пар конденсируется, отдавая свое тепло охлаждающей воде. Количество воздуха, поступающего во вторую ступень, остается то же самое, количество же пара в воздухе будет зависеть от его температуры, которая в свою очередь зависит от температуры охлаждающей воды.

Дальнейший расчет второй ступени совершенно аналогичен расчету первой ступени.

Водоструйные насосы. Струйчатые газовые насосы, работающие струей воды, принципиально мало отличаются от насосов пароструйных. Примером простейшего водоструйного насоса может служить обыкновенный лабораторный стеклянный насос, в котором струя воды из водопровода поступает в суживающееся коническое сопло по оси последнего, при этом струя не занимает всего сечения горловины сопла, оставляя кольцообразное пространство между стенками и поверхностью струи для прохода воздуха.

Струя воды, проходя с большой скоростью, за счет поверхностного трения увлекает воздух, поступающий из всасывающего трубопровода.

Схема водоструйного насоса совершенно аналогична схеме пароструйного насоса, представленного на рис. 80; здесь также A — сопло, B — камера всасывания, C — диффузор, F — горло, D — камера сжатия, E — всасывающий штуцер, K — штуцер для подачи воды в насадку.

Обозначим: G_w — вес воды, протекающей через насадку в кг/сек, v_w — удельный объем воды в м³/кг, H — напор воды при входе в насадку в м и сохраним, где это возможно, те же обозначения, что и для пароструйного насоса.

Скорость выхода воды из насадки по предыдущему выражается:

$$w_2 = \varphi \sqrt{2gH} \text{ м/сек.}$$

Скорость при входе в диффузор из уравнения количества движения найдем, как и для пароструйного насоса:

$$\frac{G_w}{2g} w_2 + \frac{G_L + G_d}{2g} w_0 = \frac{G_L + G_d + G_w}{2g} w_3,$$

откуда

$$w_3 = \frac{G_w w_2 + (G_L + G_d) w_0}{G_L + G_d + G_w}. \quad (127)$$

Теоретически при ударе воздуха о струю воды должно произойти повышение температуры воды за счет превращения некоторой части кинетической энергии в тепловую, а также за счет частичной конденсации пара, находящегося в засасываемом воздухе, и, наконец, за счет охлаждения воздуха. Практически это изменение температуры настолько незначительно, что для упрощения выводов им можно пренебречь, т. е. практически можно принять температуру воды и воздуха при входе в диффузор C равной начальной температуре воды, т. е.

$$t_3 = t_1 = t_2.$$

По этой температуре можно найти парциальные давления водяного пара и воздуха при входе в диффузор, т. е. p_{L_2} и p_{d_2} , при этом

$$p_{L_2} + p_{d_2} = p_0 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный объем воздуха при входе в диффузор определится:

$$v_{L_2} = \frac{RT_3}{p_{L_2}} = \frac{29,27 T_3}{p_{L_2}} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Общий объем воздуха будет:

$$G_L v_{L_2} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Зависимость между скоростью водяной струи и давлением в любой точке диффузора выразится уравнением:

$$w^2 = w_3^2 - 2gv_w(p - p_3), \quad (128)$$

которая, как и выше, получается из уравнения Бернулли, принимая, что удельный объем воды постоянен и, следовательно

$$\int v_w dp = v_w p.$$

Площадь любого сечения диффузора определяется как

$$F = \frac{G_w v_w}{w}.$$

В водоструйном насосе в диффузоре имеется большое количество воды и поэтому процесс сжатия воздуха будет протекать

при постоянной температуре, т. е. изотермически; при этом работу сжатия 1 кг воздуха можно выразить так:

$$L = p_3 v_3 \ln \frac{p_4}{p_3} \text{ кгм.}$$

Потребная для действительной работы сжатия энергия, а также работа, превращающаяся в теплоту, получается за счет кинетической энергии струи воды, которой последняя обладает при входе в диффузор, причем эту потребную энергию можно выразить как $2L$.

Если, как и раньше, w_4 — скорость смеси при выходе из диффузора, то имеет место равенство:

$$2L = \frac{G_w + G_L + G_d}{2g} (w_3^2 - w_4^2). \quad (129)$$

За счет выделившегося тепла, эквивалентного работе (пренебрегая расходом тепла на нагрев воздуха), вода нагреется до температуры t_4 , причем эту температуру можно определить из уравнения:

$$G_w(t_4 - t_3) = \frac{1}{A} L,$$

откуда

$$t_4 = \frac{1}{A} \frac{L}{G_w} + t_3. \quad (130)$$

Для этой температуры можно из таблиц найти соответственно парциальное давление водяного пара p_{L_4} и его удельный объем v_{L_4} . Вес водяного пара при выходе будет тогда

$$G_{d_4} = \frac{G_L v_{L_4}}{v_{d_4}}. \quad (108)$$

Таким образом можно определить все основные размеры водоструйного насоса значительно проще, чем пароструйного.

Как пример хорошо разработанной конструкции водоструйного насоса можно привести представленный на рис. 84 насос Броун-Бовери. Здесь рабочая вода через штуцер A и отверстие B поступает в насадку C , из которой и вытекает с большой скоростью. Засасываемый воздух поступает через всасывающий штуцер D , снабженный обратным клапаном, предупреждающим попадание в случае остановки насоса воды в пространство, откуда засасывается воздух.

Струя воды, вытекая из насадки, захватывает воздух в камеру смешения F и выталкивает в нагнетательный штуцер.

18. Вентиляторы

Вентиляторами называют машины, дающие некоторую незначительную разность давлений, необходимую для создания скоростного напора и преодоления сопротивлений при перемещении воз-

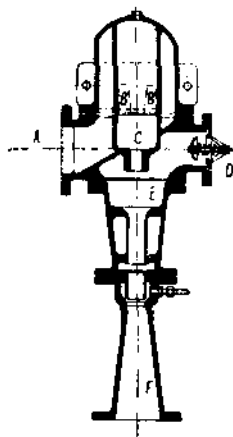


Рис. 84. Водоструйный насос Броун-Бовери.

духа или газа как по каналам и трубопроводам, так и непосредственно из одного пространства в другое с одинаковым давлением. Создаваемая вентилятором разность давлений обычно очень незначительна и измеряется в миллиметрах вод. ст., или, что то же самое, в кг/м^2 .

По принципу действия все вентиляторы объединяют в три группы: а) центробежные, б) винтовые и в) цилиндрические. Последние, т. е. цилиндрические вентиляторы, рассмотрены были выше в разделе поршневых воздуходувок.

Центробежные вентиляторы. По принципу действия центробежные вентиляторы являются турбокомпрессорами, предназначенными для отсасывания или нагнетания больших количеств воздуха при небольших напорах. В зависимости от величины последнего центробежные вентиляторы делят на три группы: 1) вентиляторы низкого давления с напором $6 \div 100$ мм вод. ст., 2) вентиляторы среднего давления с напором $100 \div 200$ мм вод. ст., 3) вентиляторы высокого давления с напором $200 \div 500$ мм вод. ст.

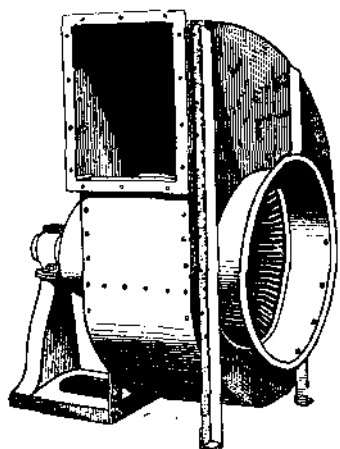


Рис. 85. Вентилятор „Сирокко“.

По своему устройству центробежный вентилятор представляет собою одноступенчатый или многоступенчатый турбонасос легкой конструкции, и все, что было выше изложено о работе турбовоздуходувок, целиком приложимо к работе и расчету центробежных вентиляторов.

В отличие от турбовоздуходувок всасывание и нагнетание в центробежном вентиляторе протекает при незначительных давлениях, что практически позволяет пренебречь изменением плотности нагнетаемого воздуха или газа и принимать его за неупругую жидкость. При таком допущении работу центробежного вентилятора можно рассматривать как работу центробежного насоса для жидкостей.

Скорость протекания воздуха во всасывающем и нагнетательном трубопроводах обычно принимают в пределах $4 \div 10$ м/сек, причем эту же скорость принимают и для всасывающего отверстия вентилятора. Предельно допустимой скоростью в этом случае считают $28 \div 30$ м/сек.

Зная скорость во всасывающем отверстии w_s , диаметр его определим как

$$d = \sqrt{\frac{V_n \cdot 4}{60 \cdot \pi w_s}} \text{ м,}$$

где V_n — производительность вентилятора в $\text{м}^3/\text{мин}$.

Диаметр D_1 внутренней окружности колеса обычно принимают равным диаметру всасывающего отверстия, причем при исполнении вентиляторов на практике диаметры всасывающих отверстий

делают 50, 75, 100, 150 мм и т. д., с возрастанием на 50 мм, для диаметров, величина которых не превышает 600÷700 мм, и с возрастанием на 100 мм для диаметров, больших 700 мм.

Диаметр наружной окружности колеса D_2 обычно принимают в зависимости от величины напора равным:

$$\begin{aligned} D_2 &= 1,25 \div 1,5 D_1 \text{ при напоре до } 100 \text{ мм.} \\ D_2 &= 1,5 \div 1,75 D_1 \text{ " " от } 100 \text{ до } 200 \text{ мм.} \\ D_2 &= 1,75 \div 2 D_1 \text{ " " от } 200 \text{ и выше мм.} \end{aligned}$$

Работу вентилятора в секунду можно выразить как работу, затрачиваемую на подачу 1 кг газа, умноженную на секундный вес газа, т. е. как

$$L_{\text{сек}} = \frac{\gamma V_m H}{60} \text{ кгм,}$$

где по предыдущему

$$H = \frac{p}{\gamma} = H_1 + H_2 + h_{v_1} + h_{v_2} = H_0 + \frac{w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta),$$

причем практически статическую высоту подачи или полезный напор H_0 при нагнетании воздуха можно считать равным нулю.

Эффективную мощность при этом можно выразить так:

$$N_e = \frac{\gamma V_m H}{60 \cdot 75 \cdot \eta_2 \eta_m} \text{ л. с.,}$$

или так:

$$N_e = \frac{V_m p_e}{4500 \eta_2 \eta_m} \text{ л. с.,} \quad (109)$$

где η_2 — гидравлический коэффициент полезного действия, η_m — механический коэффициент полезного действия, p_e — фактический напор в кг/м² или в мм водяного столба.

Практически

$$\eta_2 \eta_m = 0,4 \div 0,6.$$

В центробежных вентиляторах между числом оборотов, производительностью, напором и мощностью теоретически существует такая же зависимость, как и в центробежных насосах, т. е.:

$$\frac{V_m}{V_m'} = \frac{n}{n'}; \quad \frac{p_e}{p_e'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2; \quad \frac{N_e}{N_e'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3.$$

Наиболее распространенными центробежными вентиляторами являются вентиляторы „Сирокко“ и „Кейс“, общий вид которых представлен на рис. 85. Они состоят из железного клепаного или литого кожуха, имеющего форму спирали, внутри которого вращается лопастное колесо с прикрепленными к нему лопатками. Приводятся в движение или от трансмиссии, посредством шкива, укрепленного на валу между подшипниками или непосредственно от электродвигателя. Схемы различных выполняемых моделей

с основными установочными размерами центробежных вентиляторов „Сирокко“ и „Кейс“ даны на рис. 85а и в табл. 18.

Данные, характеризующие производительность, высоту напора и мощность, приведены в табл. 19 для вентиляторов „Кейс“

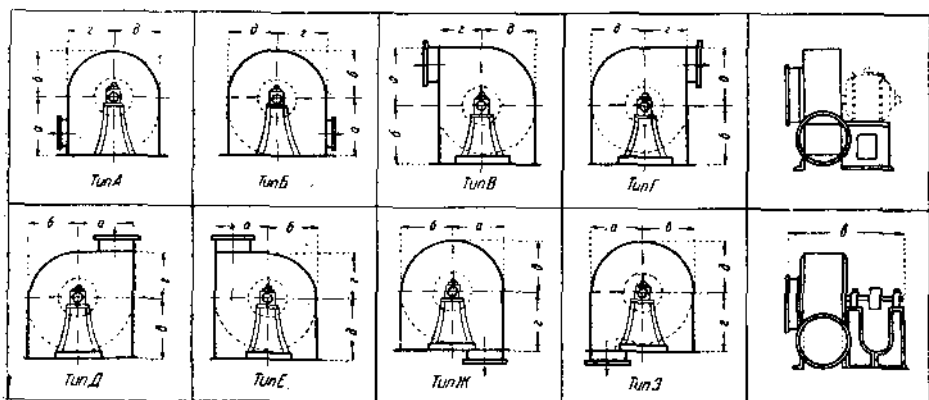


Рис. 85а. Габаритные размеры центробежных вентиляторов.

и в табл. 20 — для „Сирокко“. Из таблиц мы видим, что вентиляторы „Кейс“ дают больший суммарный напор по сравнению с „Сирокко“.

В химическом производстве отсасываемые газы нередко обладают значительной химической активностью, что ведет к быстрому разрушению частей вентилятора и в первую очередь — рабочего колеса и кожуха. В таких случаях или все внутренние части вентилятора покрывают защитным слоем в виде гомогенной освинцовки или вообще ставят вентиляторы, изготовленные из кислотоупорных материалов.

На рис. 86 представлен общий вид, а на рис. 87 — рабочее ко-

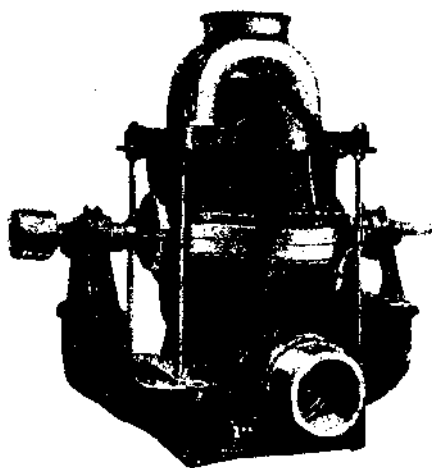


Рис. 86. Керамический эксгаустер.



Рис. 87. Колесо керамического эксгаустера.

лесо эксгаустера фирмы Штейнцейг (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke); фирма изготовляет такие эксгаустеры как открытыми, так и защищенными металлической броней. Данные о размерах и производительности таких эксгаустеров приведены в табл. 21.

Размеры центробежных турбинных вентиляторов „Сироко“ и „Кейс“ (Рис. 85а)

№ вентилятора	Диаметр крыльев в мм	Шкив		Размеры в миллиметрах				Размеры выхода в мм	Диаметр всасывающего отверстия в мм
		Диаметр в мм	Ширина в мм	a	b	c	z		
1	127	65	50	184	114	393	102	$0,10 \times 0,13$	140
1 1/2	190	90	60	276	171	460—480	152	$0,16 \times 0,19$	209
2	254	125	75	368	229	527—596	205	$0,20 \times 0,26$	279
2 1/2	318	155	90	461	286	594—699	255	$0,25 \times 0,32$	350
3	381	180	110	552	343	680—810	305	$0,31 \times 0,38$	419
3 1/2	444	210	125	644	400	796—946	355	$0,36 \times 0,44$	488
4	508	240	140	737	457	863—943	407	$0,41 \times 0,51$	559
4 1/2	571	240	140	828	515	966—1081	457	$0,46 \times 0,57$	628
5	635	270	175	921	572	1032—1147	508	$0,51 \times 0,64$	699
6	762	320	200	1105	686	1210—1280	609	$0,61 \times 0,76$	838
7	889	380	240	1289	800	1413	711	$0,71 \times 0,89$	978
8	1016	450	250	1473	904	1596	813	$0,81 \times 1,02$	1118
9	1143	500	275	1657	1029	1816	914	$0,92 \times 1,14$	1257

Производительность центро

Напор, создаваемый вентилятором, в мм вод. ст.	Статический	15 мм вод. ст.			28 мм вод. ст.			45 мм вод. ст.		
		25 мм вод. ст.			50 мм вод. ст.			76 мм вод. ст.		
	Суммарный									
№ вентилятора	Диагн. крыль-ев в мм	м³/мин	об/мин	л. с.	м³/мин	об/мин	л. с.	м³/мин	об/мин	л. с.
1	127	7,93	2 090	0,07	11,33	2 960	0,21	13,60	3 620	0,38
		9,92	2 170	0,10	14,16	3 070	0,28	17,27	3 760	0,51
		11,61	2 270	0,12	16,43	3 210	0,35	20,10	3 930	0,65
1½	190	18,12	1 390	0,17	25,49	1 970	0,47	31,43	2 410	0,87
		22,09	1 440	0,22	31,15	2 040	0,62	38,24	2 410	1,14
		26,06	1 510	0,28	36,82	2 140	0,79	45,03	2 500	1,44
2	254	32,00	1 000	0,28	45,31	1 410	0,79	55,51	1 730	1,4
		38,80	1 010	0,34	54,94	1 430	0,96	61,11	1 750	1,7
		46,16	1 040	0,43	65,13	1 470	1,22	79,85	1 800	2,3
2½	318	50,12	800	0,43	70,79	1 130	1,2	86,65	1 380	2,3
		60,59	810	0,53	85,52	1 140	1,5	104,77	1 400	2,7
		71,92	830	0,68	101,66	1 170	1,9	124,60	1 440	3,5
3	381	72,49	637	0,55	102,51	900	1,6	125,45	1 104	2,9
		86,93	644	0,68	123,19	910	1,9	151,21	1 115	3,5
		103,92	657	0,90	146,68	930	2,5	179,53	1 140	4,6
3½	444	98,55	545	0,75	139,33	770	2,1	170,75	944	3,9
		118,37	550	0,90	167,35	778	2,6	205,30	953	4,8
		141,03	562	1,20	199,64	795	3,4	244,09	974	6,3
4	508	128,00	477	0,98	181,23	674	2,8	222,00	826	5,1
		153,76	482	1,20	217,48	680	3,4	266,75	833	6,2
		183,21	492	1,60	259,33	695	4,4	317,15	853	8,1
4½	571	163,10	424	1,2	230,78	600	3,5	283,17	735	6,4
		196,24	427	1,5	277,50	605	4,3	339,80	742	7,9
		233,61	437	2,0	230,75	620	5,6	404,08	758	10,3
5	635	201,05	382	1,5	283,74	540	4,3	348,30	661	8,0
		241,82	385	1,9	341,22	545	5,3	419,09	667	9,8
		287,98	394	2,5	407,21	557	7,0	498,38	682	12,8
6	762	288,83	318	2,2	407,77	450	6,2	499,80	551	11,4
		346,88	321	2,7	489,89	454	7,6	600,32	556	14,0
		413,43	328	3,6	583,90	464	10,0	713,58	568	18,3
7	889	394,18	272	3,0	557,85	385	8,5	682,44	472	15,6
		473,74	275	3,7	669,71	389	10,4	821,19	476	19,1
		563,51	281	4,9	798,54	398	13,7	976,93	486	25,0
8	1016	514,00	239	3,9	727,74	337	11,0	891,99	413	20,4
		617,31	241	4,8	872,16	341	13,6	1 070,38	418	25,0
		736,24	246	6,4	1 042,06	348	17,8	1 274,26	426	32,6
9	1143	651,29	212	5,0	920,30	300	14,0	1 101,53	367	25,8
		781,55	214	6,1	1 104,36	303	17,2	1 356,38	371	31,6
		932,48	219	8,1	1 316,74	310	22,5	1 611,23	379	41,2

Примечание. Мощность двигателя необходимо увеличивать, как указано в табл. 20.

Таблица 19

бежных вентиляторов „Кейс“

60 мм вод. ст.			75 мм вод. ст.			90 мм вод. ст.			Площадь выхода в см ²
102 мм вод. ст.			127 мм вод. ст.			152 мм вод. ст.			
м ³ /мин	об/мин	л. с.	м ³ /мин	об/мин	л. с.	м ³ /мин	об/мин	л. с.	
15,86	4 180	0,59	17,84	6 070	0,83	19,54	5 120	1,10	0,013
19,82	4 340	0,79	22,09	5 850	1,10	24,36	5 320	1,50	
23,22	4 540	1,00	26,06	5 070	1,40	28,32	5 560	1,80	
36,25	2 780	1,30	40,50	3 110	1,90	44,46	3 410	2,50	0,029
44,18	2 880	1,80	49,27	3 230	2,40	54,08	3 540	3,20	
52,10	3 020	2,20	58,33	3 380	3,10	63,71	3 700	4,10	
63,99	2 000	2,2	71,64	2 240	3,1	78,43	2 450	4,1	0,052
77,58	2 020	2,7	86,65	2 260	3,8	95,15	2 470	5,0	
92,31	2 080	3,5	103,07	2 320	4,9	113,27	2 550	6,4	
100,24	1 600	3,5	112,14	1 790	4,9	122,62	1 960	6,4	0,081
121,20	1 620	4,2	135,36	1 810	5,9	151,21	1 980	7,8	
143,85	1 660	5,4	160,84	1 850	7,6	176,13	2 030	10,0	
144,98	1 276	4,4	161,97	1 430	6,2	177,54	1 560	8,1	0,116
174,15	1 287	5,4	194,54	1 440	7,6	213,23	1 575	10,0	
207,00	1 315	7,1	232,19	1 470	10,0	254,85	1 610	13,0	
197,09	1 090	6,0	220,31	1 220	8,4	241,54	1 333	11,0	0,158
236,73	1 100	7,4	264,77	1 230	10,3	289,68	1 345	13,5	
281,76	1 123	9,6	315,17	1 256	13,5	345,46	1 375	17,7	
256,27	954	7,8	286,57	1 068	10,9	314,32	1 168	14,3	0,206
308,00	962	9,6	344,05	1 077	13,4	376,61	1 178	17,6	
366,42	983	12,5	410,60	1 100	17,6	448,82	1 205	23,0	
326,22	848	9,9	364,50	950	13,8	399,84	1 037	18,1	0,262
392,19	856	12,2	438,91	957	17,0	479,98	1 046	22,3	
466,67	874	15,9	521,03	977	22,2	572,0	1 070	29,3	
402,10	763	12,2	449,38	854	17,1	492,71	933	22,4	0,323
482,80	770	15,0	540,85	860	21,0	591,82	942	27,6	
574,83	786	19,6	642,79	880	27,6	705,09	962	36,2	
577,66	636	17,6	645,82	713	24,5	707,92	779	32,2	0,465
693,76	642	21,6	775,88	719	30,2	849, 50	785	39,6	
824,02	656	28,2	923,13	733	39,6	1 010,91	803	51,9	
787,21	545	24,0	880,65	610	33,5	965,60	667	43,2	0,632
948,61	550	29,5	1 059,05	615	41,2	1 138,90	673	54,0	
1 127,01	562	38,5	1 260,10	628	54,0	1 359,21	688	68,7	
1 027,29	477	31,3	1 148,98	534	43,7	1 259,35	584	57,4	0,826
1 233,88	482	38,4	1 381,04	539	53,8	1 511,22	590	70,5	
1 471,60	492	50,2	1 644,23	550	70,5	1 799,88	602	92,4	
1 301,80	424	39,6	1 454,62	475	55,3	1 508,39	518	72,6	1,046
1 562,16	428	48,6	1 746,11	478	68,0	1 910,25	523	89,0	
1 859,31	437	63,5	2 080,00	488	89,1	2 278,15	535	117,0	

№ вентилятора	Диаметр крыльев в мм	Суммарный (статический+динамический)								
		13			25			40		
		Давление (статический напор) в мм вод. ст. при								
		5			10			20		
		об/мин	м³/мин	л. с.	об/мин	м³/мин	л. с.	об/мин	м³/мин	л. с.
1	127	1 350	7	0,03	1 800	8,2	0,07	2 250	9	0,13
1½	190	885	14,5	0,07	1 250	20	0,19	1 600	24	0,35
2	254	650	23	0,11	925	38	0,35	1 100	36,5	0,55
2½	318	530	46	0,22	725	55	0,51	950	69	1,00
3	381	440	65	0,31	620	88	0,81	750	90	1,30
3½	444	400	89	0,42	515	104	0,96	650	116	1,70
4	508	350	120	0,57	460	150	1,40	600	183	2,70
5	635	265	177	0,85	360	226	2,10	450	242	3,60
6	762	220	260	1,25	310	350	3,20	400	422	6,20
7	889	175	310	1,50	260	450	4,20	300	510	7,60
8	1 016	175	500	2,40	235	615	5,70	300	765	11,20
9	1 143	155	620	3,00	205	800	7,40	250	810	11,90

Примечание. Указанная в таблице мощность двигателя должна иметь практиче-
ские при N_e выше 5 л. с.—150%.

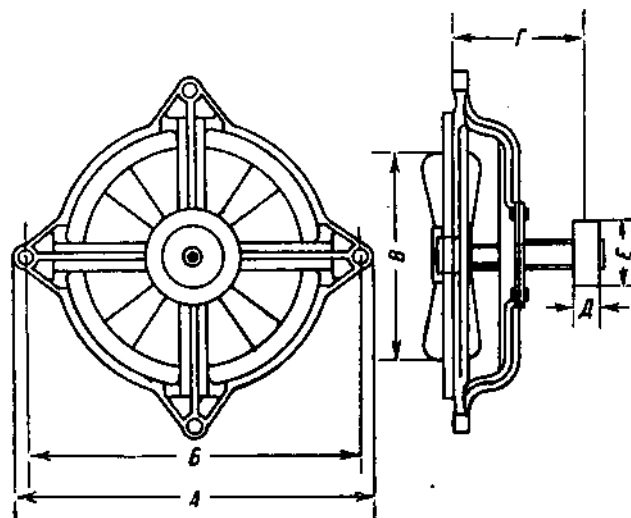


Рис. 88. Винтовой вентилятор „Сирокко“.

Винтовые вентиляторы применяются в тех случаях, когда требуется перемещать большие объемы воздуха при очень малых (не больше 25 мм вод. ст.) напорах. По своему устройству винтовой вентилятор представляет собою колесо, похожее на воздушный или водяной винт, заключенное в кожух. Колесо состоит из нескольких радиально распо-

Таблица 20

ных вентиляторов „Сирокко“

напор в мм вод. ст., создаваемый вентилятором:

60	80	100	115

работе против сопротивления перед или за вентилятором:

30			40			50			60		
об/мин	м³/мин	л. с.	об/мин	м³/мин	л. с.	об/мин	м³/мин	л. с.	об/мин	м³/мин	л. с.
2900	12	0,30	3400	13,5	0,40	3750	15	0,55	4100	16,25	0,70
1950	27	0,60	2300	32,5	1,00	2600	38	1,40	2750	38	1,65
1450	50	1,10	1700	62	1,80	1900	68,5	2,50	2050	72	3,10
1175	78	1,70	1350	88,5	2,60	1500	99	3,70	1640	108	4,70
975	120	2,70	1150	144	4,20	1250	153	5,70	1340	157	6,80
875	176	3,90	950	170	5,00	1100	208	7,70	1170	213	9,30
730	205	4,55	850	245	7,20	950	265	9,80	1020	282	12,30
585	340	7,55	665	358	10,50	750	415	15,40	820	440	19,10
485	485	10,80	580	575	17,00	600	535	19,80	670	615	26,70
440	730	16,20	475	715	21,00	550	885	32,80	565	815	35,40
365	865	19,20	415	880	25,90	475	1130	42,60	515	1190	51,70
320	1020	22,70	380	1300	29,00	425	1445	53,50	440	1330	56,50

ские запасы: при N_e до 1 л. с. — 100%, при N_e до 2 л. с. — 50%, при N_e от 2 до 5 л. с. — 25%.

женных лопаток или крыльев и втулки, служащей для скрепления лопаток между собой.

Колесо обычно насаживается непосредственно на вал мотора и устанавливается также непосредственно в отверстие потолка или стены вентилируемого помещения, так как при наличии незначительного напора в этих вентиляторах устройство трубопроводов и каналов, создающих сопротивление, не целесообразно.

Принцип действия винтовых вентиляторов основан на сообщении энергии частицам воздуха (или газа) за счет удара быстро вращающихся крыльев. При вращении колеса лопатки встречают воздух под некоторым углом и, ударяя по нему, заставляют его перемещаться по направлению оси.

На рис. 88 представлена схема наиболее распространенного винтового вентилятора системы „Сирокко“, имеющего крылья формы

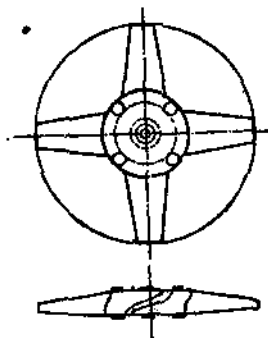


Рис. 89. Схема вентилятора ЦАГИ.

Таблица 21

Общие данные об эксгаусторах фирмы Штейнцейг

Т и п		Зигфрид I	Зигфрид II	Зигфрид III	Фритиоф	Гольаф
Диаметр входного и выходного штуцеров в мм		100	150	200	300	300
Диаметр рабочего колеса в мм		250	400	600	600	800
Габарит- ные раз- меры	ширина мм	1 100	1 310	1 525	1 600	1 950
	высота мм	690	1 000	1 410	1 300	1 850
	длина мм	650	820	1 100	1 550	1 560
Шкив мм		100×85	100×85	160×110	200×165	200×165
Об/мин		1 800	1 500	1 200	1 200	1 000
Производительность м³/мин .		12	40	80	120	180
Наибольший суммарн. напор в мм вод. ст.		45	70	100	110	120
Мощность л. с.		0,7	6,5	3,0	3,5	7,5

Таблица 22

Общие данные о винтовых вентиляторах „Сироко“ (Рис. 88)

№ вен- тилятора	Диам. крыльев в мм	Об/мин	Произво- дительность в м³/мин	Мощность в л. с.	Размеры в мм шкивов					
					А	Б	В	Г	Д	Е
2½	318	1 000—15 000	31— 46	0,06— 0,2	565	533	432	214	32	95
3	381	800— 1 400	42— 76	0,07— 0,4	654	622	511	242	38	114
3½	445	500— 1 300	51— 112	0,07— 0,60	765	718	591	267	44	133
4	508	500— 1 200	63— 154	0,07— 0,85	860	873	670	306	51	152
5	635	400— 1 100	100— 276	2,10— 2,00	1 022	965	813	354	64	191
6	762	400— 1 100	173— 478	0,25— 4,50	1 181	1 124	956	398	76	229
7	889	300— 800	208— 554	0,25— 3,50	1 346	1 276	1 099	416	89	267
8	1 016	300— 700	305— 721	0,40— 4,50	1 499	1 429	1 241	455	102	305
9	1 143	300— 650	438— 953	0,65— 6,00	1 664	1 588	1 384	503	114	343
10	1 270	250— 600	498— 1 200	0,65— 7,75	1 835	1 759	1 527	541	127	381
11	1 397	200— 550	534— 1 468	0,55— 10,50	2 007	1 924	1 670	507	170	419
12	1 524	150— 500	522— 1 740	0,30— 10,50	2 164	2 083	1 800	627	152	457

гребного винта. Производительность и размеры таких вентиляторов даны в табл. 22.

Коэффициент полезного действия таких вентиляторов очень низок и составляет всего $0,2 \rightarrow 0,4$.

Более современным винтовым вентилятором является конструкция его, разработанная ЦАГИ; лопастное колесо вентилятора ЦАГИ сделано по типу воздушного пропеллера. Схема такого вентилятора представлена на рис. 89. Коэффициент полезного действия 0,6 и выше. Мощность винтового вентилятора при заданных производительности и напоре определяется так же, как и у центробежных вентиляторов.

Естественная тяга. К числу наиболее старых и широко распространенных методов перемещения газовых масс относится устройство приспособлений для так называемой естественной тяги. Типичным примером таких приспособлений является обыкновенная дымовая труба. При естественной тяге движущая сила газового потока обуславливается исключительно разностью в плотностях газа в начальном и конечном пунктах газохода. Любой „легкий“ газ, как например водород, будучи расположен в вертикальной трубе, создает движущую силу, направленную снизу вверх, и, наоборот, любой „тяжелый“ газ, как например углекислота, создает движущую силу, направленную сверху вниз.

При этом необходимо отметить, что за счет естественной тяги можно создать только разрежение газа, причем практически величина этого разрежения очень незначительна и зависит от температуры перемещаемого газа.

Теоретическое обоснование естественной тяги дает так называемая гидравлическая теория, основателем которой является М. В. Ломоносов, давший начало теории выдавливания теплого газа холодным.

Собственно, слово тяга является чисто условным, установившимся по традиции, по существу же никакой тяги нет, а есть выдавливание теплого газа холодным, совершенно аналогичное выдавливанию жидкости с меньшим удельным весом жидкостью, обладающей большим удельным весом.

Интенсивность естественной тяги измеряется величиной разрежения у основания канала или трубы, при этом различают разрежение статическое и динамическое; первое расходуется на преодоление всех вредных сопротивлений при движении газа по трубе и каналам, второе создает ту скорость, с которой движется газ по каналу.

Основная теорема гидравлической теории показывает, что в замкнутом пространстве, заполненном легким газом, давление у поверхности нижнего зеркала равно давлению атмосферы, в то время как в любом остальном пункте этого пространства давление выше атмосферного.

Газ испытывает обращенное гидравлическое давление, измеряемое высотой столба газа, умноженной на разность удельных весов наружного воздуха и теплого легкого газа.

Если обозначить через: h — высоту канала в м, γ_a — удельный вес наружного воздуха в кг/м^3 , γ_g — удельный вес газа в канале

в кг/м^3 (средний), t_e — температуру наружного воздуха, t_s — температуру газа в канале (среднюю), B — барометрическое давление в мм рт. ст. , p — теоретическую тягу в кг/м^2 или мм вод. ст. , то в общем виде

$$p = (\gamma_s - \gamma_e) h \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}$$

Если же удельный вес воздуха отнести к нормальным условиям, т. е. к температуре 0° и 760 мм рт. ст. , выразив его в следующем виде:

$$\gamma_e = 1,293 \left(\frac{273}{273 + t_e} \right) \frac{B}{760} \text{ кг/м}^3,$$

то величину тяги найдем как

$$p = \left[\frac{B}{760} \left(1,293 \frac{273}{273 + t_e} \right) - \gamma_s \right] h \text{ мм вод. ст.} \quad (110)$$

Если же внутри трубы будет, так же как и снаружи, находиться воздух, что например имеет место при естественной вентиляции, то уравнение (110) принимает вид:

$$p = 1,293 \cdot 273 \frac{Bh}{760} \left(\frac{1}{273 + t_e} - \frac{1}{273 + t_s} \right),$$

или

$$p = 0,465 Bh \left(\frac{1}{273 + t_e} - \frac{1}{273 + t_s} \right) \text{ мм вод. ст.} \quad (111)$$

При осуществлении естественной тяги приходится вычислять высоту трубы и ее сечение.

Высота трубы определяется из только что выведенных уравнений путем подстановки в них величины тяги, т. е. той разности давлений, которая должна быть не меньше, чем сумма всех сопротивлений плюс скоростной напор.

Скорость протекания газа в верхнем сечении канала (трубы) обычно принимают $3 \div 4 \text{ м/сек.}$

Естественная тяга создается не только вследствие разности температур, но и по другим причинам. Так например естественная тяга может иметь место при протекании реакций взаимодействия газов, идущих с изменением объема, и при проведении процессов испарения и конденсации.

Пример 32. Из канальной сушилки с площадью свободного сечения 1 м^2 необходимо отсасывать $10\,000 \text{ кг/час}$ воздуха при температуре 60° , насыщенного на 60% водяным паром.

Местные сопротивления и сопротивление трения каналов в сумме равны скоростной величине скоростного напора в сушилке.

Подобрать по таблицам потребный для этих условий центробежный вентилятор и мотор к нему.

Решение. Упругость насыщенного водяного пара при $t = 60^\circ$:

$$p_s = 0,202 \text{ кг/см}^2 = 2020 \text{ кг/м}^2.$$

Парциальное давление водяного пара в воздухе при насыщении в 60% :

$$p_d = p_s \cdot 0,6 = 2020 \cdot 0,6 = 1212 \text{ кг/м}^2.$$

Принимая ориентировочно давление в сушилке

$$p = 10280 \text{ кг/м}^2,$$

парциальное давление сухого воздуха найдем равным:

$$p_L = p - p_d = 10280 - 1212 = 9068 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный вес воздуха:

$$\gamma_s = \frac{p_L}{RT} = \frac{9068}{29,27 (273 + 60)} \approx 0,93 \text{ кг/м}^3.$$

Производительность вентилятора:

$$V_m = \frac{10000}{0,93 \cdot 60} \approx 180 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Скорость протекания воздуха в сушилке:

$$w = \frac{V_m}{60F} = \frac{180}{60 \cdot 1} = 3 \text{ м/сек}.$$

Потери напора на сопротивления или статический напор:

$$\frac{\gamma w^2}{2g} \sum \zeta = \frac{0,93 \cdot 3^2}{19,62} \cdot 100 = 43 \text{ кг/м}^2 = 43 \text{ мм вод. ст.}$$

По табл. 20 для статического напора в 43 мм вод. ст. и для $V_m = 180 \text{ м}^3/\text{мин}$ ближайший номер вентилятора это № 3 $\frac{1}{2}$ производительностью 208 м³/мин с числом оборотов 1100 об/мин, общим суммарным напором 100 мм вод. ст. и эффективной мощностью 7,7 л. с.

Мощность мотора

$$N_m = 7,7 \cdot 1,15 = 8,9 \text{ л. с.}$$

Пример 33. В заводской печи сжигают 500 кг топлива в час, дающего 12 кг продуктов сгорания на каждый килограмм, сопротивление топки и каналов составляет 20 мм вод. ст. средняя температура газов в трубе 227° . Определить высоту трубы и ее диаметр, если температура наружного воздуха равна 20° , а скорость газов в трубе 4 м/сек.

Решение. Удельный вес воздуха при 20° :

$$\gamma_s = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 20} \approx 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес газов при 227° (считая, что по составу они мало отличаются от воздуха):

$$\gamma_g = 1,293 \frac{273}{273 + 227} = 0,71 \text{ кг/м}^3.$$

Сечение трубы, принимая скорость $w = 4 \text{ м/сек}$:

$$F = \frac{V_{\text{сек}}}{w} = \frac{500 \cdot 12}{3600 \cdot 0,71 \cdot 4} \approx 0,582 \text{ м}^2$$

Диаметр трубы:

$$d = \sqrt{\frac{0,582 \cdot 4}{3,14}} \approx 0,86 \text{ м.}$$

Скоростной напор:

$$\frac{\gamma w^2}{2g} = \frac{0,71 \cdot 4^2}{19,62} = 0,58 \text{ кг/м}^2 = 0,58 \text{ мм вод. ст.}$$

Принимаем ориентировочно длину трубы $l = 50 \text{ м}$, и сопротивление трения

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}.$$

По таблице № 11 при $d = 850 \text{ мм}$ и $\gamma w = 0,71 \cdot 4 = 2,84$:

$$\lambda = 0,018,$$

$$\zeta = 0,018 \frac{50}{0,85} \approx 1,06.$$

Сопротивление при входе и выходе:

$$\zeta = 2 \cdot 1,78 = 3,56.$$

Теоретически потребный напор:

$$p_e = 20 + \frac{\gamma w^2}{2g} \left(\sum \zeta + 1 \right) = 20 + 0,58 (1,06 + 3,56 + 1) \approx 23,2 \text{ кг/м}^2.$$

Высота трубы:

$$h = \frac{p}{\gamma_e - \gamma_z} = \frac{23,2}{1,2 - 0,71} \approx 47,3 \text{ м.}$$

Задачи

1. В сутки требуется подавать из центральной компрессорной в производственные корпуса $500\,000 \text{ м}^3$ сжатого до 4 ат воздуха на расстояние 500 м . Подача осуществляется при помощи поршневых компрессоров, работающих от трансмиссии, по железному трубопроводу.

Вычислить наивыгоднейший диаметр и мощность компрессорной станции и расход электроэнергии, если:

1 кВт-ч энергии стоит 6 коп., 1 пог. м трубопровода на 1 см диаметра стоит 50 коп., а ремонт 1 пог. м трубопровода на 1 см диаметра стоит 15 коп. в год.

Амортизация — 5 лет.

Подача ведется 300 дней в году.

Воздух всасывается в компрессор при 20° и 760 мм рт. ст. в количестве $500\,000 \text{ м}^3/\text{сутки}$. Коэффициент полезного действия компрессора и мотора $\eta = 0,6$.

Ответ. ≈ 14 дюйм.

2. Вычислить вес газгольдера для этилена с температурой равной 20° , если диаметр колокола 4 м , высота 6 м , давление в наивысшем положении 300 мм водяного столба и температура окружающего воздуха 10° , а глубина погружения имеет 10% -ный избыток против теоретической.

Ответ. $\approx 2\,400 \text{ кг}$.

3. Вычислить коэффициент подачи поршневого воздушного компрессора двойного действия, сжимающего воздух до 4 ат , если величина вредного пространства составляет 5% .

Ответ. $0,81 \div 0,85$.

4. Вычислить потребную мощность и производительность поршневого воздушного компрессора предыдущей задачи, если он имеет диаметр поршня 200 мм , ход поршня 200 мм и подает воздух при 220 об/мин , работая от трансмиссии.

Ответ. $\approx 12,3 \text{ л. с.}$

5. Вычислить и составить кривые зависимости коэффициента полезного действия турбокомпрессора, рассмотренного в примере 30, от: 1) производительности и 2) числа оборотов.

6. Вычислить мощность турбокомпрессора, сжимающего воздух до 3 *ата* в количестве 50 $\text{м}^3/\text{мин}$, если:
- 1) механический коэффициент полезного действия $\eta_m = 0,91$,
 - 2) $\alpha_2 = 18^\circ$ и $\beta_2 = 110^\circ$,
 - 3) воздух засасывается при 20° и 760 *мм* рт. ст. и нагнетается с температурой 110° .

Ответ. 169 *л. с.*

7. Рассчитать основные размеры второй ступени пароструйного вакуум-насоса, рассмотренного в примере 31, если между первой и второй ступенью воздух охлаждается до 20° .
8. Центробежный вентилятор при общем напоре в 190 *мм* водяного столба подает 400 $\text{м}^3/\text{мин}$ воздуха, делая 760 об/мин, какое число оборотов должен делать центробежный вентилятор, для того чтобы работать с напором в 150 *мм* и как при этом изменяется производительность и мощность его?

Ответ. $n = 760$ об/мин, $V_n = 316 \text{ м}^3/\text{мин}$.

9. Определить высоту дымовой трубы печного отделения, если количество дымовых газов 3000 $\text{м}^3/\text{час}$ при температуре 200° , а сопротивление топки и каналов 30 *мм* водяного столба.

Ответ. 58 *м* (при $w = 4 \text{ м/сек}$).

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

Одним из основных общих условий рационально организованного производства является наличие непрерывности и механизации технологических процессов. Всякий более или менее совершенный технологический процесс должен быть по возможности автоматизирован и механизирован настолько, чтобы роль человека в производстве была только контролирующей и направляющей.

Прогресс техники во всех без исключения ее отраслях направлен именно в сторону механизации технологических процессов. Проследив историю различных производств, мы заметим, что развитие каждого производства протекает в такой последовательности: сначала преобладание ручного труда, затем постепенная замена его машинами и аппаратами и наконец более или менее полное вытеснение человека как рабочей силы машиной или аппаратом.

Применительно к химическому производству вопрос механизации и автоматизации производства в целом в большинстве случаев упирается исключительно в вопрос перемещения и непрерывной подачи твердых материалов. До последнего времени при оборудовании химических производств вопросу механической подачи материалов уделялось слишком незначительное внимание, и только тогда, когда химические предприятия возросли до современных гигантских размеров, вопрос о механизации средств перемещения стал одним из актуальнейших вопросов правильной организации производства в химической технологии; вместе с тем и внутризаводский транспорт перестал быть тем „вспомогательным“ оборудованием завода, которое играло только второстепенную роль по отношению к „главному“ производственному оборудованию.

Здесь мы коротко рассмотрим средства перемещения твердых материалов внутри завода или цехов, причем все эти средства перемещения будем, как это принято, называть внутризаводским транспортом, в основе правильной организации которого должен лежать постоянный правильный поток сырья, полуфабрикатов и готовых продуктов.

Средства внутризаводского перемещения твердых материалов могут быть: 1) периодические, работающие с перерывами, или 2) непрерывно действующие.

В зависимости от направления перемещения материалов все средства перемещения делятся на: а) горизонтальные или с небольшим наклоном, б) вертикальные или с большим наклоном

в) смешанные, когда материал перемещается последовательно в вертикальном и горизонтальном направлении.

Здесь мы остановимся только на тех средствах перемещения, которые находят применение непосредственно в химических производствах.

19. Безрельсовые, рельсовые и подвесные дороги

Безрельсовые и рельсовые вагонетки. Наиболее простым и примитивным способом перемещения материалов является безрельсовое перемещение при помощи всевозможных тачек, тележек и вагонеток вместимостью до 2 т. Главное достоинство такого способа перемещения — это независимость от места, большая подвижность, невысокие затраты на оборудование. Недостатки такого способа перемещения — затрата ручной работы и малая производительность; кроме того безрельсовое перемещение требует наличия ровного и гладкого пола, поэтому оно применяется преимущественно внутри заводских помещений. Для того чтобы один рабочий мог перемещать безрельсовую вагонетку, необходимо, чтобы она была небольшого веса и легко управляема. Рекомендуется разгрузку и нагрузку отделить от перевозки, konstrуируя тележки со съемным кузовом. Как пример двухколесной опрокидывающейся тачки приведена на рис. 90 тачка, у которой ось служит одновременно и осью опрокидывания.

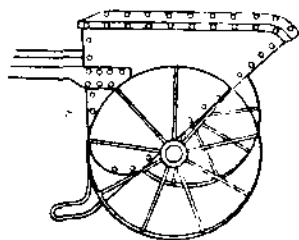


Рис. 90. Двухколесная опрокидывающаяся тачка.

При передаче по горизонтальному направлению, независимо от расстояния чаще используют легкие рельсовые пути с узкой колеей шириной в 600 мм. Рельсы прокладываются на полу здания или на заводском дворе на соответствующим образом подготовленных насыпях. Для передвижения по ним пользуются всевозможными вагонетками и платформами. Кузовом таких вагонеток служат металлические опрокидывающиеся койки или небольшие ящики или же просто открытые платформы. Для рационального использования таких вагонеток большое значение имеет величина нагрузки и легкость опрокидывания или опоражнивания.

Рамы вагонеток обычно укрепляют на двух полускатах с диаметром колес от 300 до 500 мм с наружными или внутренними буксами, прикрепленными непосредственно к нижней стороне рамы.

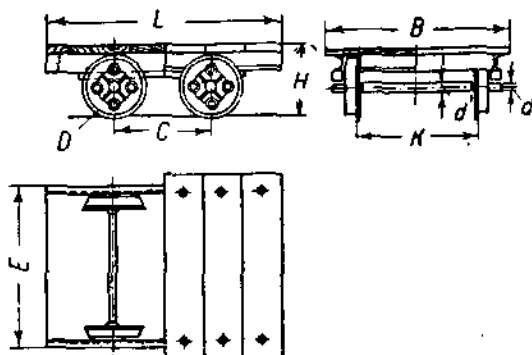
Емкость кузовов коечных вагонеток рассчитывается на 0,25—2,0 м³ при грузоподъемности 0,125—2,5 т, а ящичных вагонеток — до 3 м³ при грузоподъемности до 1,5 т.

Вагонетки емкостью до 0,75 м³ применяют главным образом для передвижения вручную или для конной тяги; начиная с емкости в 1 м³ обычно вагонетки передвигаются при помощи механической тяги паровозами, электровозами, автомоторами и т. п. Выбор того или иного средства для создания тяги в каждом частном случае за-

висит от местных условий: расстояния, на которое передвигаются вагонетки, количества грузов и т. д.

В случае применения конной или механической тяги вагонетки должны быть снабжены пружинными, ударными и упругими приборами.

Для уменьшения сопротивления движению вагонеток последние снабжаются буксами с шариковыми или роликовыми подшипниками. Для осуществления возможности передачи вагонеток с одного рельсового пути на другой в соответствующих местах пути устраивают или обыкновенные стрелки или поворотные круги.



Поворотные круги по сравнению со стрелками обладают тем недостатком, что они очень быстро засоряются и требуют затраты больших усилий на поворачивание, зато они дают возможность передавать вагонетки с одного пути на другой при любом угле между направлениями путей, в то время как стрелки требуют постепенного расхождения путей, на что необходима большая площадь.

Рис. 91. Вагонетка-платформа нормального типа.

Ниже даем краткое описание главных типов вагонеток.

На рис. 91 представлен схематический чертеж вагонетки-платформы нормального типа, состоящей из двухосных тележек, покрытых настилом, и снабженной бортами или без них.

В табл. 23 приведены основные размеры нормальных платформ с деревянным настилом.

Таблица 23

Основные размеры нормальных платформ с деревянным настилом (рис. 91)

Наименование завода	Ширина колен в м	Грузо- подъем- ность в т	Р а з м е р ы							
			B	L	H	C	D	E	d	d ₁
Механический № 1 „Транстрой“	500	2,0	900	1250	405	550	300	745	40	45
		2,5			455	550	350	745	45	50
.	600	2,0	900	1250	405	550	300	845	40	45
		2,5			455	550	350	845	45	50
.	750	2,0	1100	1500	405	650	300	995	40	45
		2,5			455	650	350	995	45	50
Новочеркасский ме- ханический завод	600	1,5	930	2150	525	600	300	840	45	50

На рис. 92 представлена схема коечной вагонетки с опрокидывающимся корытообразным кузовом (койкой), склепанным из железных листов. Для жесткости кузовов сверху имеет раму из железа специального профиля.

Нормальные размеры таких вагонеток приведены в табл. 24.

На рис. 93 представлена ящичная опрокидывающаяся вагонетка с деревянным кузовом, укрепленным тоже на деревянной раме. Вагонетки эти разгружаются путем опрокидывания в одну или обе стороны, причем соответствующие боковые борты ящика при разгрузке открываются, благодаря чему значительно улучшаются условия выгрузки.

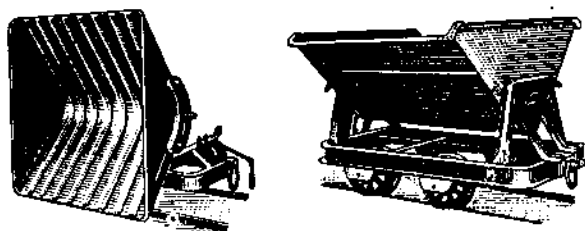


Рис. 92. Кочная вагонетка с корытообразным опрокидывающимся кузовом.

Таблица 24

Основные размеры нормальных вагонеток с опрокидывающимися койками

Емкость в м ³	Ширина колеи в м	Вагонетки с тормозом			Вагонетка без тормоза			Длина койки	Глубина койки	Диаметр колеса	Расстояние между осями	Диаметр шейки оси
		длина	ширина	высота	длина	ширина	высота					
0,5	0,5	2 120	1 315	1 080	1 715	1 315	1 315	1 140	595	300	550	40
0,5	0,6	2 120	1 315	1 080	1 715	1 315	1 315	1 140	595	300	550	40
0,75	0,5	2 300	1 470	1 215	1 870	1 470	1 470	1 250	710	300	550	40
0,75	0,6	2 300	1 470	1 240	1 870	1 470	1 470	1 250	710	300	550	40
0,75	0,75	2 420	1 470	1 225	1 980	1 470	1 470	1 250	710	300	550	40
1,00	0,60	2 260	1 585	1 270	2 165	1 585	1 585	1 405	770	350	650	45
1,00	0,75	2 620	1 585	1 270	2 165	1 585	1 585	1 405	770	350	650	45

Для определения потребного числа вагонеток и расхода сил обозначим: z — общее число вагонеток, участвующих в перемещении на каждой ветке, τ — промежуток времени между отправлением отдельных вагонеток в сек., a — расстояние между вагонетками в пути в м, L — длина пути в м, G — количество перемещаемого материала в $m/час$, V — объем или емкость вагонетки в м³, n — число вагонеток, подаваемых в час, w — скорость передвижения вагонетки в $m/сек$, γ — вес единицы объема перемещаемого материала в $кг/м^3$.

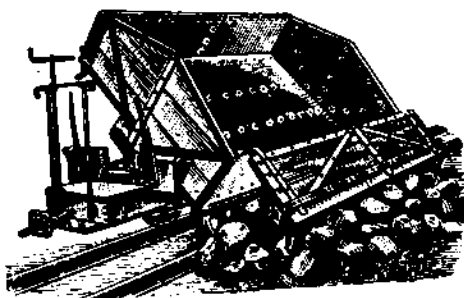


Рис. 93. Ящичная опрокидывающаяся вагонетка.

G_0 — вес порожней вагонетки в кг, H — высота подъема в м, G_s — вес тягового органа в кг/м, μ — коэффициент сопротивления, равный 0,015–0,02 при хорошем выполнении вагонетки и 0,007–0,013 при наличии роликовых подшипников.

Число вагонеток, подаваемых в час, определяется так:

$$n = \frac{G 1000}{\gamma V} \text{ шт.} \quad (112)$$

Промежуток времени между отправлением отдельных вагонеток:

$$\tau = \frac{3600}{n} = \frac{3600 \gamma V}{1000 G} = 3,6 \frac{\gamma V}{G} \text{ сек.} \quad (113)$$

Расстояние между вагонетками в пути:

$$a = w\tau = \frac{3,6 \gamma V w}{G} \text{ м.} \quad (114)$$

Общее число вагонеток, находящихся на одной ветке:

$$z = \frac{L}{a} = \frac{LG}{3,6 \gamma V w}. \quad (115)$$

Общая нагрузка обеих путевых ветвей:

$$\begin{aligned} P &= [z(2G_0 + \gamma V) + 2LG_s] = \\ &= L \left[\frac{G}{3,6w} \left(\frac{2G_0}{\gamma V} + 1 \right) + 2G_s \right] \text{ кг.} \end{aligned} \quad (116)$$

Мощность, потребная для перемещения по горизонтальному прямолинейному пути:

$$N_1 = \frac{\mu P w}{75 \eta}. \quad (117)$$

Мощность, необходимая для подъема и опускания полезного груза:

$$N_2 = \pm \frac{GH 1000}{3600 \cdot 75 \eta} = \pm \frac{GH}{270} \text{ л. с.}, \quad (118)$$

где η — механический коэффициент полезного действия, равный 0,65–0,8.

Потребная мощность привода:

$$N_e = N_1 + N_2. \quad (119)$$

Пример 34. Определить потребное число опрокидывающихся вагонеток и стоимость энергии на перемещение 1 т·м¹ при транспортировании каменного угля со склада к топкам, если:

часовая потребность угля 10 т/час,
расстояние от склада до топки 115 м и подъем 5 м,
тяга канатная по узкоколейке шириной 600 мм,
стоимость электроэнергии 6 коп. за 1 кВт·ч.

Решение. Принимаем опрокидные вагонетки емкостью 0,5 м³, весом порожней вагонетки 400 кг, т. е. $V = 0,5$ м³, $G_0 = 400$ кг.

По Hütte 1 м³ каменного угля весит:

$$\gamma = 800 \text{ кг/м}^3.$$

¹ 1 т·м означает перемещение 1 т материала на расстояние 1 м.

Грузоподъемность одной вагонетки:

$$\gamma V = 800 \cdot 0,5 = 400 \text{ кг.}$$

Количество вагонеток, подаваемых в час:

$$n = \frac{G1000}{\gamma V} = \frac{10 \cdot 1000}{400} = 25 \text{ шт.}$$

Промежуток времени между отправлениями:

$$\tau = \frac{3600}{25} = 144 \text{ сек.}$$

Расстояние между отдельными вагонетками:

$$a = \tau v.$$

Для вагонеток с канатной тягой скорость w берут до 0,5 м/сек; принимаем ее равной 0,2 м/сек, тогда

$$a = 0,2 \cdot 144 = 28,8 \text{ м.}$$

Число вагонеток на одной ветке при $L \approx 115 \text{ м}$:

$$z = \frac{L}{a} = \frac{115}{28,8} \approx 4 \text{ вагонетки,}$$

а общее число, считая и порожние ($2L$) — 8 шт.

Общая нагрузка на канат:

$$P = L \left[\frac{G}{3,6w} \left(\frac{2G_0}{\gamma V} + 1 \right) + 2G_s \right].$$

Принимая, что вес каната примерно равен 0,81 кг/м, т. е.:

$$G_s = 0,81 \text{ кг/м,}$$

получим:

$$P = 115 \left[\frac{10}{3,6 \cdot 0,2} \left(\frac{2 \cdot 400}{400} + 1 \right) + 2 \cdot 0,81 \right] \approx 4906 \text{ кг.}$$

Мощность, потребная для передвижения по горизонтали:

$$N_1 = \frac{\mu P w}{75\eta} \text{ л. с.}$$

Принимая $\mu = 0,015$ и $\eta = 0,65$, получим:

$$N_1 = \frac{0,015 \cdot 4906 \cdot 0,2}{75 \cdot 0,65} \approx 0,3 \text{ л. с.}$$

Мощность, потребная на подъем груза

$$N_2 = \frac{1000GH}{3600 \cdot 75\eta} = \frac{1000 \cdot 10 \cdot 5}{3600 \cdot 75 \cdot 0,65} \approx 0,29 \text{ л. с.}$$

Общая мощность

$$N_e = N_1 + N_2 = 0,3 + 0,29 = 0,59 \text{ л. с.}$$

Принимая коэффициент полезного действия передачи и двигателя равным 0,5, будем иметь фактическую затрату мощности:

$$N = \frac{0,59}{0,5} \approx 1,18 \text{ л. с.}$$

Стоимость транспортирования 1 т·м будет:

$$\frac{1,18 \cdot 0,736 \cdot 6}{10 \cdot 115} \approx 0,005 \text{ коп. за 1 т·м.}$$

Подвесные дороги. Очень часто для перемещения материалов по горизонтальному направлению пользуются подвесными дорогами, имеющими перед обыкновенными рельсовыми путями то преимущество, что подвесные рельсы не подвержены загрязнению, что часто случается с рельсами, уложенными на полу зданий или на заводском дворе. Подвесную дорогу легко приспособить к условиям производства и по сравнению с узкоколейкой она поглощает меньшее количество энергии и занимает меньше места.

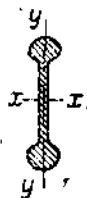


Рис. 94.
Двухголовчатый рельс.

При подвесных дорогах центр тяжести вагонетки помещается ниже линии пути перемещения, состоящего из одной или двух „ниток“, расположенных друг подле друга.

В простейшем случае, в частности, — внутри заводских зданий, устраивают подвесную дорогу с ручным перемещением тележки, для чего рельс подвешивается или к потолку здания или на кронштейнах, укрепленных на колоннах на такой высоте, чтобы, с одной стороны, под ними был свободный проход не менее 2 м, с другой стороны, чтобы рабочий смог рукой двигать тележку.

В качестве рельса берут или обыкновенные двутавровые балки или же двухголовчатый рельс, с закругленной головкой (рис. 94), соединяя отдельные звенья длиной 4—8 м при помощи накладок. Расстояния между отдельными опорами, на которые одной стороной прикрепляется рельс, делают обычно около 4 м. Рельс должен быть укреплен горизонтально: в виде исключения допускается незначительный уклон не более 0,01. В тех случаях, где необходимо при перемещении по подвесной дороге преодолевать некоторую разность высот на коротких расстояниях, устраивают приспособления для подъема рельсового звена ручной или электрической лебедкой.

При перемене направления рельса делают кривые повороты, при этом радиус закругления берут не менее 1,5 м, а еще лучше доводят его до 2—3 м, так как при слишком малом радиусе сильно возрастает сопротивление передвижению, в результате чего происходит заедание тележки, а иногда и сход ее с рельса. Ответвления устраивают или в виде специальных стрелок или в виде поворотных кругов.

Вагонетки подвесной дороги состоят из ходового механизма, подвески и кузова для транспортируемого материала; ходовой механизм состоит, как показано на рис. 95, из пары колес стальной отливки, установленных в неподвижной раме и имеющих реборды с обеих сторон и между ребордами желобообразные поверхности катания. Диаметр колес по глубине желоба 200—300 мм, ширина 70—110 мм. Валик колес делают из фосфористой бронзы или стали. При больших грузах применяют роликовые подшипники.

К корпусу ходового механизма прикрепляется подвеска, причем

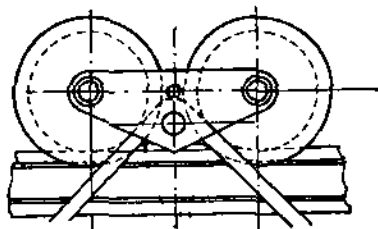


Рис. 95. Ходовой механизм вагонетки подвесной дороги.

укрепление ее делают как жестким, так и качающимся. Конструкция кузова и его форма обуславливаются характером транспортируемого материала. Во время передвижения кузов удерживается в вертикальном положении при помощи зацепки, при откидывании которой кузов опрокидывается и все его содержимое высыпается. Обычно опрокидывание производится автоматически посредством постановки в местах выгрузки особых упоров, упираясь в которые зацепка поднимается и кузов опрокидывается.

Грузоподъемность вагонеток при передвижении их вручную обычно составляет $200 \div 600$ кг, скорость перемещения — около $0,5$ м/сек. В тех случаях, когда ходовой механизм снабжается электромотором, полезный груз достигает 1000 кг и более, а скорость $2 \div 3$ м/сек, при этом колеса снабжаются роликовыми подшипниками.

При больших расстояниях устройство рельс и мачт для них обходится слишком дорого, и в этих случаях более выгодно устраивать канатные подвесные дороги, из которых наиболее распространенной является двухканатная подвесная дорога.

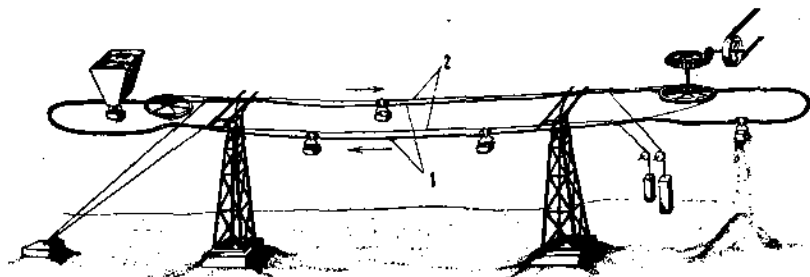


Рис. 96. Схема устройства двухканатной подвесной дороги.

В двухканатных подвесных дорогах применяются два каната, из которых один является неподвижным — „несущим“ канатом, служащим исключительно в качестве пути передвижения тележек, другой — „тяговой“ канат движется вдоль несущего каната, захватывает вагонетки и перемещает их.

Схема устройства двухканатной подвесной дороги показана на рис. 96. Она состоит из двух параллельно расположенных несущих канатов 1, опирающихся через определенные расстояния на подпоры. Один конец несущих канатов закреплен вглухую, другой проходит через направляющие ролики и натягивается подвешенным грузом.

Под или над несущими канатами находится в непрерывном движении бесконечный тяговый канат 2, который при своем движении захватывает вагонетки, подвешенные на несущем канате, и перемещает их от места загрузки к месту разгрузки.

На местах загрузки и разгрузки оба несущих каната соединяются подвесными рельсами, по которым вагонетки могут перемещаться с одного каната на другой.

Тележки подвесной дороги в месте загрузки загружаются вручную или механически и далее вручную проталкиваются к месту

сцепки, с равномерной очередностью на одинаковых расстояниях одна от другой. Здесь они захватываются тяговым канатом, который их перемещает с рельса на несущий канат и затем к месту разгрузки. В месте разгрузки вагонетка или автоматически опрокидывается, и таким образом происходит ее разгрузка, или снова перемещается с несущего каната на рельс, автоматически отцепляется и вручную откатывается к месту разгрузки. Порожние вагонетки подаются к месту сцепки и тяговым канатом перемещаются по другому канату в обратном направлении к месту загрузки.

Тележки двухканатной подвесной дороги имеют специальные приспособления для автоматического сцепления с тяговым канатом, причем в существующих установках конструкции этих сцеплений чрезвычайно разнообразны.

Скорость перемещения тягового каната $2,25 \text{ м/сек}$, число вагонеток, подаваемых в час, $60 \div 120$ для средних производительностей, а для больших доходит до $200 \div 250$. Вес загружаемого в вагонетку материала колеблется в пределах $200 \div 1200 \text{ кг}$, но в исключительных случаях бывает и $1500 \div 2000 \text{ кг}$ для одной тележки. Пропускная способность двухканатной дороги обыкновенно $10 \div 100 \text{ т/час}$, а иногда доходит и до 250 т/час . Длина участка, через который можно провести непрерывно действующую канатную дорогу, зависит от производительности и местных условий и иногда доходит до $15 \div 17 \text{ км}$ в один ход тягового каната.

Расчет числа вагонеток и расхода мощности можно провести так же, как и в предыдущем разделе. Коэффициент сопротивления при приработанных механизмах можно брать равным 0,01.

Двухканатные подвесные дороги в настоящее время нашли себе огромное распространение для подачи различного рода сырья и топлива, строительных материалов и т. п. К преимуществам их необходимо отнести простоту установки, полную независимость от состояния грунта и свободу передвижения под ними.

Транспортеры

Приспособления для перемещения твердых материалов непрерывным потоком, движущимся в одном направлении, называют просто транспортерами, причем они применяются большей частью для перемещения сыпучих материалов и соединены с особыми погрузочными или разгрузочными приспособлениями, подающими транспортеру установленное количество груза. Основные достоинства их — большая скорость перемещения, легкость, сравнительная дешевизна установки, небольшая затрата энергии.

В основном транспортеры делятся на две группы: а) транспортеры с тягой и б) транспортеры без тяги.

К первой группе относятся: скребки или волочилки, ленточные транспортеры и норки, или элеваторы. Транспортеры без тяги: шнеки, вращающиеся трубы, трясучки и гравитационные трубы.

20. Транспортеры с тягой

В транспортерах с тягой применяют для тяги цепи, канаты и ленты. Цепи легко чинить при их разрыве, они меньше растягиваются,

устройство приводного механизма проще благодаря наличию звеньев, лежащих на зубьях, но они дороги и обладают сравнительно большим весом.

Канаты гораздо дешевле, меньше изнашиваются благодаря отсутствию шарниров, не грозят внезапным разрывом, растягивание их происходит постепенно. Применяются канаты чаще при перемещениях на больших расстояниях.

Ленты (пеньковые, хлопчатобумажные, шерстяные, резиновые или из стальной проволоки) допускают движение с большой скоростью. Применяются на коротких расстояниях для перемещения грузов, которые помещаются на них непосредственно.

Тяга в транспортерах приводится в движение при помощи зубчатых колес или барабанов и снабжается приспособлениями для натягивания.

При горизонтальном и наклонном перемещении эти транспортеры нуждаются в опорах, для чего применяются или опорные ролики (для более легких грузов) или рельсы с ползунками и катящимися роликами (для тяжелых грузов).

Общие недостатки транспортеров с тяговым устройством: они сравнительно дороги и сильно загрязняются во время работы.

Скребки и волочилки. Простейшим транспортером для перемещения твердых материалов в горизонтальном или слегка наклонном направлении являются скребки и волочилки различных конструкций. Схема устройства скребка показана на рис. 97. Он состоит из деревянного, железного, а иногда и чугунного жолоба 1, в котором непрерывно движется бесконечная цепь 2 с прикрепленными к ней гребками или лопатками 3. Цепь приводится в движение зубчатым барабаном 4, приводимым в движение в свою очередь от трансмиссии. Лопатки с боков снабжены лапами 5, скользящими при движении по направляющим 6, укрепленным наверху жолоба.

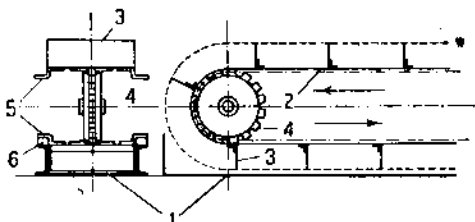


Рис. 97. Схема устройства скребка.

Лопатки или гребки при движении цепи захватывают поступающий на одном конце жолоба материал и тянут его за собой, пока он не свалится на другом конце жолоба, или же пока не упадет в разгрузочное отверстие, устроенное в дне жолоба.

Перемещаемый материал может насыпаться в любом месте жолоба, точно так же в любом месте дна жолоба можно устроить отверстия для выпуска материала, снабженные задвижкой. Прикрывая задвижку часть отверстия, можно выпускать через него лишь некоторую долю материала; другая же часть его, двигаясь по жолобу, дальше, выпускается в следующее открытое отверстие; таким образом при помощи скребков можно выгружать материал одновременно в нескольких местах.

Эта возможность одновременной подачи материала в несколько мест, а вместе с тем простота и дешевизна устройства скребков

и явились побудительными причинами широкого распространения их в технике перемещения материалов.

Изменение направления движения материала достигается путем установки двух желобов под соответствующим углом, как это показано на схеме рис. 98.

При помощи одного скребка перемещают $8 \div 15$ т/час на расстояние $15 \div 20$ м.

Скорость перемещения скребков берут $0,25 \div 0,75$ м/сек.

Размеры прямоугольных лопаток: ширина $250 \div 600$ мм, высота $100 \div 150$ мм.

Расстояние между лопатками $400 \div 600$ мм.

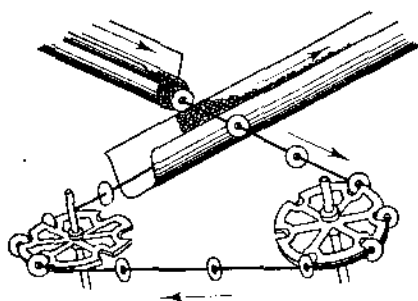


Рис. 98. Скребки, установленные под углом.

Объем материала, захватываемый одной лопаткой, колеблется в пределах от 2,5 до 18 л.

Расход силы колеблется в пределах от $\frac{1}{120}$ до $\frac{1}{250}$ л. с. на 1 т·м материала в час.

Обозначим: G — количество перемещаемого материала в т/час, V — объем материала, забираемого одним скребком (лопаткой) в 1 мин. в л, a — расстояние между лопатками в м, w — скорость перемещения в м/сек, γ — вес единицы объема материала в т/м³.

Производительность транспортера можно выразить так:

$$G = \frac{3600}{1000} \cdot \frac{V\gamma}{a} w \text{ т/час,}$$

или

$$G = 3,6 \frac{V}{a} \gamma w \text{ т/час.} \quad (120)$$

К недостаткам скребков надо отнести то, что при помощи их можно перемещать только такие материалы, которые не ломаются от механических воздействий лопаток; материалы ломкие и хрупкие могут притти в полную негодность вследствие разламывания и истирания. Кроме того часто происходят перекосы скребков, что нередко ведет к останову и порче транспортера.

Пример 35. Определить производительность и расход силы скребка для перемещения каменного угля на расстояние в 10 м, если ширина лопаток 0,25 м, расстояние между ними 0,5 м и скорость движения 0,5 м/сек. Объем материала, захватываемый одной лопаткой, 2,5 л.

Решение. Вес 1 м³ каменного угля (по Hütte) 0,8 т, $\gamma = 0,8$ т/м³:

$$V = 2,5 \text{ л;}$$

$$a = 0,5 \text{ м;}$$

$$w = 0,5 \text{ м/сек;}$$

$$G = 3,6 \frac{V}{a} \gamma w = 3,6 \cdot \frac{2,5}{0,5} \cdot 0,8 \cdot 0,5 = 7,2 \text{ т/час.}$$

Принимая максимальную затрату энергии, найдем мощность, затрачиваемую в 1 час.:

$$N = \frac{1}{120} \cdot 7,2 \cdot 10 = 0,6 \text{ л. с.}$$

Ленточные транспортеры. Из всех транспортеров ленточные транспортеры раньше всех других средств перемещения разного рода материалов стали применяться при горизонтальном и слегка наклонном (не более 22°) направлении перемещения и в настоящее время получили очень широкое распространение как для транспортирования сыпучих материалов, так и для перемещения штучных грузов.

Применяются ленточные транспортеры для перемещения как на небольшие, так и на очень большие расстояния, в среднем на $100 \div 150$ м. Чаще других транспортеров их используют для непосредственного перемещения в аппаратах, примером чего могут служить ленточные сушилки.

В простейшем виде ленточный транспортер (рис. 99) состоит из бес-

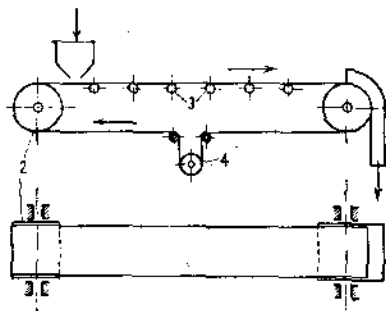


Рис. 99. Схема ленточного транспортера.

конечного полотна или ленты 1, непрерывно движущейся вокруг двух барабанов 2. При движении ленты материал переносится от места его загрузки до места разгрузки, при этом место разгрузки обычно лежит в конце транспортера, как это и изображено на рис. 99. Разгрузка может быть также осуществлена в любом месте по пути движения ленты при помощи тележки (сбрасывателя) с двумя роликами, которые сгибают ленту в виде буквы S; схема такой разгрузки показана на рис. 100.

Во избежание провисания ленты под ней устанавливают целый ряд роликов 3 (рис. 99), расположенных на некотором расстоянии друг от друга. Кроме того особым натяжным приспособлением с грузом 4 лента натягивается и прижимается к барабану с некоторой силой, вызывающей между ними трение, заставляющее ленту двигаться при вращении барабана.

Ленты изготовляются из хлопчатобумажной или пеньковой ткани с пропиткой балатой или из прорезиненной хлопчатобумажной ткани. Несущей части ленты придается или плоская форма, путем расположения на обыкновенных роликах, установленных горизонтально, или же вогнутая — путем установки ленты на роликах, расположенных под некоторым углом к горизонтали.

Скорость перемещения ленты колеблется: для сыпучих материалов в пределах $1 \div 3$ м/сек и для штучных — $0,8 \div 1,5$ м/сек.

Ширина ленты бывает от 200 до 2000 мм.

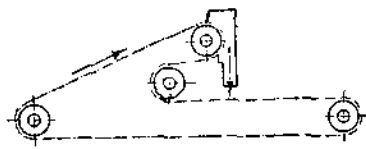


Рис. 100. Схема разгрузки ленточного транспортера.

Производительность ленточного транспортера зависит от скорости движения ленты и ширины ее.

Для материалов штучных, если обозначить через: G_1 — вес каждой штуки материала в кг, a — расстояние между отдельными штуками материала в м, производительность выразится формулой

$$G = 3,6 \frac{G_1}{a} w \text{ т/час.} \quad (121)$$

Расстояние между отдельными штуками материала зависит от скорости подачи грузов на транспортер, и наибольшая возможная производительность транспортера при данной скорости будет тогда, когда отдельные штуки материала будут укладываться на ленту вплотную друг к другу; в этом случае a будет равно длине одной штуки материала.

Вообще говоря, для долговечности ленты важно, чтобы перемещаемый материал, будет ли то штучный материал или сыпучий, подавался на ленту равномерно в надлежащих количествах, что достигается установкой погрузочных приспособлений, например питающих валцов; при этом желательно, чтобы скорость подачи материала на ленту была равна скорости движения ленты.

Производительность ленточного транспортера при перемещении сыпучих материалов зависит от скорости ленты и площади поперечного сечения слоя материала, насыпанного на ленту.

Уподобляя непрерывный поток материала на ленте потоку жидкости, часовую производительность ленточного транспортера можно выразить так:

$$G = V_{\text{сек}} \gamma \cdot 3600 \text{ т/час,}$$

$$\text{или } G = F w \gamma \cdot 3600 \text{ т/час,}$$

где F — площадь поперечного сечения материала на ленте в м^2 , γ — вес 1 м^3 в т, w — скорость ленты в м/сек.

По опытным данным сыпучие материалы располагаются на ленте слоем, поперечное сечение которого ограничено сверху параболой.

Из математики известно, что площадь сечения, ограниченная с одной стороны прямой, а с другой параболой, выражается так

$$F = \frac{2}{3} b h,$$

где b — основание и h — высота; в данном случае F — равно $\frac{2}{3}$ произведения основания слоя материала на его наибольшую высоту на ленте.

Таким образом объем материала, протекающего по ленте в 1 сек., будет:

$$V_{\text{сек}} = F w = \frac{2}{3} b h w \text{ м}^3/\text{сек,}$$

а производительность:

$$G = \frac{3600 \cdot 2}{3} b h w \gamma \text{ т/час.}$$

или

$$G = 2400 b h w \gamma \text{ т/час.}$$

При спокойном ходе ленты можно практически принять наибольшую высоту слоя на ней равной $\frac{1}{12}$ ширины, а ширину слоя можно принять равной 0,9 ширины ленты минус 0,05 м.

Обозначая через B ширину ленты в м, можно практически написать:

$$h = \frac{1}{12} b; b = 0,9B - 0,05 \text{ или } h = \frac{1}{12} (0,9B - 0,05).$$

Подставляя эти значения в выражение производительности, получаем

$$G = \frac{2400}{12} (0,9B - 0,05)^2 \gamma w \text{ т/час,}$$

или окончательно

$$G = 200 (0,9B - 0,05)^2 \gamma w \text{ т/час.} \quad (122)$$

Расход энергии на перемещение при помощи ленточных транспортеров зависит от длины пути перемещения и практически колеблется в пределах от $\frac{1}{300}$ до $\frac{1}{500}$ л. с. на 1 т · м.

Вычисление мощности теоретическим путем будет приведено в следующем параграфе.

Пример 36. Определить часовую производительность ленточного транспортера для подачи материала в мешках весом 60 кг каждый, если длина мешка 1 м и мешки укладываются вплотную друг к другу, а скорость ленты 1 м/сек.

Решение. Производительность определяется уравнением:

$$G = 3,6 \frac{G}{a} w \text{ т/час.}$$

По условию:

$$G = 60 \text{ кг,}$$

$$a = 1 \text{ м,}$$

$$w = 1 \text{ м/сек.}$$

Следовательно

$$G = 3,6 \frac{60}{1} \cdot 1 = 216 \text{ т/час.}$$

Пример 37. Определить теоретически максимальную производительность ленточного транспортера шириной 400 мм для перемещения молотой каменной соли. **Решение.** По Hütte вес 1 м³ молотой каменной соли 0,77 т, $\gamma = 0,77 \text{ т/м}^3$. Принимаем скорость ленты $w = 2 \text{ м/сек}$. Ширина ленты $B = 0,4 \text{ м}$ (по условию). Следовательно производительность ленты

$$G = 200 \cdot (0,9B - 0,05)^2 \gamma w = 200 (0,9 \cdot 0,4 - 0,05)^2 0,77 \cdot 2 \approx 29,6 \text{ т/час.}$$

Нории, или элеваторы. Для перемещения материалов по вертикальному или сильно наклонному направлению служат нории, или элеваторы, с закрепленными на движущейся цепи или ленте ковшами. Схема устройства элеватора представлена на рис. 101; элеватор состоит из бесконечной цепи или ленты 1, на которой закреплены подающие приспособления в виде карманов или ковшей.

Лента натянута на два барабана, приводимые в движение от трансмиссии. При вращении барабаны за счет трения передвигают ленту, причем с одной стороны она поднимается снизу вверх, а с другой опускается сверху вниз. Материал подводится снизу, захватывается ковшами и поднимается в них наверх; при сматывании ленты с верхнего барабана ковши опрокидываются и содержимое их выбрасывается в приемный жолоб. Таким образом все поднимающиеся ковши элеватора идут нагруженными, а все опускающиеся — порожними.

Чем выше подъем, тем большее число ковшей должен иметь элеватор, и тем большую нагрузку он несет. Вся эта нагрузка тянется верхним барабаном, вал которого закрепляется в неподвижных подшипниках. Нижний барабан устанавливается в подшипниках, которые при помощи винта можно перемещать по вертикали, чем и достигается необходимое натяжение ленты. Во время остановки элеватора висящий на нем груз поддерживается при помощи храпового колеса с собачкой.

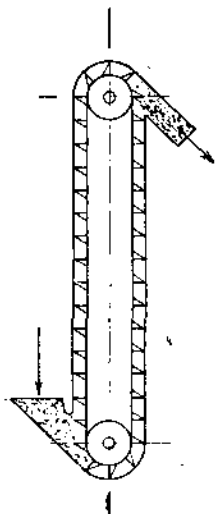


Рис. 101. Схема устройства элеватора.

С целью предупреждения несчастных случаев при движении элеватора, особенно во время возможного разрыва цепи или ленты, а также с целью устранения возможности попадания посторонних предметов в ковши элеватора последний по всей его высоте со всех сторон обшивается деревянной или железной обивкой. Кроме того при перемещении сыпучих материалов, дающих пыль, кожух элеватора соединяют с пылеуловителем, снабженным вентилятором.

Элеваторы делают как вертикальными, так и наклонными с углом наклона не менее $60-45^\circ$. Вертикальные элеваторы делают как с лентами, так и с цепями. При больших подъемах и большой вместимости ковшей передаваемое усилие может быть значительным, и в таких случаях цепи предпочитают лентам.

Наклонными элеваторами пользуются для подъема более тяжелых материалов, причем в них обычно применяют одну или две тяжелых плоскостных цепи с откованными ушками для прикрепления ковшей.

Скорость движения вертикальных элеваторов достигает до $0,8 \text{ м/сек}$, в то время как в наклонных скорость обычно не бывает больше $0,3 \text{ м/сек}$. Высота подъема элеватором достигает до 50 м и больше. Емкость ковшей зависит от характера перемещаемого материала и крупности кусков. Для мелких кусков и зерен емкость ковша берут от $0,1$ до 3 л , для крупных от 15 до 100 л и больше. Расстояние между ковшами выбирают так, чтобы соседние ковши не мешали друг другу при наполнении и опорожнении.

Расход энергии на работу элеватора сильно колеблется в зависимости от высоты подъема. В среднем коэффициент полезного дей-

ствия элеватора достигает величины $0,4 \div 0,75$, что соответствует расходу энергии от $1/100$ до $1/200$ л. с. на $1 \text{ т} \cdot \text{м}$, при этом большие значения относятся к элеваторам с небольшой высотой подъема до $10 \div 15 \text{ м}$, а меньшие — для высоты подъема до 50 м .

Производительность элеватора, пользуясь теми же обозначениями, что и выше, можно выразить так:

$$G = 3,6\varphi \frac{V}{a} \gamma w \text{ т/час}, \quad (123)$$

где φ — степень наполнения ковшей, зависящая от величины кусков перемещаемого материала и колеблющаяся в пределах от $0,4$ до $1,0$.

Пример 38. Определить производительность и мощность вертикального элеватора для подъема серного колчедана на высоту 15 м , если ковши имеют емкость 5 л и расположены на расстоянии 250 мм друг от друга.

Решение. Вес 1 м^3 колчедана равен $3,3 \text{ т}$, $\gamma = 3,3 \text{ т/м}^3$. Принимаем степень заполнения ковшей $\varphi = 0,75$. По условию $a = 0,250 \text{ м}$ и $V = 5 \text{ л}$. Скорость перемещения принимаем $0,8 \text{ м/сек}$.

Производительность:

$$G = 3,6\varphi \frac{V}{a} \gamma w = 3,6 \cdot 0,75 \cdot \frac{5}{0,25} \cdot 3,3 \cdot 0,8 \approx 142 \text{ т/час}.$$

При высоте подъема 15 м полезная работа

$$T = PH = 142\,000 \cdot 15 = 2\,130\,000 \text{ кгм/час}.$$

Принимая коэффициент полезного действия $\eta = 0,5$, найдем эффективную мощность:

$$N_e = \frac{T}{3600 \cdot 75\eta} = \frac{2\,130\,000}{3600 \cdot 75 \cdot 0,5} \approx 15,8 \text{ л. с.}$$

21. Транспортёры без тяги

Шнеки. Самым компактным и широко распространенным средством перемещения сыпучих материалов в горизонтальном или на-

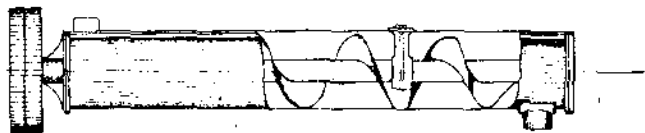


Рис. 102. Шнек.

клонном до 45° направлении является шнек, или Архимедов винт, схематически изображенный на рис. 102.

Шнек представляет собою винтообразное тело, вращающееся вокруг оси в металлическом или деревянном жолобе.

Винт насаживается на валу при помощи втулок с выступами или непосредственной приваркой спиралей, согнутых из железа. Вал вращается при помощи ременной передачи в подшипниках, устанавливаемых как на концах жолоба, так и в середине его.

Материал, насыпанный в жолоб, образует как бы гайку для винта и при вращении последнего передвигается вдоль оси, при этом происходит не только большая затрата работы на продвижение груза вдоль жолоба, но сверх того расходуется работа на

преодоление сопротивлений трения в жолобе между вращающимся винтом и перемещаемым материалом.

Поэтому шнеки применяются только для подачи на сравнительно короткие расстояния и для перемещения таких материалов, истирание которых не играет роли.

Поступление и разгрузка материала может производиться в любом месте жолоба, при этом для разгрузки устраивают в дне жолоба отверстия с задвижками.

Изменение направления горизонтального перемещения материала достигается путем установки двух или нескольких шнеков, расположенных под соответствующими углами.

К достоинствам шнека относятся: компактность, незначительные предварительные затраты на оборудование, невысокие расходы по обслуживанию, возможность полной изоляции перемещаемого материала.

Недостатками шнеков являются: высокий расход энергии, возможность порчи материала ввиду наличия истирающих усилий, незначительная производительность.

Наружный диаметр винта шнека делают практически в пределах 100—600 мм; шаг (или ход) винта — в пределах от 0,5 до 1,0 диаметра; число оборотов — 45—100 в минуту.

Наиболее употребительные соотношения отдельных размеров и производительности в м³/час шнеков даны в табл. 25.

Таблица 25

Размеры и производительность шнеков

Наружный диаметр винта в мм	100	120	160	200	250	300	400	600
Шаг винта в мм	80	95	125	150	180	210	280	400
Число об/мин	100	90	80	70	65	60	55	45
Диаметр вала в мм	35	40	50	55	60	70	80	100
Производительн. в м ³ /час .	1,2	1,8	3,7	5,9	10	15	31	76

Теоретически производительность шнека можно вычислить так.

Пусть: d_1 — диаметр вала в м, d — наружный диаметр винта в м, s — шаг винта в м, n — число об/мин, γ — вес 1 м³ материала внасыпку в т, φ — степень заполнения шнека материалом, причем практически φ равно от $\frac{1}{3}$ до $\frac{1}{4}$ площади сечения жолоба.

За один оборот винта перемещается материала:

$$\varphi \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) s n \text{ м.}$$

Так как величина диаметра вала незначительна по сравнению с диаметром винта, то ею можно пренебречь; тогда за 1 оборот винта переместится материала:

$$\varphi \frac{\pi d^2}{4} s n \text{ м}$$

и при n об/мин часовая производительность выразится:

$$G = \varphi \frac{\pi d^2}{4} s \gamma n 60 \text{ т}$$

или

$$G = 15 \varphi \pi d^2 s \gamma n \text{ т.} \quad (124)$$

Расход силы при перемещении шнеком практически выражается величиной от $\frac{1}{100}$ до $\frac{1}{200}$ л.с. на 1 т · м.

Вращающиеся трубы. Вращающиеся трубы работают в основном так же, как и шнеки. Они состоят, как показано на рис. 103, из цилиндрического барабана, к внутренней поверхности которого прикреплена винтовая поверхность из листового железа; вал отсутствует.

Перемещение материала здесь происходит вследствие вращения барабана на опорных роликах, причем одновременно с перемещением материала происходит и перемешивание.

Загрузка и разгрузка материала во вращающихся трубах может происходить только на концах барабана, что ограничивает сферу их применения. Применяются они исключительно при перемещении на короткие расстояния, причем в среднем можно считать, что за 1 оборот трубы материал перемещается примерно на расстояние, равное $\frac{2}{6}$ наружного диаметра ее, при этом степень заполнения от $\frac{1}{8}$ до $\frac{1}{4}$ площади поперечного сечения.

Так как материал в трубах герметически закрыт со всех сторон, то они находят применение при перемещении материалов, выделяющих пыль.

Производительность вращающихся труб можно определить так же, как и производительность шнека.

Пример 39. Определить размеры шнека для перемещения 10 т/час измельченной каменной соли.

Решение. Вес измельченной соли по Hütte $\gamma = 1,015 \text{ т/м}^3$. Принимаем соотношение между шагом и диаметром винта $s = 0,8 d$ и скорость 60 об/мин.

Из уравнения (124)

$$d = \sqrt[3]{\frac{G}{15 \varphi \pi s \gamma n}}$$

Принимаем $\varphi = 0,3$;

тогда

$$d = \sqrt[3]{\frac{10}{15 \cdot 0,3 \cdot 3,14 \cdot 0,8 d \cdot 1,015 \cdot 60}}$$

или

$$d = \sqrt[3]{\frac{10}{15 \cdot 0,3 \cdot 3,14 \cdot 0,8 \cdot 1,015 \cdot 60}} \approx \sqrt[3]{0,0145} \approx 0,25 \text{ м.}$$

Шаг винта $s = 0,8 \cdot 0,25 = 0,20 \text{ м.}$

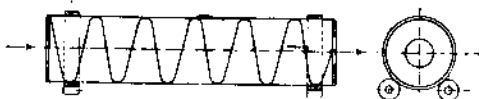


Рис. 103. Вращающаяся труба.

Трясучки. Трясучки, или качающиеся желоба, служат исключительно для горизонтального перемещения, так как даже при незначительном подъеме их производительность сильно падает.

Трясучка (рис. 104) представляет собой горизонтальный или с наклоном до 15° жолоб или корыто, качающееся взад и вперед на ряде вертикальных стержней, концы которых соединены при помощи шарниров с одной стороны с жолобом, а с другой — с фундаментной плитой.

Жолоб при помощи кривошипного механизма приводится в продольно-колебательное движение, при этом при движении вперед он поднимается стержнями и насыпанный на него материал передвигается на некоторое расстояние вперед. При обратном ходе жолоб опускается, а материал по инерции некоторое время продолжает двигаться вперед.

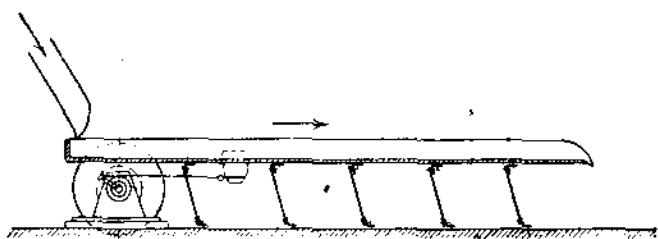


Рис. 104. Схема устройства трясучки.

Загрузка и разгрузка материала может производиться в любом месте жолоба.

Длинные жолоба, более чем в 100 м, разделяются на секции, которые приводятся в движение или при помощи нескольких кривошипных механизмов, или же одна секция приводит в движение другую при помощи перекрещивающихся рычагов. Секции располагаются в виде ступеней так, чтобы материал с одного жолоба ссыпался на следующий.

Ход жолоба за один оборот кривошипа от 25 до 30 мм.

Число ходов $300 \div 350$ в 1 мин.

Скорость перемещения материала от 0,1 до 0,2 м/сек.

Желоба делают длиной до 15 м и шириной до 1000 мм и выше.

Материал располагают слоем толщиной от 20 до 60 мм.

Принимая обозначения: b — ширина жолоба в м, h — высота слоя материала в м, w — скорость перемещения в м/сек, γ — вес 1 м³ материала в т, производительность определится:

$$G = 3600 bh\gamma w \text{ т/час.} \quad (125)$$

Расход силы колеблется в пределах от $\frac{1}{30}$ до $\frac{1}{200}$ л. с. на 1 т.м.

Таким образом расход силы в трясучках больше, чем во всех рассмотренных транспортерах, но все же трясучки находят широкое применение, так как обладая преимуществом скребков и шнеков —

принимать и высыпать материал одновременно в нескольких местах, в то же время не портят материала и могут сравниться в этом отношении с ленточными транспортерами.

Пример 40. Определить производительность трясучки при перемещении известкового камня на 10 м, если ширина жолоба $b = 0,4$ м, высота слоя материала $h = 0,02$ м.

Решение. Вес 1 м³ известкового камня 0,7 т, $\gamma = 0,7$ т/м³. Принимаем скорость перемещения $w = 0,2$ м/сек. Производительность:

$$G = 3600 b h \gamma w = 3600 \cdot 0,4 \cdot 0,02 \cdot 0,7 \cdot 0,2 \approx 4,032 \text{ т/час.}$$

22. Мощность транспортеров

Мощность и расход энергии транспортеров теоретически можно вычислить по Н. Ашмунд следующим образом.

Пусть L_m — длина пути подачи транспортера в м, L_n — длина пути перемещения груза в м, H_m — высота транспортера в м, H_n — высота подъема груза в м, G_n — вес перемещаемого материала, приходящийся на 1 м длины транспортера (в кг/м), G_m — вес транспортера в кг, отнесенный к 1 м длины пути (в кг/м), G — производительность транспортера в т/час, P — максимальная сила тяги тягового органа в кг при средней его производительности, N — потребная мощность в л. с., μ_n — коэффициент трения перемещаемого материала, μ_m — коэффициент трения транспортера, w — скорость движения транспортера в м/сек, η_n — коэффициент полезного действия передачи от привода, μ_w — коэффициент трения ведущего шкива.

а) Для цепных транспортеров. При горизонтальном перемещении сила тяги определится выражением:

$$P = G_n L_n \mu_n + G_m L_m \mu_m \text{ кг,} \quad (126)$$

а мощность транспортера:

$$N = \left(\frac{G}{3,6w} L_n \mu_n + G_m L_m \mu_m \right) (1 + \mu_w) \frac{w}{75 \eta_n} \text{ л. с.} \quad (127)$$

При вертикальном перемещении сила тяги

$$P = G_n H_n + \frac{1}{2} G_m H_m \text{ кг} \quad (128)$$

и мощность

$$N = [G_n H_n + (G_n H_n + G_m H_m) \mu_w] \frac{w}{75 \eta_n} \text{ л. с.} \quad (129)$$

При перемещении по смешанному направлению сила тяги

$$P = G_n (H_n + L_n \mu_n) + G_m \left(\frac{1}{2} H_m + L_m \mu_m \right) \text{ кг} \quad (130)$$

и мощность

$$N = \left\{ \left[\frac{G}{3,6w} (H_{\kappa} + L_{\kappa}^{\mu_{\kappa}}) + G_m L_{m^{\mu_m}} \right] (1 + \mu_w) + G_m H_{m^{\mu_m}} \right\} \frac{w}{85 \eta_n} \text{ л. с.} \quad (130a)$$

Приведенные формулы силы тяги и мощности применимы только к расчету таких транспортеров, у которых цепь приводится в движение путем зацепления с цепным блоком, а не вследствие силы трения цепи по поверхности шкива или барабана, т. е. для транспортеров без добавочного натяжения.

б) Для ленточных транспортеров с добавочным натяжением ленты. В тех случаях, когда лента транспортера дает добавочное, натяжение, с тем чтобы вызвать силу трения на окружности барабана или шкива, необходимую для приведения ленты в движение, при определении мощности принимают приближенно, что окружное усилие P_1 на ободе ведущего шкива равно удвоенной силе натяжения сбегającego конца ленты, т. е. на ленту действует сила

$$P_1 = 2P = 2[G_{\kappa} L_{\kappa}^{\mu_{\kappa}} + G_m L_{m^{\mu_m}}] \text{ кг.}$$

Сила, действующая на ось ведущего шкива, в этом случае равна $3P$.

Силу давления на ось ведомого шкива, служащего также в качестве натяжного шкива, приближенно можно считать также равной $2P$. Тогда суммарная сила, определяющая трение в подшипниках обоих шкивов, составляет $5P$, в то время как при движении, осуществляемом путем зацепления, эта сила равна только P .

Поэтому расход энергии при натяжных лентах определится уравнением:

$$N = \left(\frac{G}{3,6w} L_{\kappa}^{\mu_{\kappa}} + G_m L_{m^{\mu_m}} \right) (1 + 5\mu_w) \frac{w}{75 \eta_n}. \quad (131)$$

с) Для шнеков и вращающихся труб. В винтовых транспортерах материал перемещается помимо продольного направления также относительно винтовой поверхности.

Обозначим дополнительно: μ_n — коэффициент трения в подшипниках, $\mu_{\kappa.ж}$ — коэффициент трения материала о жолоб, $\mu_{\kappa.в}$ — коэффициент трения материала по винту.

При продольном перемещении за один оборот винта, равном ходу винта (s), материал проходит по винтовой поверхности максимальный путь, равный

$$\sqrt{(\pi d)^2 + s^2},$$

или, пренебрегая величиной s^2 как ничтожно малой по сравнению с величиной $(\pi d)^2$, этот путь можно выразить как πd .

Считаем, что при обычном заполнении путь, совершаемый в относительном движении центром тяжести перемещаемого материала, будет равен $3/4$ от максимального пути по продольному на-

правлению, т. е. $\frac{3}{4} \pi d$, и что затрата мощности на это перемещение выразится величиной

$$N_{\text{с}} = G_m L_m \mu_{\text{м.ю}} \omega \frac{3}{4} \cdot \frac{\pi d}{s} \mu_{\text{м.с}} \text{ кгм/сек.}$$

Мощность, затрачиваемая на движение материала вдоль жолоба, выражается так:

$$N_{\text{ю}} = G_m L_m \omega \mu_{\text{м.ю}} \text{ кгм/сек.}$$

К этой мощности необходимо прибавить мощность N_n , идущую на трение в подшипниках винта:

$$N_n = G_m L_m \frac{\pi d_1}{s} \omega \mu_n \text{ кгм/сек.}$$

Наконец, надо учесть потерю работы за счет трения, возникающего при продольном и боковом сдвиге материала. Эти потери определяются умножением $N_{\text{с}}$ и $N_{\text{ю}}$ на μ_o , где μ_o — коэффициент трения опор, принимающих на себя нагрузки от этих сдвигов.

Таким образом потребная мощность винтового транспортера будет

$$N = \left[\frac{G}{3,6 \omega} \left(L_m \mu_{\text{м.ю}} + L_m \mu_{\text{м.с}} \mu_{\text{м.ю}} \frac{3}{4} \frac{\pi d_1}{s} \right) (1 + \mu_o) + G_m L_m \frac{\pi d_1}{s} \mu_n \right] \text{ л. с.} \quad (131a)$$

Пример 41. Ковшовой элеватор для подъема каменного угля с ковшами емкостью 55 л, укрепленными на цепи, имеет расстояние между осями зубчатых колес 25 м; диаметр колес 500 мм. Расстояние между ковшами 516 мм, вес порожнего ковша 40 кг, вес 1 м цепи 20 кг. Определить мощность привода, если колеса делают 40 об/мин и коэффициент трения в подшипниках колес 0,08.

Решение. По условию имеем:

Объем ковша $V = 55 \text{ л}$.
 Расстояние между ковшами $a = 0,516 \text{ м}$.
 Число оборотов $n = 40$ в минуту
 Диаметр барабана $d = 0,5 \text{ м}$.
 Скорость движения цепи

$$\omega = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 40}{60} \approx 1 \text{ м/сек.}$$

Вес 1 м³ каменного угля 0,8 т; $\gamma = 0,8 \text{ т/м}^3$.

Коэффициент заполнения принимаем $\varphi = 0,6$.

Производительность элеватора

$$G = 3,6 \varphi \frac{V}{a} \gamma \omega = 3,6 \cdot 0,6 \cdot \frac{55}{0,516} \cdot 0,8 \cdot 1 = 185 \text{ т/час.}$$

Высота подъема груза $H_m = 25 \text{ м}$.

Высота (длина) транспортера $H_m = 2H_m + \pi d$,

или

$$H_m = 2 \cdot 25 + 3,14 \cdot 0,5 \approx 51,6 \text{ м.}$$

Количество ковшей:

$$\frac{51,6}{a} = \frac{51,6}{0,516} = 100 \text{ шт.,}$$

из них 50 загруженных и 50 порожних.

Вес материала в 50 загруженных ковшах

$$50 \gamma V_{\varphi} = 50 \cdot 0,8 \cdot 55 \cdot 0,6 \approx 1320 \text{ кг};$$

на 1 м высоты вес материала:

$$G_m = \frac{1320}{25} \approx 53 \text{ кг}.$$

Вес транспортера, т. е. порожних ковшей и цепи

$$G_m H_m = 100 \cdot 40 + 51,6 \cdot 20 = 5132 \text{ кг}.$$

Коэффициент трения в подшипниках по условию

$$\mu_m = 0,08.$$

Принимаем коэффициент полезного действия зубчатой передачи и трансмиссии

$$\eta_m = 0,8.$$

Мощность определяем по уравнению как для вертикального перемещения:

$$N = [G_m H_m + (G_m H_m + G_m H_m) \mu_m] \frac{w}{75 \eta_m} =$$

$$= [53 \cdot 25 + (53 \cdot 25 + 5132) 0,08] \frac{1}{75 \cdot 0,8} \approx 30,8 \text{ л. с.}$$

23. Гравитационные, гидравлические и пневматические транспортеры

Гравитационные транспортеры. Для перемещения материалов под действием их собственной тяжести устраивают гравитационные транспортные приспособления в виде самотечных труб, лотков и винтовых спусков, устанавливаемых под некоторым наклоном.

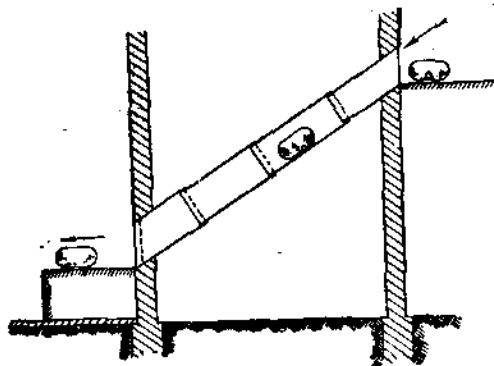


Рис. 105. Наклонная самотечная труба.

Для сыпучих материалов употребляются лотки и трубы, для штучных грузов простой формы и среднего веса делается желоба — дорожки из плотно прилегающих друг к другу роликов-катков.

Трубы делают прямоугольного, квадратного и круглого сечения, наклоненными под углом к горизонту так, чтобы груз под действием собствен-

ного веса мог преодолеть трение о стенки трубы и двигаться без посторонней помощи.

Чем больше угол наклона самотечной трубы, тем больше скорость перемещения груза и производительность трубы. Но для многих материалов нельзя допускать большой скорости движения, так как с ее увеличением увеличивается сила удара в конце трубы и при перемене направления движения, причем от этого удара материал измельчается и теряет свою ценность. Поэтому для таких материалов ставят трубы с небольшим наклоном, так чтобы угол наклона был немного больше угла трения; если же по

местным условиям небольшой наклон осуществить не представляется возможным, то ставят вертикальную трубу, снабженную внутри особыми направляющими полками, с таким наклоном, чтобы материал, скользя по полкам, двигался с небольшой скоростью. Делают самотечные трубы из железа, дерева, иногда из чугуна. На рис. 105 представлена схема наклонной самотечной трубы из листового железа для спуска материала в мешках.

На рис. 106 представлена схема вертикальной деревянной трубы с направляющими полками для спуска сыпучих материалов. Обык-

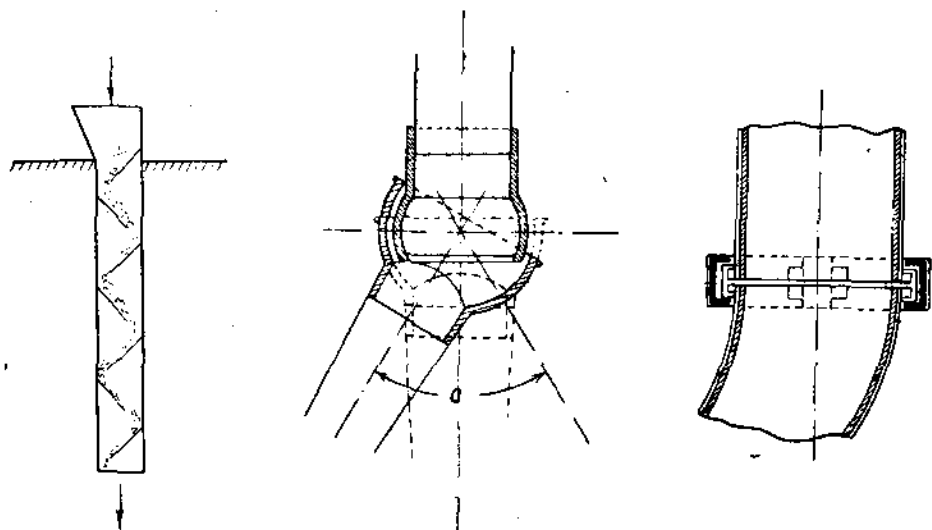


Рис. 106. Деревянная самотечная труба с направляющими перегородками.

Рис. 107. Укрепление качающейся самотечной трубы: а — схема качающейся самотечной трубы с чугунным шарообразным наконечником; б — схема качающейся самотечной трубы с фланцами.

новенно верхний конец трубы делают в виде воронки для большего удобства загрузки.

В тех случаях, когда необходимо при помощи самотечной трубы передать материал на большую площадь, трубы снабжают приспособлениями для поворачивания их в любом направлении или делают их качающимися. Схема качающейся трубы показана на рис. 107, а, где концы трубы и воронки снабжены чугунными с шаровыми поверхностями наконечниками, надеваемыми один на другой.

Схема поворотной качающейся трубы представлена на рис. 107, б. Здесь концы воронки и трубы снабжены специальными фланцами, которые охватываются кольцом. Воронка укреплена неподвижно и потому кольцо висит на ее фланце, а на кольце висит и свободно вращается фланец трубы.

Основными достоинствами гравитационных транспортеров являются: простота их устройства, отсутствие движущихся меха-

низмов и частей, отсутствие затраты энергии непосредственно на перемещение. К сожалению, сфера их применения ограничена законом земного тяготения, допускающим такое перемещение только сверху вниз.

Если α — угол, составляемый самотечной трубой с горизонтом, a — длина горизонтального перемещения, h — высота падения, то $a = h \operatorname{ctg} \alpha$ (рис. 108). При $h = 1$ м имеем:

α	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°	70°	75°
a в м	2,75	2,15	1,73	1,43	1,19	1,0	0,84	0,70	0,57	0,47	0,36	0,27

Пневматические и гидравлические транспортеры. Нередко для перемещения сыпучих материалов используют живую силу струи воздуха или воды, устраивая так называемые пневматические и гидравлические транспортеры.

а) Пневматические транспортеры применяются исключительно для перемещения в вертикальном и горизонтальном направлении мелкозернистых материалов за счет скоростного напора воздуха в закрытом трубопроводе, причем скорость воздушной струи может быть создана как при помощи давления, так и за счет разрежения.

Для того чтобы отдельные частицы перемещаемого сыпучего материала увлекались воздушной струей, необходимо наличие в последней такой скорости движения, которая обуславливала бы давление, достаточное для подъема частицы.

Принимая ради упрощения, что частицы имеют форму шара, зависимость между скоростью потока и размером частиц найдем следующим образом.

Пусть d — диаметр частицы материала в м, γ_m — удельный вес материала в кг/м³, γ_a — удельный вес воздуха в кг/м³, w — скорость протекания воздуха в м/сек.

Давление, которое создает неограниченный поток воздуха на плоскую, перпендикулярную к направлению его движения поверхность, можно выразить как сопротивление данной плоской поверхности

$$P = \zeta F \frac{\gamma_a w^2}{2g} \text{ кг,}$$

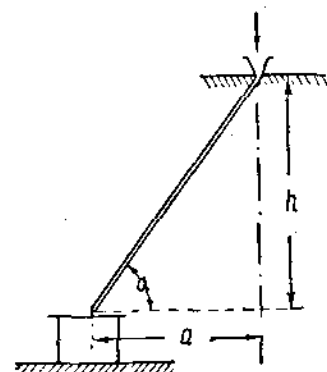


Рис. 108.

где F — поверхность сопротивления в м², для шара $F = \frac{\pi d^2}{4}$ м², ζ — коэффициент сопротивления.

Для того чтобы частица материала увлекалась струей воздуха, необходимо, чтобы действующее на нее давление было больше веса частицы G , причем вес частицы

$$G = \frac{\pi}{6} d^3 \gamma_m \text{ кг.}$$

Минимальное давление найдем из равенства

$$P = G,$$

или

$$\zeta \frac{\pi d^2}{4} \frac{\gamma_a w^2}{2g} = \frac{\pi}{6} d^3 \gamma_m,$$

откуда минимальная скорость потока:

$$w = \sqrt{\frac{8 \cdot 9,81}{6\zeta} d \frac{\gamma_m}{\gamma_a}} \text{ м/сек.}$$

Для существующих неправильных форм тел с малой поверхностью с некоторым запасом можно величину сопротивления принять равной 0,6, т. е.

$$\zeta = 0,6.$$

Подставляя значение ζ в уравнение минимальной скорости, последнюю найдем как

$$w_{\min} \approx 4,65 \sqrt{d \frac{\gamma_m}{\gamma_a}}. \quad (132)$$

Зная необходимую скорость, давление воздуха найдем по общему уравнению:

$$p = H\gamma = \frac{\gamma w^2}{2g} \left(1 + \sum \zeta \right) \text{ кг/м}^2,$$

где $\sum \zeta$ — сумма всех сопротивлений в трубопроводах.

Пневматические транспортеры делают как всасывающими, так и нагнетающими. Всасывание применяют в тех случаях, когда необходимо передавать материал из многих мест в одно; нагнетание, наоборот, применяют тогда, когда материал передают из одного места в несколько других.

Разрежение или нагнетание достигается при помощи различных воздушных насосов, воздуходувок и эксгаусторов. Скорость перемещения обыкновенно колеблется в пределах 10—30 м/сек, разрежение воздуха в камере или давление 250—300 мм рт. ст.

Горизонтальный путь перемещения в выполненных установках доходит до 300 м, высота подъема — до 25 м.

Расход силы в пневматических транспортерах в 5—10 раз больше, чем во всех других транспортирующих приспособлениях, и колеблется в среднем от $\frac{1}{6}$ до $\frac{1}{3}$ л. с. на 1 т · м.

Несмотря на сравнительную дороговизну этого способа перемещения он находит широкое применение, так как является простым, надежным и гигиеническим; кроме того он позволяет заби-

рять материал с больших поверхностей из разных мест и передавать его на большие поверхности в разные места. Схема устройства пневматического транспортера представлена на рис. 109, причем в данном случае транспортер работает одновременно как всасывающий и как нагнетательный. Здесь: *A* — камера всасывания, *B* — камера нагнетания, *C* — всасывающий трубопровод, *D* — нагнетательный трубопровод.

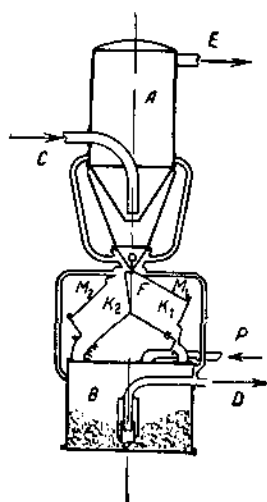


Рис. 109. Схема устройства пневматического транспортера.

В камере *A* при помощи эксгаустора через трубу *E* создается разрежение, за счет которого воздух и увлекаемые им частицы перемещаемого материала засасываются при помощи гибких рукавов с наконечниками и поступают в камеру *A*, где материал по инерции движется при выходе из трубы вниз, а воздух идет в эксгаустор.

Конический низ всасывающей камеры снабжен шлюзовым затвором *F*, состоящим из качающейся трубы с двумя камерами *K₁* и *K₂*, которые поочередно соединяются то с выпускным отверстием воронки *O*, то с нагнетательной камерой *B*.

Действие шлюзовых камер состоит в том, что в то время как одна из них (*K₁*) соединена с выпускным отверстием воронки, нижнее ее выпускное отверстие закрыто и в ней должно быть разрежение (создается при помощи эксгаустора или вакуумнасоса, присоединяемого к камере) достаточное для того, чтобы материал из воронки всасывающей камеры мог в нее высыпаться. В это время другая камера *K₂* сверху закрыта и материал из нее высыпается через открытое нижнее отверстие в нагнетательную камеру.

Когда камера *K₂* опорожняется, а камера *K₁* наполняется, то перекидывают затвор в другое положение; при этом камера *K₂* сначала соединяется с трубкой *M₂*, по которой весь воздух из нее отсасывается, благодаря чему создается необходимое разрежение; затем уже соединяют камеру *K₂* с выпускным отверстием воронки *O*, и материал начинает в нее поступать, в то время как из камеры *K₁* происходит разгрузка материала в камеру нагнетания.

В камеру нагнетания *B* посредством трубы *P* воздушодувкой нагнетается воздух, который увлекает за собой частицы материала в нагнетательный трубопровод и подает его в место разгрузки при помощи нескольких гибких рукавов, соединенных с нагнетательным трубопроводом.

Устройство наконечника всасывающих и нагнетающих труб для забирая материала показано на рис. 110; такие наконечники называют сосунами.

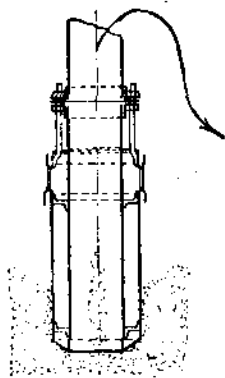


Рис. 110. Сосуна.

б) Гидравлические транспортеры. В тех случаях, когда свойства материала это позволяют, пользуются гидравлическими транспортерами.

Простейшим устройством гидравлического транспортера является жолоб или канава, расположенные с небольшим уклоном. В верхний конец канавы подается непрерывно вода, которая и увлекает своим током загружаемый в канаву материал. В месте разгрузки устанавливают решетку, сквозь которую вода свободно проходит, а материал задерживается и выбирается. Такими транспортерами пользуются например для подачи свеклы на сахарных и картофеля на крахмало-паточных заводах; при этом одновременно происходит очистка свеклы и картофеля от грязи и песка.

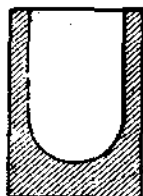


Рис. 111.
Разрез гидравлического транспортера.

На рис. 111 представлен разрез гидравлического транспортера, представляющего собой забетонированную канаву полуovalного сечения, шириной 350—500 мм и глубиной 600 мм, с уклоном 8÷10 мм на 1 м по прямому пути и 10÷12 мм на 1 м на закруглениях. Производительность таких транспортеров 800÷1000 т/сутки свеклы при расходе 7÷8 м³ воды на 1 т.

Задачи

1. При фильтрации получают в течение 8 час. в качестве отброса 32 т шлама. Какое число вагонеток необходимо иметь в работе для отвозки этого шлама в ямы, расположенные на расстоянии 2 км от производства, если известно:
 1. Вагонетки коежные, опрокидывающиеся, емкостью 1 м³.
 2. Степень заполнения вагонеток 90%.
 3. Удельный вес шлама 1108 кг/м³.
 4. Продолжительность загрузки и разгрузки 10 мин.
 5. Тяга — конная.

Ответ: 5 шт.

2. Из производства на склад готовый сыпучий материал передается по ленточному транспортеру. Какова должна быть ширина ленты, если известно:
 1. Производительность транспортера 60 т в сутки.
 2. Вес 1 м³ материала равен 0,8 т.
 3. Расстояние от производства до склада 50 м.

Ответ: 675 мм (при $w = 1,5$ м/сек).

3. Для засыпки в бункера, расположенные на высоте 25 м от уровня пола первого этажа, необходимо подавать в сутки 240 т молотой поваренной соли при помощи ковшевого элеватора. Определить расчетом:
 1. Потребное число и емкость ковшей элеватора.
 2. Расстояние между ковшами.
 3. Мощность, потребную для перемещения.

Ответ: в зависимости от принимаемой скорости перемещения.

4. Шнек с железным винтом и чугунным кожухом имеет размеры:
 1. Наружный диаметр винта 300 мм.
 2. Число оборотов 60 об/мин.
 3. Шаг 200 мм.

Вычислить теоретическую производительность такого шнека при перемещении сыпучего материала с удельным весом 900 кг/м³.

Ответ: от 11,5 до 15,3 т/час.

5. Молотый мел подается со склада в цех при помощи пневматического транспортера, состоящего из железной трубы диаметром 200 мм. Какова

должна быть минимальная величина давления воздуха в нагнетательной камере транспортера, если известно:

1. Длина трубы 500 м.
2. Температура нагнетаемого воздуха 20°.
3. Наибольший диаметр частиц 2 мм.

Ответ: 240 мм вод. ст.

6. Сырой материал на измельчение в дробилки подается при помощи трясушки. Определить ширину жолоба трясушки, если известно:

1. Производительность 8 т/час.
2. 1 м³ сырого материала весит 900 кг.
3. Высота слоя материала в жолобе 40 мм.

Ответ: 690 мм (при $w = 0,2$ м/сек).

7. Готовый сыпучий материал из второго этажа засыпается в бункер, расположенный в первом этаже. На какой угол должна поворачиваться самотечная труба, чтобы можно было распределять материал по всей площади бункера, если ось трубы приходится над центром бункера и если известно:

1. Размеры бункера: ширина 5 м, длина 8 м.
2. Длина трубы 4 м.

Ответ: 45°.

8. Скребок транспортер должен перемещать 10 т сыпучего материала в час. Каково должно быть расстояние между отдельными лопатками, если известно:

1. 1 м³ материала весит 1100 кг.
2. Одна лопатка забирает 5 л.

Ответ: 500 мм (при $w = 0,25$ м/сек).

9. Составить подробную таблицу сравнительной оценки всех рассмотренных в этой главе видов транспортирования, отметив:

- а) направление перемещения,
- б) длину перемещения,
- в) скорость перемещения,
- г) основные размеры,
- д) затрату энергии,
- е) достоинства и недостатки.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПЕРЕМЕШИВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Эффективность химических процессов обуславливается при прочих равных условиях скоростью их протекания, так как чем больше будет скорость реакции, тем меньший промежуток времени потребуются на проведение процесса и тем более производительнее будет использована аппаратура.

Скорость протекания химических процессов при одних и тех же условиях концентрации, температуры и давления обуславливается, как известно, величиной поверхности соприкосновения между отдельными реагирующими веществами; при этом чем больше развита поверхность соприкосновения, тем большей скорости реакции мы можем ожидать.

Каждому процессу взаимодействия, или, вернее, каждой данной скорости реакции отвечает некоторая, при данных условиях вполне определенная, оптимальная величина поверхности соприкосновения реагирующих веществ. Осуществление этой оптимальной величины поверхности соприкосновения достигают путем смешения или перемешивания реагентов.

Практически при проведении процессов взаимодействия могут встретиться два случая, а именно: 1) когда смешение и самый процесс протекания химической реакции совпадают и по времени и в пространстве, т. е. и образование смеси и химическая реакция протекают одновременно в одном и том же аппарате, и 2) когда смешение и химическая реакция проводятся раздельно и по времени и в пространстве, т. е. сначала в одном аппарате готовят смесь, а затем уже в другом аппарате эта смесь ставится в такие условия, которые способствуют возникновению реакции и ее протеканию в нужном направлении.

Только во втором случае мы имеем собственно аппараты для перемешивания, в первом же случае — различные реакционные аппараты, в которых наряду с другими приспособлениями, необходимыми для создания и поддержания условий протекания реакций, применяются приспособления для перемешивания.

В данном случае мы рассмотрим приспособления для перемешивания независимо от того, где имеет место процесс перемешивания, непосредственно ли в реакционном аппарате, или в специально для этой цели установленном смесителе.

Практически в химической технологии чаще всего встречается и имеет большее значение процесс перемешивания в жидкой среде; этот процесс мы и рассмотрим более подробно.

Перемешивание в жидкой среде

Более или менее разработанной классификации приспособлений для перемешивания не существует, число же различных типов и конструкций этого рода приспособлений в настоящее время значительно.

В основном, независимо от того, что смешивается с жидкостью, — газ, жидкость или твердое тело, при перемешивании в жидкой среде различают два способа перемешивания, а именно: а) механическое перемешивание и б) барботирование.

24. Механические мешалки

Механическое перемешивание осуществляется путем устройства так называемых мешалок, устанавливаемых или в специально для этой цели приспособленных сосудах или непосредственно в реакционных аппаратах и в основном состоящих из одной или нескольких лопаток, укрепленных на валу, приводимом во вращательное движение при помощи зубчатой передачи от трансмиссии или непосредственно от электродвигателя.

В зависимости от расположения вала различают мешалки: а) горизонтальные и б) вертикальные.

В зависимости от расположения лопасти различают мешалки: а) с вертикальными и б) с горизонтальными лопастями.

Кроме того лопасть может быть или плоской, установленной перпендикулярно к направлению движения, или плоской, установленной наклонно, и наконец в качестве лопасти может быть применен воздушный или гребной винт.

Чтобы разобраться в работе мешалок, прежде всего рассмотрим работу плоской лопасти, поступательно и прямолинейно движущейся в жидкой среде.

1. Работа поступательно движущейся лопасти. Работу поступательно движущейся лопасти мы можем рассматривать как работу сопротивления, преодолеваемого твердым телом при движении его в неограниченном жидком потоке (применяя рассмотренные выше законы перемещения жидкостей).

Пусть твердая плоская пластинка, как показано на рис. 112, перемещается поступательно в жидкой среде с некоторой скоростью и пусть: w — скорость перемещения в м/сек, b — ширина пластинки в м, h — высота пластинки в м, δ — толщина пластинки в м, γ — удельный вес жидкости в кг/м³.

При скорости перемещения пластинки w м/сек за промежуток времени в 1 сек. она переместится из положения А в положение

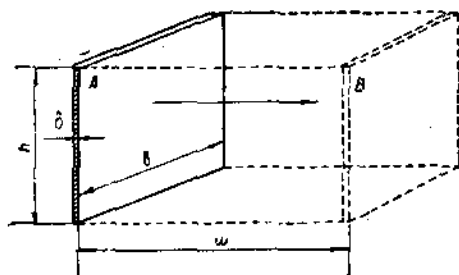


Рис. 112.

В. Объем жидкости, теоретически захватываемый при этом перемещении, выразится величиной

$$bhw \text{ м}^3/\text{сек},$$

а вес его

$$G = \gamma bhw \text{ кг/сек}.$$

Обозначая поверхность сопротивления, т. е. поверхность пластинки со стороны направления движения ее, через

$$f = bhm^2,$$

и имея в виду, что в реальных жидкостях за счет наличия вязкости фактически захватываемый пластинкой объем будет несколько отличаться от теоретического, вес захватываемой жидкости выразим так:

$$G = \psi \gamma f w \text{ кг/сек},$$

где коэффициент ψ учитывает свойства реальных жидкостей. Его величина зависит от формы лопасти и приближенно в зависимости от отношений ширины лопасти к ее высоте может быть взята из табл. 25.

Таблица 25

Значения коэффициента сопротивления ψ

$b:h$	1	2	4	10	18	∞
ψ	1,10	1,15	1,19	1,29	1,4	2,0

Работа, затрачиваемая на перемещение жидкости, очевидно, будет равна кинетической энергии ее массы, т. е.

$$T = \frac{mw^2}{2},$$

где

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\psi \gamma f w}{g}.$$

Подставляя значение массы в выражение работы, найдем

$$T = \frac{\psi \gamma f w^3}{2g} \text{ кгм/сек},$$

или, обозначая через

$$K = \frac{\psi \gamma}{2g}, \quad (133)$$

имеем:

$$T = K f w^3 \text{ кгм/сек}. \quad (134)$$

Мощность, потребная на перемещение, будет

$$N = \frac{K F w^3}{75 \eta} \text{ л. с.}, \quad (135)$$

где η — механический коэффициент полезного действия передаточного механизма, $F = 2zf \text{ м}^2$ — общая поверхность сопротивления при числе лопастей, равном $2z$.

Сила сопротивления или усилие, которое необходимо приложить к лопасти, чтобы перемещать ее со скоростью w , найдем из условия, что работа выражается произведением силы на путь, т. е.

$$T = Pw = Kf w^3 \text{ кгм/сек},$$

откуда

$$P = Kf w^2 \text{ кг}. \quad (136)$$

Если между поверхностью лопасти и направлением ее движения имеет место, как показано на рис. 113, угол α , то площадь сопротивления такой наклонно поставленной лопасти будет представлена площадью проекции лопасти на вертикальную плоскость и будет равна

$$f = b(h \sin \alpha + \delta \cos \alpha) \text{ м}^2. \quad (137)$$

Если жидкая среда, в которой движется лопасть, сама имеет некоторую скорость u , то сила сопротивления среды будет при совпадении направлений движения

$$P = Kf(w - u)^2 \text{ кг} \quad (138)$$

и при движении, направленном в противоположную сторону

$$P = Kf(w + u)^2 \text{ кг}. \quad (138a)$$

Кроме сопротивления среды при движении лопасти будет иметь место сопротивление трения жидкости об ее боковые поверхности, причем это сопротивление будет, как и в трубопроводах, прямо пропорционально площади соприкосновения и выражается уравнением

$$P_1 = \frac{\phi_1 \gamma w^2}{2g} \text{ кг}, \quad (139)$$

где коэффициент сопротивления ϕ_1 зависит от характера движения жидкости в граничащей с поверхностью трения плоскостью.

При ламинарном движении

$$\phi_1 = 1,327 \sqrt[4]{\frac{1}{Re}} \quad (140)$$

и при турбулентном

$$\phi_1 = 0,072 \left(\frac{1}{Re} \right)^{0,2}, \quad (141)$$

где Re — критерий Рейнольдса, причем в выражении последнего величина диаметра (d) в данном случае соответствует длине поверхности в направлении движения (δ), т. е.

$$Re = \frac{w \delta \rho}{\mu}. \quad (142)$$

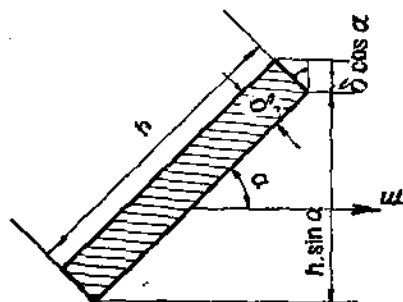


Рис. 113.

Обозначая по предыдущему через

$$K_1 = \frac{\psi_1 \gamma}{2g}, \quad (143)$$

сопротивление трения выразим как

$$P_1 = K_1 f_1 \omega^2 \kappa z. \quad (144)$$

Полное сопротивление одной лопасти будет

$$P_s = P + P_1,$$

а полная эффективная мощность $2z$ лопастей

$$N_s = \frac{2zP_s \omega}{75\eta} \text{ л. с.},$$

или, подставляя значение P_s ,

$$N_s = \frac{\omega^3}{75\eta} (KF + K_1 F_1) \text{ л. с.} \quad (145)$$

где $F = 2zf$ и $F_1 = 2zf_1$.

2. Работа горизонтальной вращательно движущейся лопасти. При вращательном движении лопасти вокруг некоторой оси скорость движения ее не является величиной постоянной, а изменяется от 0 на оси до максимальной на конце лопасти

$$\omega_{\max} = \frac{2\pi n}{60} \text{ м/сек},$$

где r — радиус вращения в m и n — число об/мин.

Допустим, что имеем вертикальную механическую мешалку с горизонтально расположенными плоскими лопастями, как показано на рисунке 114, и пусть:

r — длина лопасти или радиус в m , h — проекция высоты лопасти на вертикальную плоскость в m , n — число об/мин вала, f — площадь проекции лопасти на вертикальную плоскость в m^2 , $2z$ — число лопастей на валу.

Возьмем элемент поверхности сопротивления df , удаленный на расстояние x от оси вращения, причем

$$df = h dx.$$

Скорость вращения этого элемента: $\omega_x = \frac{2\pi x n}{60} \text{ м/сек.}$

Скорость на конце лопасти, т. е. максимальная скорость:

$$\omega_{\max} = \frac{2\pi r n}{60} \text{ м/сек.}$$

Из отношения скоростей

$$\frac{\omega_x}{\omega_{\max}} = \frac{2\pi x n \cdot 60}{2\pi r n \cdot 60} = \frac{x}{r}$$

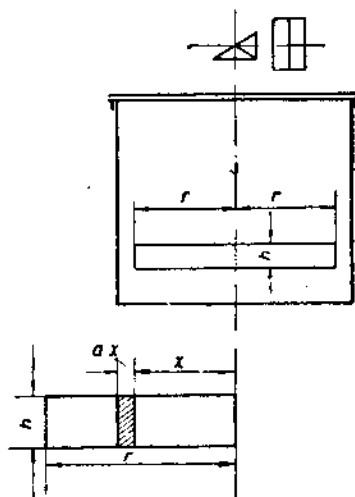


Рис. 114.

находим скорость элемента df :

$$w_x = \frac{x}{r} w_{\max}.$$

Так как в последнем уравнении величины $w_{\max}$ и r для данной лопасти являются постоянными, т. е. $\frac{w_{\max}}{r} = \text{const}$, то

$$w_x = Cx,$$

что показывает, что скорость по всей длине лопасти изменяется по закону прямой линии, т. е. прямо пропорционально длине лопасти, и средняя скорость будет равна среднему арифметическому значению скорости

$$w_{\text{ср}} = \frac{0 + w_{\max}}{2} = \frac{w_{\max}}{2}. \quad (146)$$

Элемент площади df мы можем рассматривать движущимся поступательно с постоянной скоростью w_x , при этом сопротивление среды по предыдущему выразится как

$$dP = Kdfw_x^2.$$

Подставляя значение $df = hdx$ и $w_x^2 = \frac{x^2}{r^2} w_{\max}^2$, элементарное сопротивление получим равным

$$dP = \frac{Kh w_{\max}^2 x^2 dx}{r^2},$$

а полное сопротивление будет

$$P = \frac{Kh w_{\max}^2}{r^2} \int_0^r x^2 dx = \frac{Kh w_{\max}^2}{r^2} \cdot \frac{r^3}{3} = \frac{Khr w_{\max}^2}{3}$$

или

$$P = \frac{Kf w_{\max}^2}{3} \kappa_2, \quad (147)$$

т. е. сопротивление вращательно движущейся лопасти в три раза меньше сопротивления поступательно движущейся лопасти со скоростью, равной максимальной скорости вращающейся лопасти.

При числе лопастей, равном $2z$, где z — число пар лопастей, работа сопротивления среды для всех лопастей выразится величиной

$$T = 2z \int_0^r \frac{Kh w_{\max}^2}{r^2} \cdot \frac{w_{\max} x^3 dx}{r}$$

или

$$T = \frac{2zKf w_{\max}^3}{4} \kappa_2 \text{ м/сек}, \quad (148)$$

а необходимая мощность на преодоление сопротивления среды будет

$$N = \frac{KF w_{\max}^3}{75 \cdot 4\eta} \text{ л. с.} \quad (149)$$

В последнем уравнении (149) $F = 2zf = 2zhr$ и $w_{\max} = \frac{2\pi rn}{60}$ и, следовательно, его можно представить так:

$$N = Ar^4 n^3 \text{ л. с.}$$

Из этого выражения мы видим, что расход мощности при перемешивании растет прямо пропорционально четвертой степени радиуса и прямо пропорционально кубу числа оборотов; таким образом самое незначительное увеличение радиуса мешалки или числа оборотов вызывает значительное увеличение мощности. Это же уравнение показывает, что при необходимости увеличения скорости выгоднее увеличивать не радиус, а число оборотов.

Работу сопротивления трения можно найти совершенно аналогичным путем. Боковая вертикальная поверхность лопасти, равная $h\delta$, имеет постоянную скорость движения, равную $w_{\max}$, и для нее сопротивление выразится так

$$P_0 = K_1 h \delta w_{\max}^2.$$

Сопротивление боковой горизонтальной поверхности, равной по величине $2\delta r$, найдем по предыдущему путем интегрирования

$$P_z = \frac{2K_1 \delta w_{\max}^2}{r^2} \int_0^r x^2 dx = \frac{2K_1 \cdot \delta r w_{\max}^2}{3},$$

а полное сопротивление трения лопасти

$$P_1 = P_0 + P_z = K_1 \delta w_{\max}^2 \left(\frac{2}{3} r + h \right) \text{ кг.}$$

Работа сопротивления трения боковой вертикальной поверхности

$$T_0 = K_1 \delta h w_{\max}^3.$$

Работа сопротивления трения боковой горизонтальной поверхности

$$T_z = \frac{2K_1 \delta w_{\max}^3}{r^3} \int_0^r x^3 dx = \frac{2}{4} K_1 \delta w_{\max}^3 r.$$

Полная работа сопротивления трения одной лопасти

$$T_1 = T_z + T_0 = \frac{2}{4} K_1 \delta w_{\max}^3 r + K_1 \delta h w_{\max}^3 \text{ кг.м/сек} \quad (150)$$

$$\text{или } T_1 = K_1 \delta w_{\max}^3 (1/2 r + h)$$

При $2z$ лопастях мощность, затрачиваемая на преодоление трения

$$N_1 = \frac{2z T_1}{75 \eta} \text{ л. с.}, \quad (151)$$

а полная мощность мешалки

$$N_s = N + N_1 \text{ л. с.} \quad (152)$$

Для определения сечения лопасти необходимо знать точку приложения действующих усилий на лопасть.

Пусть w_0 — скорость точки приложения усилий в м/сек, c — расстояние точки приложения от оси в м.

Работу сопротивления можно выразить:

$$T = P w_0 = \frac{K h r w_{\max}^3 w_0}{3} = \frac{K h r w_{\max}^3}{4};$$

но

$$w_0 = \frac{c}{r} w_{\max}$$

и следовательно

$$\frac{K h r w_{\max}^3 c}{3 r} = \frac{K h r w_{\max}^3}{4},$$

откуда

$$c = \frac{3}{4} r, \quad (153)$$

т. е. равнодействующая силы сопротивления среды приложена на расстоянии $3/4$ величины радиуса, считая от оси вращения.

Совершенно аналогичным способом можем найти также точку приложения равнодействующей силы сопротивления трения.

3. Работа вертикальной вращательно движущейся лопасти. Пусть имеем вертикально установленную и вращающуюся вокруг некоторой оси лопасть (рис. 115), причем: r_1 — внутренний радиус вращения лопасти в м, r_2 — наружный радиус вращения лопасти в м, h — высота лопасти в м.

Беря по предыдущему элемент поверхности лопасти $df = h dx$ с радиусом вращения x , сопротивление среды найдем как

$$dP = K df w_x^2 = \frac{K h w_{\max}^2 x^2 dx}{r_2^2},$$

откуда

$$P = \frac{K h w_{\max}^2}{r_2^2} \int_{r_1}^r x^2 dx = \frac{K h w_{\max}^2}{r_2^2} \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right)$$

или

$$P = \frac{K h U^2}{3} (r_2^3 - r_1^3) \kappa_2, \quad (154)$$

где U — угловая скорость вращения лопасти в радианах, т. е.

$$U = \frac{\pi n}{30}. \text{ или, так как } w_{\max} = \frac{2 \pi n r_2}{60}$$

$$U = \frac{w_{\max}}{r_2}$$

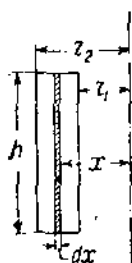


Рис. 115.

Работа сопротивления среды для одной лопасти

$$T = \frac{Kh w_{\max}^3}{r_2^3} \int_{r_1}^{r_2} x^3 dx = \frac{Kh w_{\max}^3}{r_2^3} \left(\frac{r_2^4 - r_1^4}{4} \right) = \frac{Kh U^3}{4} (r_2^4 - r_1^4),$$

а для $2z$ лопастей

$$T = \frac{2zKhU^3}{4} (r_2^4 - r_1^4) \text{ кгм/сек.} \quad (155)$$

Точку приложения равнодействующей сил сопротивления среды найдем, приравняв эту работу Pw_0 , где w_0 — скорость точки приложения равнодействующей сил сопротивления, находящейся на расстоянии c от оси вращения:

$$T = Pw_0 = Pw_{\max} \frac{c}{r_2}$$

или

$$\frac{KhU^3}{4} (r_2^4 - r_1^4) = \frac{KhU^3}{3} (r_2^3 - r_1^3) \frac{cw_{\max}}{r_2},$$

откуда

$$c = \frac{3}{4} \left(\frac{r_2^4 - r_1^4}{r_2^3 - r_1^3} \right) \text{ м.} \quad (156)$$

Вертикальные боковые поверхности имеют постоянные скорости движения, и следовательно для них сопротивление трения выразится так:

$$P_0 = K_1 \delta h (w_{\max}^2 + w_1^2) \text{ кг,}$$

где

$$w_{\max}^2 = \left(\frac{2\pi r_2 n}{60} \right)^2 \text{ м/сек,}$$

$$w_1^2 = \left(\frac{2\pi r_1 n}{60} \right)^2 \text{ м/сек.}$$

Горизонтальные боковые поверхности обладают переменной скоростью и для них сопротивление трения найдем путем интегрирования:

$$P_z = 2K_1 \delta \frac{w_{\max}^3}{r_2^3} \int_{r_1}^{r_2} x^2 dx = \frac{2}{3} K_1 \delta U^3 (r_2^3 - r_1^3) \text{ кг.}$$

Полное сопротивление трения

$$P_1 = P_0 + P_z = K_1 \delta h (w_{\max}^2 + w_1^2) + \frac{2}{3} K_1 \delta U^3 (r_2^3 - r_1^3),$$

или

$$P_1 = U^3 K_1 \delta \left[h (r_2^3 + r_1^3) + \frac{2}{3} (r_2^3 - r_1^3) \right] \text{ кг.} \quad (157)$$

Работа сопротивления трения вертикальных боковых поверхностей

$$T_0 = K_1 \delta h (w_{\max}^3 + w_1^3) \text{ кгм/сек.}$$

где w_1 — скорость вращения внутренней боковой поверхности с радиусом r_1 , w_2 — скорость вращения наружной боковой поверхности с радиусом r_2 .

Работа трения двух горизонтальных боковых поверхностей

$$T_z = 2K_1 \delta U^3 \int_{r_1}^{r_2} x^3 dx = \frac{1}{2} K_1 \delta U^3 (r_2^4 - r_1^4).$$

Полная работа сопротивления трения вертикальной лопасти

$$T_1 = T_0 + T_z = K_1 \delta h (w_2^3 + w_1^3) + \frac{1}{2} K_1 \delta U^3 (r_2^4 - r_1^4),$$

или

$$T_1 = K_1 \delta U^3 [h (r_2^3 + r_1^3) + \frac{1}{2} (r_2^4 - r_1^4)] \text{ кгм/сек.} \quad (158)$$

Полная работа одной вертикальной лопасти

$$T_0 = T + T_1 \text{ кгм/сек,}$$

а расход мощности при $2z$ лопастей

$$N_0 = \frac{2zT_0}{75\eta} \text{ л. с.} \quad (159)$$

Рассмотренные примеры работы плоских лопастей для каждого конкретного случая перемешивания дают возможность определить расход энергии. Практически величина

сопротивления трения в мешалках в большинстве случаев незначительна, так что при расчетах без большой погрешности ею можно пренебречь.

Кроме того выведенные формулы мощности механических мешалок относятся к моменту пуска мешалки, во время же ее работы фактический расход мощности будет значительно меньше, так как жидкость приобретает некоторое круговое движение.

Ряд испытаний мешалок, проделанных на Дорогомиловском химзаводе, указывает, что рабочая мощность мешалок составляет от 25 до 40% от расчетной.

Пример 42. Определить мощность, требуемую на приведение в действие мешалки, представленной на рис. 116, если в аппарате перемешивают купоросное масло при температуре 50°. Вал мешалки делает 40 об/мин, а лопасти сделаны из полосового железа 75×20 мм.

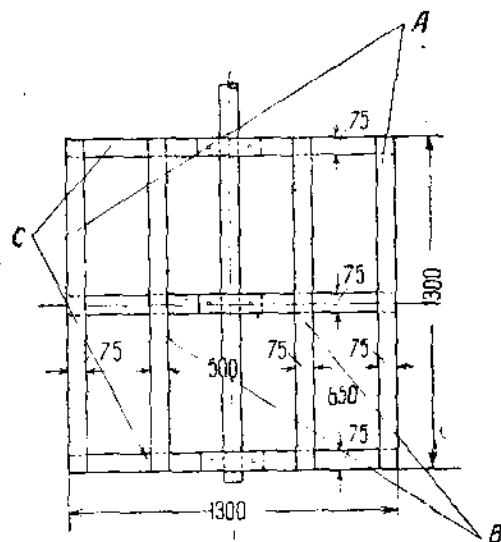


Рис. 116. К примеру 42.

Решение. Для расчета разбиваем все лопасти на три группы:
1) Две лопасти А, для которых по чертежу имеем:

$$r_2 = \frac{1,3}{2} = 0,65 \text{ м},$$

$$r_1 = 0,65 - 0,075 = 0,575 \text{ м},$$

$$h = 1,30 \text{ м}.$$

2) Две лопасти В, для которых:

$$r_2 = 0,25 + 0,075 = 0,325 \text{ м},$$

$$r_1 = 0,25 \text{ м},$$

$$h = 1300 - 75 \cdot 3 = 1075 \text{ мм} = 1,075 \text{ м} \approx 1,1 \text{ м}.$$

3) Три лопасти С, для которых:

$$r_2 = 0,65 - 0,075 = 0,575 \text{ м},$$

$$r_1 = 0,$$

$$h = 0,075 \text{ м}.$$

1. Лопасти А

а) Работа сопротивления среды

Площадь сопротивления среды одной лопасти равна

$$f = h(r_2 - r_1) = 1,3 \cdot 0,075 = 0,0975 \text{ м}^2.$$

При $b: h = 0,075: 1,3 < 1$ по табл. 26 берем коэффициент сопротивления $\psi = 1,10$.

Удельный вес купоросного масла $\gamma = 1840 \text{ кг/м}^3$.

Коэффициент

$$K = \frac{\psi \gamma}{2g} = \frac{1,1 \cdot 1840}{2 \cdot 9,81} = 103.$$

Угловая скорость вращения в радианах

$$U = \frac{2\pi n}{60} = \frac{3,14 \cdot 40}{30} \approx 4,2.$$

Сопротивление среды

$$P = \frac{K h U^2}{3} (r_2^3 - r_1^3).$$

Работа сопротивления среды двух лопастей:

$$T = \frac{2zKhU^3}{4} (r_2^4 - r_1^4) = \frac{2 \cdot 103 \cdot 1,3 \cdot 4,2^3}{4} (0,65^4 - 0,575^4) \approx 347 \text{ кгм/сек}.$$

б) Работа сопротивления трения боковых поверхностей:

$$T_1 = 2zK_1 b U^3 \left[h(r_2^3 + r_1^3) + \frac{1}{2} (r_2^4 - r_1^4) \right].$$

Для определения величины коэффициента K_1 определим характер движения в пограничной плоскости, т. е. найдем величину критерия Re . Скорость движения

$$w_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,65 \cdot 40}{60} \approx 2,72 \text{ м/сек}.$$

Вязкость купоросного масла по номограмме 2 (стр. 15) при 50° (точка № 3):

$$\mu = \frac{12}{100 \cdot 98,1} \approx 0,00122 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2.$$

Плотность купоросного масла

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1840}{9,81} \approx 188 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

Длина поверхности в направлении движения

$$\delta = 0,02 \text{ м.}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w \delta \rho}{\mu} = \frac{2,72 \cdot 0,02 \cdot 188}{0,00122} \approx 8360 > Re_{кр},$$

т. е. движение турбулентное.

Для турбулентного движения коэффициент сопротивления трения

$$\psi_1 = 0,072 \left(\frac{1}{Re} \right)^{0,2} = 0,072 \left(\frac{1}{8360} \right)^{0,2},$$

или

$$\psi_1 = 0,072 \cdot 0,177 = 0,0128.$$

$$K_1 = \frac{\psi_1 \gamma}{2 \cdot g} = \frac{0,0128 \cdot 1840}{2 \cdot 9,81} \approx 1,19.$$

Работа сопротивления трения боковых поверхностей:

$$T_1 = 2zK_1\delta U^3 \left[h_2 r_2^3 + h_1 r_1^3 + \frac{1}{2} (r_2^4 - r_1^4) \right],$$

здесь

$$h_2 = 1,3 \text{ м; } h_1 = 1,3 - 3 \cdot 0,075 = 1,075 \text{ м; } \delta = 0,02 \text{ м;}$$

$$r_2^3 = 0,65^3 = 0,275; \quad r_2^4 = 0,65^4 \approx 0,179;$$

$$r_1^3 = 0,575^3 = 0,190; \quad r_1^4 = 0,575^4 \approx 0,109.$$

$$T_1 = 2 \cdot 1,19 \cdot 0,02 \cdot 4,2^3 \left[1,3 \cdot 0,275 + 1,075 \cdot 0,190 + \frac{1}{2} (0,179 - 0,109) \right] \approx 0,9 \text{ кгм/сек.}$$

Полная работа сопротивлений лопастей А:

$$T_A = T + T_1 = 347 + 0,9 = 347,9 \text{ кгм/сек.}$$

2. Лопастей В

а) Работа сопротивления среды:

$$T = \frac{2zKhU^3 (r_2^4 - r_1^4)}{4},$$

здесь

$$2z = 2;$$

$$h \approx 1,1 \text{ м;}$$

$$r_2 = 0,325;$$

$$r_1 = 0,25 \text{ м;}$$

$$r_2^4 = 0,0111;$$

$$r_1^4 = 0,0039.$$

$$T = \frac{2 \cdot 103 \cdot 1,1 \cdot 4,2^3 (0,0111 - 0,0039)}{4} \approx 30 \text{ кгм/сек.}$$

б) Работа сопротивления трения

$$T = 2zK_1\delta U^3 \left[h (r_2^3 + r_1^3) + \frac{1}{2} (r_2^4 - r_1^4) \right].$$

Средняя скорость движения при среднем радиусе:

$$r_{cp} = \frac{r_2 + r_1}{2} = \frac{0,325 + 0,250}{2} = 0,2875 \text{ м.}$$

$$r_2^3 = 0,325^3 = 0,0343$$

$$r_1^3 = 0,25^3 = 0,0156$$

$$\left. \begin{array}{l} r_2^3 = 0,325^3 = 0,0343 \\ r_1^3 = 0,25^3 = 0,0156 \end{array} \right\} \omega_{cp} = \frac{2\pi r_{cp} n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2875 \cdot 40}{60} \approx 1,2 \text{ м/сек.}$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \delta \rho}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 0,02 \cdot 188}{0,00122} \approx 3690.$$

Коэффициент сопротивления трения:

$$\psi_1 = 0,072 \left(\frac{1}{Re} \right)^{0,2} = 0,072 \left(\frac{1}{3690} \right)^{0,2}$$

или

$$\psi_1 = 0,072 \cdot 0,193 \approx 0,0139,$$

$$K_1 = \frac{\psi_1 \gamma}{2g} = \frac{0,0139 \cdot 1840}{2 \cdot 9,81} \approx 1,3.$$

$$T = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,02 \cdot 4,2^3 \left[1,1 (0,0343 + 0,0156) + \frac{1}{2} (0,0111 - 0,0039) \right] \approx 0,2 \text{ кгм/сек.}$$

Полная работа сопротивлений лопастей B :

$$T_B = T + T_1 = 30 + 0,2 = 30,2 \text{ кгм/сек.}$$

3. Лопасты C

а) Работа сопротивления среды

$$T = \frac{2zKf w_{\max}^3}{4}.$$

Здесь:

$$2z = 2 \cdot 3 = 6, \quad K = 103,$$

$$f = r_2 h = 0,575 \cdot 0,075 \approx 0,043 \text{ м}^2.$$

$$w_{\max} = \frac{2 \cdot \pi r_2 n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,575 \cdot 40}{60} \approx 2,4 \text{ м/сек.}$$

$$T = \frac{6 \cdot 103 \cdot 0,043 \cdot 2,4^3}{4} \approx 90 \text{ кгм/сек.}$$

б) Работа сопротивления трения:

$$T_1 = 2zK_1 \delta w_{\max}^3 \left(\frac{1}{2} r_{\max} + h \right).$$

Средняя скорость в пограничной плоскости при

$$r_{\text{ср}} = \frac{r_{\max}}{2} = \frac{0,575}{2} = 0,2875 \text{ м}$$

будет

$$w_{\text{ср}} = \frac{2\pi r_{\text{ср}} n}{60} = \frac{6,28 \cdot 0,2875 \cdot 40}{60} = 1,2 \text{ м/сек.}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w_{\text{ср}} \rho}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 0,02 \cdot 188}{0,00122} = 3690.$$

По предыдущему для этой величины критерия Рейнольдса:

$$\psi_1 = 0,0139; \quad K_1 = 1,3;$$

Работа сопротивления трения, учитывая, что вертикальных боковых граней нет будет

$$T_1 = 6 \cdot 1,3 \cdot 0,02 \cdot 2,4^3 \left(\frac{1}{2} \cdot 0,575 + 0,075 \right) \approx 0,7 \text{ кгм/сек.}$$

Полная работа сопротивлений лопастей C :

$$T_C = T + T_1 = 90 + 0,7 = 90,7 \text{ кгм/сек.}$$

4. Полная работа всех лопастей мешалки:

$$T_e = T_A + T_B + T_C = 347,9 + 30,2 + 90,7 = 469 \text{ кгм/сек.}$$

Принимая коэффициент полезного действия передачи $\eta = 0,75$, найдем полную мощность равной:

$$N_e = \frac{T_e}{75\eta} = \frac{469,0}{75 \cdot 0,75} \approx 8,3 \text{ л. с.}$$

Если бы в данном расчете мы пренебрегли сопротивлением трения, работа которого выразилась величиной

$$T_{\text{тр}} = 0,9 + 0,2 + 0,7 = 1,8 \text{ кгм/сек,}$$

то допустили бы ошибку в

$$\frac{1,8 \cdot 100}{469,0} \approx 0,5\%$$

Такой незначительный удельный вес сопротивления трения практически при расчете мешалок позволяет вообще пренебрегать силами трения, рассчитывая мешалку только на работу, затрачиваемую на преодоление сопротивления среды.

25. Работа пропеллерной мешалки

Плоские лопасти, поверхность сопротивления которых перпендикулярна направлению движения, независимо от того, как они

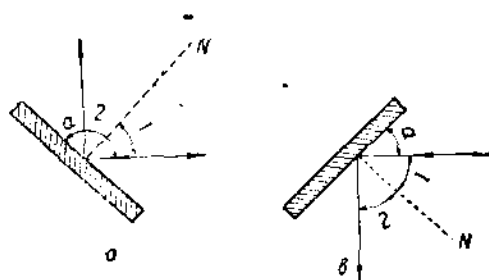


Рис. 117.

установлены — горизонтально или вертикально, — не могут дать хорошего перемешивания во всех слоях, так как они создают преимущественно только горизонтальные токи. Правда, и здесь при движении лопасти встречающиеся на пути частицы жидкости за счет удара будут отталкиваться не только в сторону движения лопасти, но также и по другим направлениям (за счет

наличия возникающей при вращательном движении центробежной силы, действующей в радиальном направлении, и за счет силы тяжести, действующей по вертикали вниз), но возникающие при этом токи будут незначительны.

Установка плоской лопасти под некоторым углом к направлению ее движения уже создает возможность возникновения и вертикальных токов, причем направление тока жидкости обуславливается величиной угла наклона.

При угле наклона больше 90° , как это показано на рис. 117,а, частица жидкости, ударяясь о лопасть, отразится после удара по направлению вверх, причем угол отражения равен углу падения.

При угле наклона меньше 90° , наоборот, частица жидкости после удара отразится по направлению вниз, как это и видно из рис. 117,б.

Поэтому в тех случаях, когда при перемешивании необходимо взмучивать со дна резервуара тяжелый осадок или более тяжелую жидкость, лопасти устанавливают с наклоном подобно изображенному на рис. 117,а и, наоборот, когда осадок или муть находятся в верхних слоях жидкости, делают лопасть с наклоном подобно изображенному на рис. 117,б.

Снабжая мешалку несколькими парами лопастей с наклонами в разные стороны, можно создать перекрестные токи, так как лопасти с наклоном по рис. 117, *a* будут гнать жидкость снизу вверх, а лопасти с наклоном по рис. 117, *b* — сверху вниз, и таким образом перемешивание будет более интенсивным.

В целях создания наибольшей циркуляции жидкости при перемешивании в последнее время широко применяют, особенно в аме-

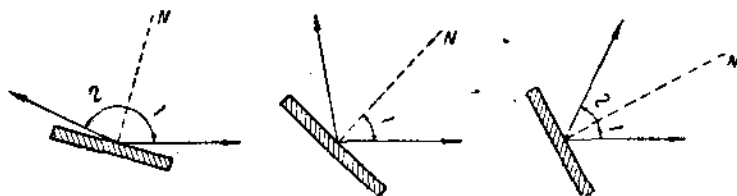


Рис. 118.

риканской технике, винтовые мешалки, лопасти которых имеют постепенно меняющийся наклон по длине радиуса, причем этот наклон изменяется почти от 0° у оси до почти 90° на конце лопасти.

Благодаря такому меняющемуся углу наклона при вращении лопасти винтовой мешалки по всей ее длине частицы жидкости отталкиваются по всем направлениям, в результате чего возникают встречные токи, способствующие интенсивности перемешивания.

Схема движения частиц жидкости при работе винтовой мешалки представлена на рис. 118, где в каждом сечении лопасти жидкость имеет после удара направление, соответствующее наклону этого сечения.

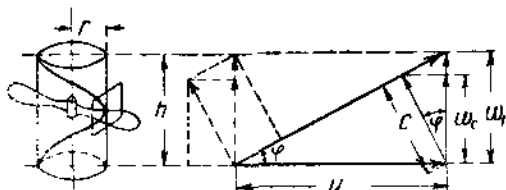


Рис. 119.

В общем винтовая мешалка имеет лопасти, представляющие собой, как это видно на рис. 119, так называемый геометрический винт, поверхность которого является частью винтовой поверхности. Лопасти винта насаживаются на ступицу и укрепляются на валу, причем обычно винт имеет две лопасти; число же отдельных винтов на валу мешалки может быть различным в зависимости от условий перемешивания и высоты слоя перемешиваемой жидкости.

Винт, вращающийся по часовой стрелке, если смотреть по направлению движения, называют правым; вращающийся против часовой стрелки — левым.

Основными элементами, характеризующими винт, являются его диаметр и шаг винтовой поверхности, причем под последним надо понимать проекцию на ось винта пути точки, двигающейся по этой поверхности на неизменном расстоянии от оси за один оборот.

Если φ — угол наклона лопасти винта, то для любого сечения

ее плоскостью, параллельной оси, как это видно из рис. 119, величина шага выражается формулой:

$$h = 2\pi r \operatorname{tg} \varphi \quad (160)$$

где h — величина шага в м, r — радиус вращения данного сечения в м.

Различают винты с постоянным шагом и винты с переменным шагом по длине лопасти. Практически обычно делают винты с переменным шагом, причем величина шага, изменяясь по длине лопасти, увеличивается от ступицы, достигает в некотором сечении своего наибольшего значения и затем уменьшается к концу лопасти.

Расчет с определением размеров винта чрезвычайно кропотлив и сложен и требует некоторых специальных знаний из области теории винта. Объем нашей книги не позволяет подробно остано-

виться на этом вопросе и здесь мы ограничимся лишь вычислением расхода энергии на перемешивание при помощи винта.

К работе винтовой мешалки можно подойти так же, как к работе воздушного винта или винтового вентилятора: здесь так же за счет удара впереди винта создается некоторое добавочное давление, вследствие которого жидкость перемещается в область низшего давления; при этом энергия тратится на создание скоростного напора и на преодоление всех вредных сопротивлений — как трения, так и местных.

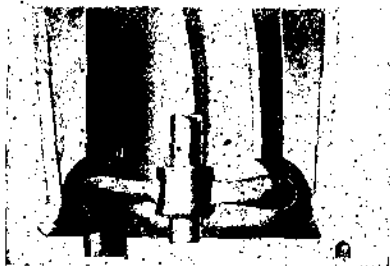


Рис. 120. Винтовая мешалка с диффузором.

Чтобы увеличить скорость жидкости винт обычно снабжают диффузором или воронкой, представляющей собою усеченный конус, с углом между образующими в 8° , при этом винт ставят в самом узком сечении диффузора. Для уменьшения потери работы на удары в диффузоре стенки последнего снабжают радиальными направляющими, отлитыми в виде некоторой винтовой поверхности, причем число таких направляющих обычно 8—12 шт. Устройство винтовой мешалки с диффузором показано на рис. 120.

В мешалках винт вращается на месте, т. е. не имеет поступательного движения; поэтому, вызываемая его вращением скорость жидкости обуславливается только так называемой скоростью просасывания.

Обозначим: D — диаметр винта в м, r — радиус произвольного сечения винта в м, w_0 — осевая скорость просасывания жидкости через винт в м/сек, $V_{\text{сек}}$ — объем жидкости, просасываемый в 1 сек., φ — угол наклона лопасти в данном сечении в градусах, n — число об/мин, ξ — коэффициент, учитывающий уменьшение площади, ометаемой (описываемой) винтом, и выраженный в долях от диаметра винта, причем практически можно принять $\xi = 0,25 D$.

Скорость просасывания жидкости через винт определяется по общему уравнению как

$$\omega_0 = \frac{V_{\text{сск}}}{F_0},$$

где

$F_0 = \frac{\pi}{4} [D^2 - (\xi D)^2] = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \xi^2)$ м² — площадь поверхности, ометаемой винтом.

Зная скорость просасывания, легко найти скоростной напор и вредные сопротивления, а отсюда и мощность, расходуемую на вращение винта. Зная скорость просасывания и угол наклона различных сечений лопасти винта, можно вычислить необходимое для создания заданной скорости число оборотов.

На практике при расчете винтов обычно приходится проделывать целый ряд предварительных вычислений, подбирая число оборотов таким образом, чтобы получить винт с такими углами наклона лопастей, которые конструктивно легко выполнимы.

Возьмем произвольное сечение лопасти, как показано на рис. 119, для которого значение шага выражается величиной:

$$h = 2\pi r \operatorname{tg} \varphi.$$

Если ω_1 — скорость подъема точки, лежащей на поверхности данного сечения по направлению оси, то

$$\omega_1 = \frac{hn}{60},$$

или, подставляя значение шага из предыдущего уравнения, эту скорость выразим:

$$\omega_1 = \frac{hn}{60} = \frac{2\pi rn \operatorname{tg} \varphi}{60} = \frac{\pi rn \operatorname{tg} \varphi}{30}. \quad (160a)$$

Скорость подъема жидкости в осевом направлении фактически будет меньше чем ω_1 , так как будут иметь место потери скорости за счет удара и завихрений. Величину фактической осевой скорости ω_0 найдем следующим путем.

Пусть дополнительно к предыдущему имеем (см. рис. 119): u — окружная скорость данного сечения в м/сек, направленная по горизонтали, c — скорость частицы жидкости, развиваемая за счет удара и направленная по нормали к поверхности лопасти в данном сечении, в м/сек.

Построив, как показано на рис. 119, треугольники скоростей, мы найдем, что фактическая осевая скорость подъема жидкости ω_0 выражается как

$$\omega_0 = c \cdot \cos \varphi;$$

но по чертежу:

$$c = u \cdot \sin \varphi$$

и, следовательно

$$\omega_0 = u \sin \varphi \cos \varphi.$$

Подставляя сюда значение и согласно рис. 119:

$$u = \frac{w_1}{\operatorname{tg} \varphi},$$

получим:

$$w_0 = \frac{w_1 \sin \varphi \cos \varphi}{\operatorname{tg} \varphi} = w_1 \cos^2 \varphi,$$

или, подставляя значение w_1 из уравнения (160а), получим формулу, выражающую зависимость фактической скорости жидкости по направлению оси винта от величины шага и числа оборотов:

$$w_0 = \frac{hn \cos^2 \varphi}{60}. \quad (161)$$

Мощность, расходуемую на вращение винта, можно определить аналогично мощности винтового вентилятора, как

$$N_e = \frac{V_{\text{сек}} P_e}{75 \eta} \text{ л. с.}, \quad (162)$$

где η — механический коэффициент полезного действия, равный 0,7—0,8, $V_{\text{сек}} = F_0 w_0$ м³/сек, P_e — давление, создаваемое винтом, причем его можно определить так:

$$P_e = \frac{P}{\eta_z},$$

где P — скоростной напор, выраженный в кг/м², причем, если w_s — скорость жидкости в резервуаре, то

$$P = \frac{\gamma}{2g} (w_0^2 - w_s^2) \text{ кг/м}^2,$$

η_z — гидравлический коэффициент полезного действия, который можно принимать равным 0,8—0,9.

Более точно давление можно найти как сумму скоростного напора плюс все потери на преодоление сопротивлений, т. е.

$$P_e = P + \sum \Delta p,$$

где Δp — потери напора в кг/м².

Пример 43. Определить число оборотов и мощность винтовой мешалки нитратора, внутренний диаметр которого 1500 мм. Внутри нитратора помещены 12 шт. труб для охлаждения с наружным диаметром 150 мм. Загрузка нитратора 5500 кг кислотной смеси удельного веса 1,80. Перемешивание должно быть настолько интенсивным, чтобы вся жидкость проходила через диффузор 10 раз в 1 мин.

Диаметр винта 600 мм, средний угол наклона на радиусе 0,7 r_{max} равен 21° 55' (рис. 121).

Решение. Объем загрузки при удельном весе жидкости $\gamma = 1800$ кг/м³:

$$\frac{5500}{1800} \approx 3 \text{ м}^3.$$

Объем жидкости, проходящий в 1 сек., по условию:

$$V_{\text{сек}} = \frac{3 \cdot 10}{60} \approx 0,5 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Соотношение между высотой диффузора и диаметром его в месте установки винта принимаем, как обычно, равным:

$$\frac{H}{D} = \frac{2}{3}.$$

Высота диффузора $H = \frac{2}{3} D = \frac{2}{3} 600 = 400$ мм.

Диаметр диффузора (наружный) в самом широком сечении, принимая толщину его стенок равной 7,5 мм, найдем следующим образом:

$$D_{\partial} = D + 2 \cdot 7,5 + 2 \operatorname{tg} \frac{8^{\circ}}{2} 400 = 600 + 15 + 2 \cdot 0,0699 \cdot 400 \approx 671 \text{ мм},$$

где 8° — угол между образующими диффузора.

Принимаем наружный диаметр диффузора $D = 680$ мм.

Площадь сечения нитратора

$$F_n = \frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} \approx 1,77 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения, занимаемая 12 трубами:

$$F_m = 12 \frac{\pi d^2}{4} = \frac{12 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2}{4} \approx 0,213 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения, занимаемая диффузором:

$$F_{\partial} = \frac{\pi D_{\partial}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,67^2}{4} \approx 0,363 \text{ м}^2.$$

Площадь свободного сечения нитратора

$$F_s = F_n - F_m - F_{\partial} = 1,77 - 0,213 - 0,363 \approx 1,2 \text{ м}^2.$$

Скорость жидкости в нитраторе:

$$w_s = \frac{V_{\text{сек}}}{F_s} = \frac{0,5}{1,2} \approx 0,417 \text{ м/сек.}$$

Площадь поверхности, ометаемой винтом:

$$F_0 = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \xi^2) = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} (1 - 0,25^2) \approx 0,265 \text{ м}^2.$$

Скорость просасывания жидкости через винт

$$w_0 = \frac{V_{\text{сек}}}{F_0} = \frac{0,5}{0,265} \approx 1,885 \text{ м/сек.}$$

Шаг винта на радиусе $0,7 r_{\text{max}}$ по условию:

$$h = 2\pi r \operatorname{tg} \varphi,$$

$$r = 0,7 \frac{D}{2} = 0,7 \cdot 0,3 = 0,21 \text{ м},$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} 21^{\circ} 55' = 0,402,$$

$$h = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,21 \cdot 0,402 \approx 0,53 \text{ м}.$$

Число оборотов винта найдем из уравнения (161) как

$$n = \frac{w_0 60}{h \cos^2 \varphi} = \frac{1,885 \cdot 60}{0,53 \cdot (0,927)^2} \approx 249 \text{ об/мин.}$$

Принимаем $n = 250$ об/мин.

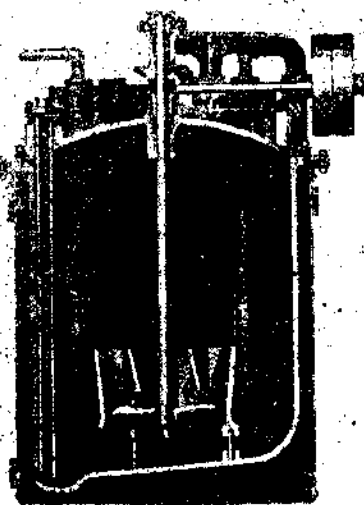


Рис. 121. Нитратор с пропеллерной мешалкой.

Скоростной напор

$$P = \frac{\gamma}{2g} (w_0^2 - w_s^2) = \frac{1800}{2 \cdot 9,81} (1,885^2 - 0,417^2) = 312 \text{ кг/м}^2.$$

Принимаем потери напора на трение в 50%, т. е. принимаем гидравлический коэффициент полезного действия

$$\eta_d = 0,50.$$

Давление, создаваемое винтом, должно быть

$$P_e = \frac{P}{0,50} = \frac{312}{0,50} = 624 \text{ кг/м}^2.$$

Принимая механический коэффициент полезного действия равным

$$\eta = 0,75,$$

найдем мощность:

$$N_e = \frac{V_{\text{сек}} P_e}{75 \eta} = \frac{F_0 w_0 P_e}{75 \eta} = \frac{0,265 \cdot 1,885 \cdot 624}{75 \cdot 0,75} \approx 5,5 \text{ л. с.}$$

26. Конструкции механических мешалок

Наиболее типичные конструкции. Конструкции механических мешалок чрезвычайно разнообразны как по форме, так и по мощности; здесь мы остановимся только на наиболее типичных.

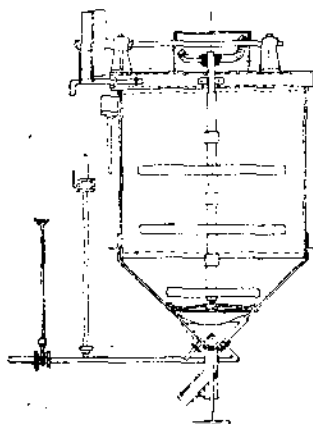


Рис. 122. Вертикальная мешалка с горизонтальными лопастями

1. Наиболее простыми по своему устройству являются мешалки с плоскими горизонтально установленными на вертикальном валу лопастями из полосового или углового железа. Конструкция такой мешалки представлена на рис. 122, где мешалка состоит из шести пар лопастей, изготовленных из неравнобокого углового железа, установленных наклонно, причем каждая пара лопастей расположена под прямым углом к соседней. Вертикальный вал мешалки снизу опирается на подпятник и снабжен зубчатой передачей, приводимой в движение от трансмиссии.

Лопастей этого типа мешалок обычно имеют ширину 60—80 мм и толщину 10—20 мм, число оборотов 20—100 в 1 мин.

2. В тех случаях, когда перемешивают очень густые жидкости, то при наличии нескольких пар лопастей создаются нежелательные условия вращения, а именно вся масса жидкости вращается вокруг оси мешалки как одно целое, и перемешивание фактически не имеет места. Подобного рода явления устраняют путем установки или двух мешалок с лопастями, вращающимися в разные стороны, или укрепляют на стенках аппарата неподвижные горизонтальные лопасти, входящие между лопастями мешалки, которые при вращении как бы разрезают жидкость и тем самым препятствуют ее вращению. Тип такой мешалки представлен на рис. 123.

3. Горизонтальные лопасти создают главным образом горизон-

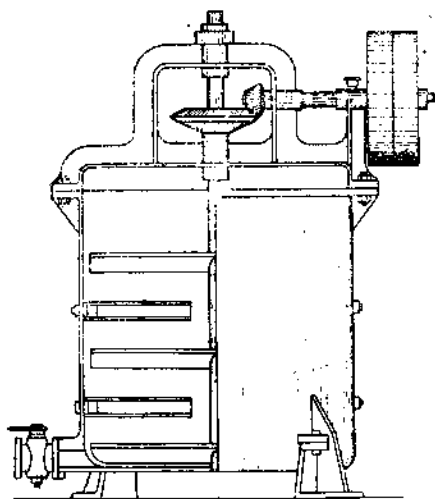


Рис. 123. Мешалка для перемешивания густых жидкостей.

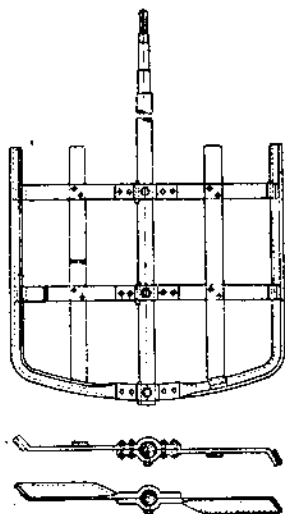


Рис. 124. Решетчатая мешалка с лопастями из полосового железа.

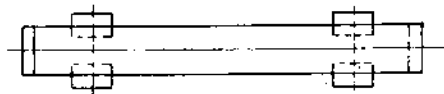
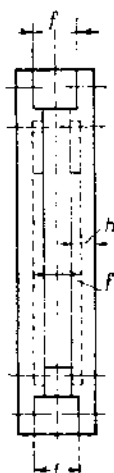
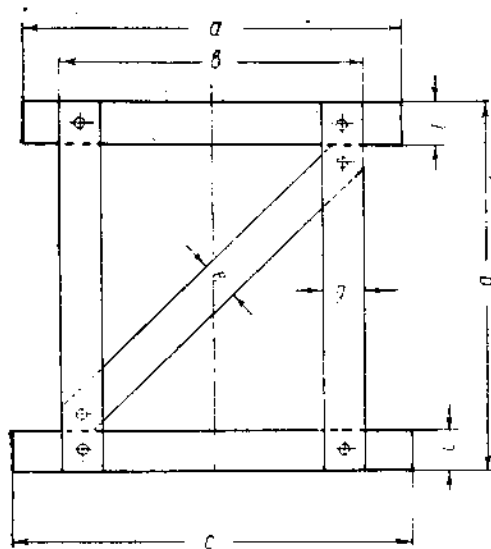


Рис. 125. Деревянная мешалка для чанов емкостью до 3 000 л.

тальные токи, а поэтому в целях создания условий перемешивания во всех слоях жидкости чаще применяют мешалки, снабженные как горизонтальными, так и вертикальными лопастями.

На рис. 124 изображена такая мешалка — так называемая решетчатая, — изготовленная из полосового железа, представляющая

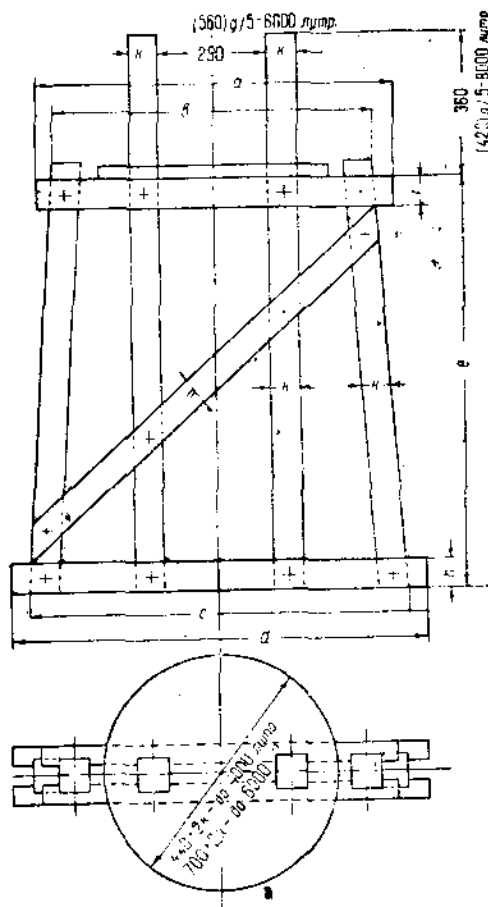


Рис. 126. Деревянная мешалка для чанов емкостью до 6 000 л.

собой ряд скрепленных между собой железных полос размерами 80×20 мм, укрепленных при помощи болтов на вертикальном валу, причем нижняя горизонтальная лопасть выгнута по кривой, радиус кривизны которой соответствует радиусу кривизны дна аппарата.

Подшипники вертикального и горизонтального валов мешалки укрепляют на высокой чугунной стойке, что, освобождая крышку аппарата, дает свободный доступ к его обслуживанию. Перевод ремня с рабочего шкива на холостой при остановке и с холостого на рабочий при пуске осуществляется при помощи червячной передачи, снабженной цепью.

4. На рис. 125 представлен эскиз деревянной мешалки, устанавливаемой в чанах, емкостью до 3000 л, состоящей из горизонтальных и вертикальных дубовых брусков, скрепленных при помощи или болтов, или, если перемешиваемая жидкость не допускает постановки железных или вообще металлических частей, — при помощи дубовых клиньев.

Размеры таких мешалок в мм приведены в табл. 27.

На рис. 126 представлен эскиз мешалки, устанавливаемой в деревянных чанах, емкостью до 6 000 л. Размеры таких мешалок в мм приведены в табл. 27а.

Для прикрепления деревянных мешалок к валу применяют так называемые водила, отливаемые из чугуна. Вертикальные лопасти мешалок для чана, представленные на рис. 126, прикрепляются к водилу каждая при помощи трех болтов, водило же укрепляется на валу при помощи клиньев.

Водило, применяемое для укрепления мешалок, изображенных

на рис. 125, укрепляется путем закрепления четырьмя или более болтами верхней горизонтальной лопасти мешалки к телу водила.

Таблица 27

Размеры деревянных мешалок для чанов емкостью от 1000 до 3000 л (рис. 125)

Емкость чана в л	a	b	c	d	e	f	g	h	Объем в м³	Вес в кг
1 000	750	600	800	850	80	100	80	50	0,020	15
1 500	850	750	950	1020	80	100	80	50	0,039	30
2 000	950	850	1050	1050	80	100	80	50	0,042	32
3 000	1 050	950	1150	1150	100	100	100	80	0,047	36

(Таблица 27 а

Размеры деревянных мешалок для чанов емкостью до 6000 л (рис. 126)

Емкость чана в л	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	m	n	o	p	Длина водила	Вес в кг	Объем в м³
1 500	850	750	900	1 000	950	80	50	80	50	80	50	80	50	30	450	24	0,032
2 000	950	850	1 000	1 100	1 000	80	50	80	50	80	50	80	50	30	450	27	0,035
3 000	1 050	950	1 100	1 300	1 100	80	50	80	50	80	50	80	50	30	450	31	0,04
4 000	1 200	1 100	1 250	1 500	1 200	100	100	100	80	100	100	100	60	30	550	76	0,10
5 000	1 250	1 150	1 350	1 650	1 300	100	100	100	80	100	100	100	60	30	550	84	0,11
6 000	1 350	1 250	1 450	1 850	1 300	100	100	100	80	100	100	100	60	30	550	91	0,12

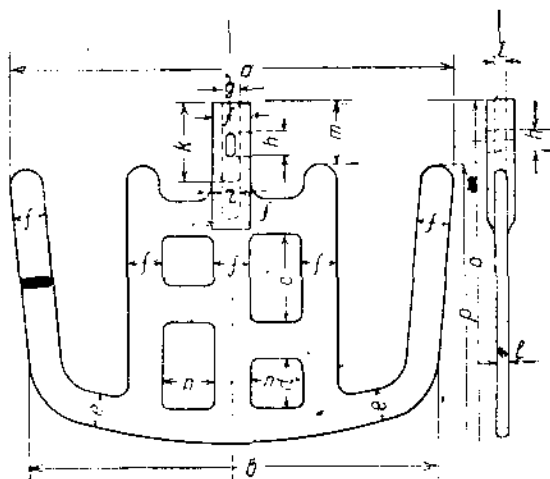


Рис. 127. Якорная эмалированная мешалка.

5. В тех случаях, когда дно сосуда или резервуара, в котором ведется перемешивание, является сферическим, устанавливают мешалки в форме якоря.

На рис. 127 представлен тип такой якорной мешалки, покрытой слоем эмали. Размеры таких мешалок в мм приведены в табл. 28.

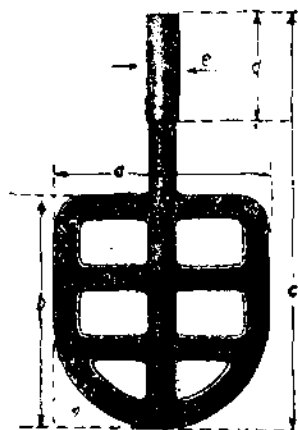


Рис. 128. Якорная керамиковая мешалка.

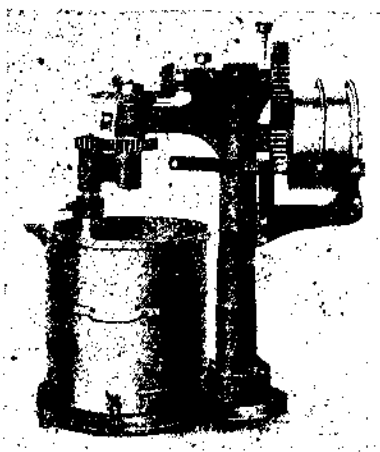


Рис. 129. Одинарная планетная мешалка.

Таблица 28

Размеры якорных эмалированных мешалок (рис. 127).

Емкость котла в л	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	Вес в кг
50	440	410	90	55	36	36	6	16	18	80	12	65	50	350	285	5,75
100	560	540	130	70	40	40	7	24	22	80	13	55	70	435	380	8,25
200	770	715	165	110	52	52	8	24	30	125	12	140	85	600	460	16,20
300	840	800	185	130	55	55	10	26	28	105	15	100	125	610	510	21,50
400	940	900	240	160	60	60	8	28	23	105	17	110	175	715	605	32,50
500	1035	990	245	165	63	60	8	22	28	110	18	95	190	715	620	37,0
1000	1040	1140	375	200	—	65	17	40	—	135	25	150	200	950	800	99,0

Таблица 29

Размеры кислотоупорных каменных мешалок (рис. 128)

Размер \ №	1	2	3	4
a	675	750	800	900
b	710	760	810	910
c	1500	1750	2000	2150
d	500	500	500	500
e	105	115	125	135

Немецкая фирма Штейнцейг (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke A. G.) изготавливает кислотоупорные мешалки из камня; внешний вид такой мешалки представлен на рис. 128, а размеры их в мм приведены в табл. 29.

6. В тех случаях, когда необходимо перемешивать жидкость в сосудах большого диаметра, для создания хороших токов по всему сосуду устанавливают две или три мешалки — так называемой „планетной“ передачей. Устройство их состоит в следующем. В большом резервуаре устанавливают 2 мешалки грабельного типа, каждая из которых, в свою очередь, состоит из двух мешалок, подвешенных на опорных подшипниках к водилу, закрепленному на валу и приводимому в движение при помощи конических зубчатых колес. При вращении водила обе мешалки вращаются вокруг общей оси, являющейся осью вала, и в то же время каждая из них вращается вокруг собственной оси. Последнее вращение осуществляется при помощи цилиндрических зубчатых колес, имеющих зацепление с неподвижно укрепленной на чугунной колонне цилиндрической шестерней.

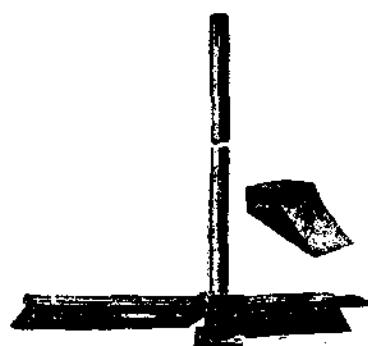


Рис. 131. Мешалка со стальными зубьями.

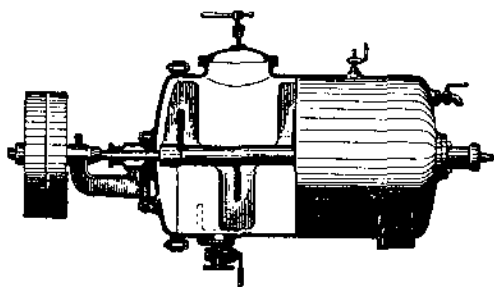


Рис. 130. Горизонтальная мешалка.

Таким образом каждая мешалка совершает сложное движение, чем и обуславливается энергичное перемешивание.

В зависимости от числа мешалок, составляющих одну систему, планетные мешалки могут быть одинарными, двойными и тройными; в последнем случае все три мешалки также вращаются вокруг одной неподвижной оси, вращаясь в то же время каждая вокруг своей оси. Устройство передачи одинарной планетной мешалки изображено на рис. 129.

7. В тех случаях, когда резервуар, в котором перемешивают жидкость, представляет собой горизонтально установленный цилиндрический сосуд, устраивают мешалки с горизонтальным валом. Примером такой конструкции мешалок может служить аппарат, представленный на рис. 130, устройство которого видно из рисунка и не требует пояснений.

Горизонтальные мешалки имеют один общий недостаток, а именно: при перемешивании жидкостей последняя неизбежно попадает в сальники и просачивается через набивку наружу. В тех случаях, когда перемешивают в таких мешалках растворы, последние,

попадая в сальник, откладывают там твердые осадки, что ведет к заеданию вала. Применяются горизонтальные мешалки главным образом для перемешивания густых, содержащих большие количества твердых осадков, жидкостей.

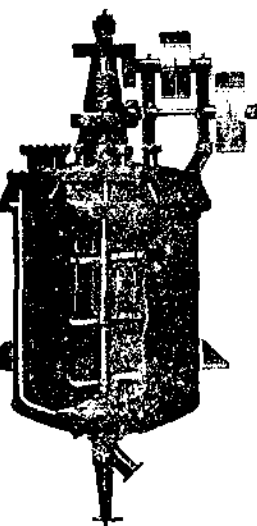


Рис. 132. Двойная пропеллерная мешалка.

8. Для перемешивания жидкостей, содержащих большие количества тяжелых твердых осадков, как например чугуновую стружку в редуторах при кислотном восстановлении нитропродуктов, устанавливают солидные, тяжелой конструкции мешалки, снабженные стальными зубьями в виде ножей, как представлено на рис. 131. Здесь мы видим мешалку, состоящую из одной пары лопастей, на которые надеты стальные зубья, при вращении вала врезающиеся в материал и как бы распахивающие его. При поломке отдельных зубьев или ножей таковые легко могут быть заменены без разбора всей конструкции.

Пропеллерные мешалки. Общий вид пропеллерной мешалки, состоящей из одного винта, снабженного диффузором, был представлен на рис. 120, а вид аппарата, снабженного пропеллерной мешалкой, на рис. 121.

Для осуществления энергичной циркуляции жидкости пропеллерная мешалка должна вращаться с большим числом оборотов порядка 150—400 об/мин. При таком большом числе оборотов передача движения при помощи зубчатых колес не совсем подходит, потому что как бы тщательно ни были обработаны зубья колес, все равно они будут сильно стучать, производя такой шум, который затрудняет обслуживание аппаратуры. Кроме того, при большом числе оборотов в случае попадания в мешалку твердых частей или в случае заедания и перекоса вала зубья легко ломаются. Все эти обстоятельства заставляют при постановке винтовых мешалок вместо зубчатых колес ставить фрикционную передачу, нормальная работа которой требует тщательной ее установки.

К недостаткам существующих пропеллерных мешалок необходимо отнести слабое укрепление диффузора, показанное на рис. 121, где последний установлен на нескольких шпильках. При работе мешалки эти шпильки очень быстро ломаются, диффузор от этого смещается со своей оси и винт начинает бить по его стенкам, в результате чего вся мешалка в целом приходит в полную негодность.

Устройство аппарата для сильного перемешивания, состоящего из двух мешалок, вращающихся в обратных направлениях, показано на рис. 132. Здесь внутренняя мешалка, вал которой пропу-

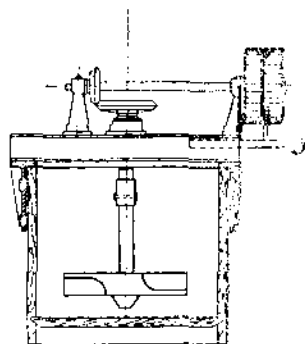


Рис. 133. Пропеллерная мешалка с деревянным винтом.

шен через полый вал наружной мешалки, снабжена тремя винтами, наружная же мешалка представляет собой раму с четырьмя выступающими горизонтальными лопастями. Каждая из мешалок имеет свою собственную передачу, что позволяет вращать их с различным числом оборотов. В мешалках такой конструкции винт работает без диффузора.

На рис. 133 представлен общий вид пропеллерной мешалки, снабженной деревянными лопастями, принятой в нормалях химического машиностроения Восхим. Размеры деревянных лопастей (рис. 134), (применяемых в этих мешалках, приведены в табл. 30, а размеры металлических лопастей (рис. 135) — в табл. 31.

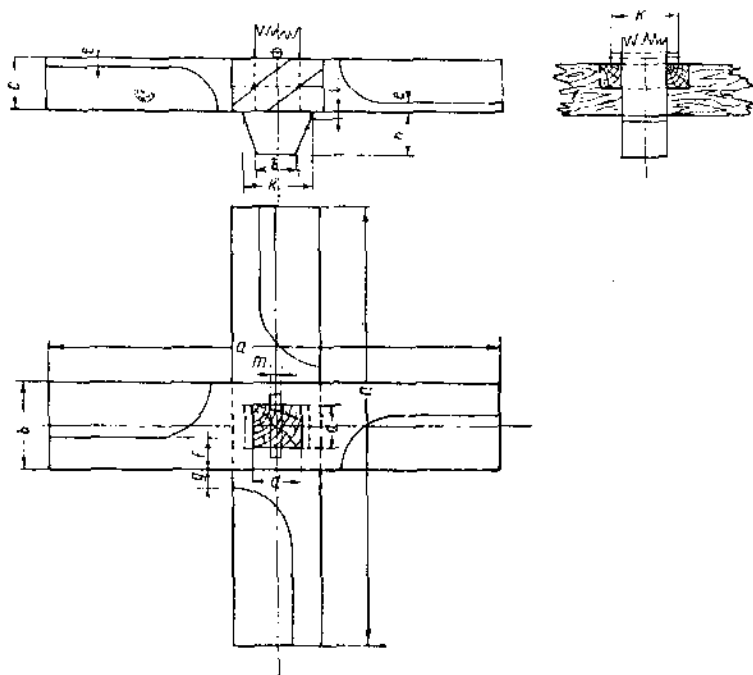


Рис. 134 Деревянная лопасть пропеллерной мешалки.

Таблица 30

Размеры деревянных лопастей пропеллерной мешалки (рис. 134)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>
500	100	60	50	10	36	20	50	50	70	5	10
600	120	72	60	12	43	24	60	60	85	6	12
700	140	84	70	14	50	28	70	70	100	7	14
800	160	96	80	16	57	32	80	80	115	8	16
1 000	200	120	100	20	72	40	100	100	140	10	20
1 200	240	144	120	24	86	48	120	120	170	12	24

Размеры металлических лопастей пропеллерных мешалок (рис. 135)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>
Чугунные лопасти											
500	120	10	80	9	220	0	95	130	40	10	20
600	185	10	95	9	250	10	95	130	40	10	20
700	210	10	115	9	300	10	120	130	40	11	25
800	220	10	130	9	340	10	135	140	40	12	27
900	180	10	145	9	380	0	160	160	40	15	30
1 000	250	10	190	12	—	10	190	170	—	15	30
Бронзовые лопасти											
500	160	10	80	8	215	10	85	130	40	8	15
600	160	10	90	8	250	0	90	130	40	8	15
700	170	10	110	8	290	0	110	130	40	9	16
800	180	10	110	8	310	0	130	140	40	9	16
900	195	10	160	9	310	5	160	160	40	10	18
Лопасты из твердого свинца											
500	120	10	80	10	215	10	100	130	40	12	25
600	160	10	90	10	250	0	110	140	40	12	25
700	160	10	110	10	280	0	120	140	40	14	30
800	180	10	120	10	310	0	140	150	40	14	30
900	180	10	120	10	320	0	160	165	40	16	35

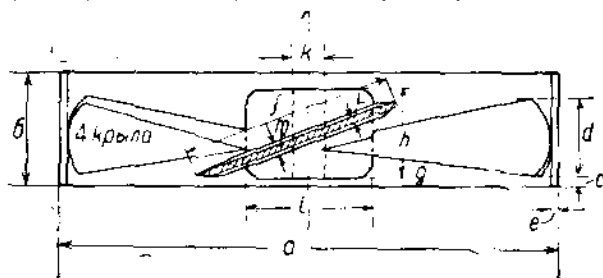


Рис. 135. Металлический винт пропеллерной мешалки.

Новейшие конструкции мешалок. Ниже приведен ряд оригинальных конструкций мешалок, демонстрированных на выставке Ашета в 1930 г.¹

1. На рис. 136 схематически представлена мешалка системы Кребса, рекомендуемая для перемешивания жидкостей с разными удельными весами. Мешалка состоит из двух дисков А, укреплен-

¹ Н. Гельперин и А. Николаев, „Химстрой“ № 7—8, стр. 617, 1930 г.

ных на общем вертикальном валу на небольшом расстоянии друг от друга и вращающихся с большой скоростью в направляющих цилиндрах В. Каждый из дисков снабжен отверстиями специальной формы, схематически изображенными на рис. 137. Для устранения возможности вращения жидкости сосудов, в котором ведут перемешивание, снабжен тремя вертикальными перегородками С, укрепленными на крышке. Мешалка приводится в действие от электромотора, вал которого непосредственно соединен с валом мешалки.

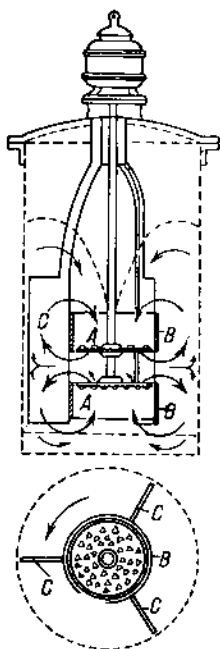


Рис. 136. Мешалка Кребса.

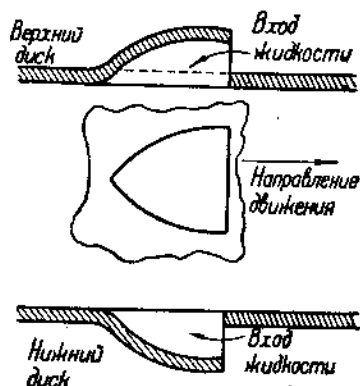


Рис. 137. Диски мешалки Кребса.

При вращении дисков слои жидкости, находящиеся под нижним диском, поднимаются с большой скоростью по оси нижнего направляющего цилиндра, а слои жидкости, находящиеся выше верхнего диска, опускаются вниз по оси верхнего направляющего цилиндра и сталкиваются с струей жидкости, подаваемой нижним диском, за счет чего и происходит энергичное перемешивание; при этом возникают вихревые токи по всему объему жидкости, значительно способствующие процессу перемешивания.

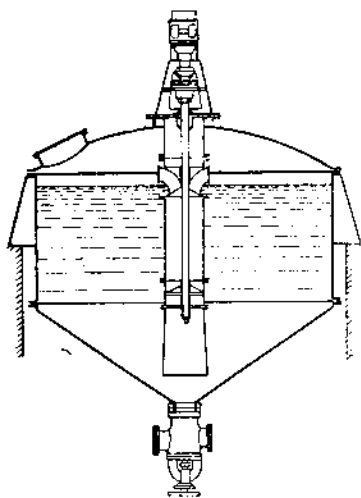


Рис. 138. Мешалка системы MAN.

2. На рис. 138 схематически представлена мешалка системы MAN, в которой процесс перемешивания осуществляется при помощи винта, установленного в трубе, проходящей почти через весь слой жидкости. При вращении винта жидкость засасывается в трубу и с большой скоростью выталкивается через отверстия на вершину трубы, при этом струи жидкости ударяются о поверхность жидкости в аппарате, разбиваются на мелкие части, что и способствует хорошему перемешиванию. Мешалка приводится в действие от электромотора, установленного непосредственно на крышке аппарата.

Размеры и производительность мешалок MAN приведены в табл. 32.

Таблица 32

Общие данные о мешалках системы MAN

№ мешалок	3	4	5	6	7	8	9	10
Число об. мин.	1 000	1 000	750	600	600	500	500	400
Количество перекачиваемой жидкости в м ³ /сек. . . .	0,25	0,5	0,75	1,0	1,35	1,7	2,1	2,5
Расход энергии в л. с. . . .	7	11	15	20	27	33	41	49
Объем резервуара в м ³ . .	15	25	35	50	65	80	100	120

26а. Барботирование

Перемешивание жидкостей нередко осуществляют путем пропускания через слой их мелких пузырьков воздуха, газа или пара. Такое перемешивание называют барботированием, а приспособления, предназначенные для барботирования, барботерами. Такой способ перемешивания чрезвычайно прост и особенно находит применение в тех случаях, где или самый процесс взаимодействия перемешиваемых жидкостей требует как реагента газа или воздуха, или же тогда, когда одновременно с процессом взаимодействия ведут нагрев острым паром.

Процессы, в которых перемешиваемая жидкость так или иначе взаимодействует с газом, мы рассмотрим более подробно в со-

ответствующих разделах курса. Здесь же остановимся лишь на барботировании только с целью перемешивания жидкости.

В простейшем случае все приспособление для барботирования может состоять из открытой на конце трубы соответствующего диаметра, опущенной до дна резервуара с перемешиваемой жидкостью, а другим концом присоединенной к воздухопроводу или газопроводу.

Воздух с некоторой скоростью выходит че-

рез нижний конец трубы и, поднимаясь вверх, увлекает за собой частицы жидкости, чем и создает токи ее, причем эти токи будут тем интенсивнее, чем с большей скоростью будет выходить воздух. При выходе из трубы живая сила струи воздуха превращается в энергию давления, за счет которого возникает удар. Во избе-

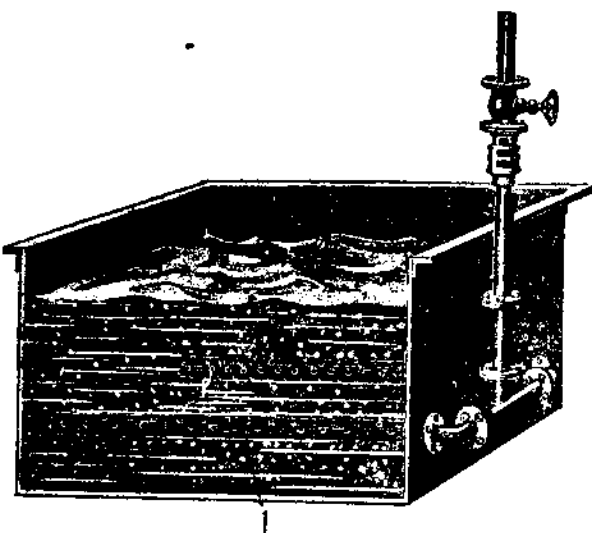


Рис. 139. Мешалка с горизонтальной трубой.

жание деформации днища за счет этого удара практически необходимо конец трубы выгнуть, направив струю не в дно, а вдоль резервуара.

Устройство только одной открытой трубы не дает равномерного интенсивного перемешивания во всех слоях жидкости и для достижения его устраивают барботеры, как показано схематично на рис. 139, состоящие из горизонтально расположенных труб, снабженных по всей их длине целым рядом отверстий для выхода воздуха. Здесь трубы также соединяются одной или двумя вертикальными трубами с воздухопроводом.

Трубы необходимо стремиться уложить строго горизонтально, чтобы воздух при выходе из отверстий имел везде одинаковое гидростатическое сопротивление, измеряемое столбом жидкости; в противном случае воздух более интенсивно будет выходить из тех отверстий, на которые давит меньший столб жидкости. Кроме того для лучшего перемешивания и уменьшения вредных потерь за счет ударов рекомендуется отверстия по длине барботера располагать по винтовой линии. Отверстия делают в 3—6 мм; очевидно, чем меньше будут отверстия, тем на большее количество пузырьков распределится воздух и тем интенсивнее будет перемешивание; однако маленькие отверстия быстро засоряются и требуют частой чистки.

В целях устранения возможности засорения отверстий вместо труб устанавливают на дне аппарата железные желоба, поставленные на дно аппарата боковыми стенками, в которых для разбивки воздуха или газа на мелкие пузырьки делают целый ряд полукруглых или треугольных вырезов.

Воздух или газ, поступающие на барботирование, должны обладать некоторым давлением, причем это давление должно быть достаточным для создания скоростного напора в трубопроводе и преодоления сопротивлений трения и гидростатического сопротивления столба перемешиваемой жидкости в резервуаре, т. е. давление воздуха должно удовлетворять условию

$$p = \frac{\gamma_1 w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta) + \gamma_2 H, \text{ кг/м}^2, \quad (163)$$

где H — высота слоя жидкости в резервуаре в м, γ_1 — удельный вес воздуха в кг/м^3 , γ_2 — удельный вес жидкости в кг/м^3 .

Расход воздуха обуславливается требуемой интенсивностью перемешивания и площадью сечения резервуара, в котором перемешивается жидкость. По нормам, рекомендуемым американской фирмой Рут (The P. H. and F. M. Roots Co), при расчете барботеров расход воздуха в 1 мин. на 1 м² свободной поверхности резервуара можно принимать равным:

0,4 м³ — при слабом перемешивании,

0,8 м³ — при средней интенсивности перемешивания,

1 м³ — при бурном перемешивании.

Перемешивание путем барботирования не требует сложных устройств и приспособлений и, если завод располагает сжатым воздухом, то все устройство барботера сводится к присоединению его к воздухопроводу. В тех случаях, когда перемешиваемая жид-

кость обладает большой химической активностью, в результате которой происходит быстрое разьедание механических мешалок, очевидно барботирование имеет все преимущество по сравнению с механическим перемешиванием. Правда, здесь необходимо учесть то обстоятельство, что вместе с воздухом при барботировании могут быть увлечены ценные летучие пары и газы, содержащиеся в жидкости, или — что нередко бывает при обработке различных органических продуктов — воздух может вызвать нежелательные побочные процессы окисления и осмоления перемешиваемой жидкости; и в том и в другом случае от барботирования воздерживаются.

Пример 44. Вычислить расход энергии, потребной на размешивание при помощи воздуха отработанной кислоты в отстойниках с уровнем жидкости в 4 м и диаметром 2,5 м. Удельный вес кислоты 1,8. Полный коэффициент полезного действия воздуходувки и электродвигателя 0,5. Длина трубопровода 25 м. Перемешивание средней интенсивности.

Решение. Свободное сечение отстойника

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} \approx 4,9 \text{ м}^2.$$

При средней интенсивности перемешивания расход воздуха в секунду будет:

$$V_{\text{сек}} = \frac{F \cdot 0,8}{60} = \frac{4,9 \cdot 0,8}{60} \approx 0,0654 \text{ м}^3/\text{сек},$$

считая на нормальные условия, т. е. при 0° и 760 мм, а вес его $G = 0,0654 \cdot 1,293 = 0,085 \text{ кг/сек}$.

Принимаем предварительно, что воздух имеет среднее давление, равное

$$P_{\text{ор}} = 17\,600 \text{ кг/м}^2.$$

Если воздух засасывается при температуре $t_1 = 20^\circ$, т. е. при

$$T = 273 + 20 = 293^\circ \text{ К},$$

то после адиабатического сжатия его в воздуходувке будем иметь: давление $p_2 = 17\,600 \text{ кг/м}^2$. При начальном давлении $p_1 = 10\,336 \text{ кг/м}^2$, и показателя политропы $k = 1,40$ температура воздуха после сжатия будет

$$T_2 = 293 \left(\frac{17,6}{10,336} \right)^{\frac{1,40-1}{1,40}} = 342^\circ \text{ К}.$$

$$t_2 = 342 - 273 = 69^\circ.$$

Удельный объем воздуха при 69° и давлении 17 600 кг/м²

$$v_t = \frac{29,27 \cdot 342}{17\,600} \approx 0,568 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем воздуха, протекающего через трубопровод в 1 сек.

$$V_{\text{сек}} = G v_t = 0,085 \cdot 0,568 = 0,0483 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Принимаем диаметр трубопровода равным $d = 0,05 \text{ м}$.

Сечение трубопровода

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} \approx 0,001963 \text{ м}^2.$$

Скорость протекания воздуха по трубопроводу

$$w = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{0,0483}{0,001963} \approx 24,8 \approx 25 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент внешнего трения при $d = 50 \text{ мм}$ и

$$\gamma_1 w = \frac{1w}{v_t} = \frac{25}{0,568} = 44$$

находим по табл. 11 (стр. 90) равным $\lambda = 0,023$.

$$\text{Сопротивление трения } \zeta = \lambda \frac{l}{d} = 0,023 \frac{25}{0,05} \approx 11,5.$$

Гидростатическое сопротивление столба жидкости при удельном весе жидкости: $\gamma_2 = 1800 \text{ кг/м}^3$ и $H = 4 \text{ м}$ (по условию) равно:

$$H\gamma_2 = 4 \cdot 1800 = 7200 \text{ кг/м}^2.$$

Избыточное давление воздуха должно быть не меньше чем

$$P = \frac{\gamma_1 w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta) + H\gamma_2$$

$$P = \frac{25^3}{0,568 \cdot 2 \cdot 9,81} (1 + 11,5) + 7200 = 7900 \text{ кг/м}^2.$$

Начальное давление воздуха в трубопроводе

$$P_n = 10\,336 + 7900 = 18\,236 \text{ кг/м}^2.$$

Конечное давление

$$P_k = P_n - \frac{\gamma_1 w^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta) = 18\,236 - \frac{25^3}{0,568 \cdot 2 \cdot 9,81} (1 + 11,5) = 17\,591 \text{ кг/м}^2.$$

Среднее давление

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_k + P_n}{2} = \frac{18\,236 + 17\,591}{2} \approx 17\,913 \text{ кг/м}^2,$$

что близко к ранее принятому.

Работа сжатия выражается уравнением: $T = GL \text{ кгм/сек}$

$$AL = C_p (t_2 - t_1) = 0,24 (69 - 20) = 11,7 \text{ кал/кг.}$$

$$L = 11,7 \cdot 427 \approx 5000 \text{ кгм/кг.}$$

$$T = 0,085 \cdot 5000 = 425 \text{ кгм/сек.}$$

Расход мощности

$$N_e = \frac{T}{75\eta} = \frac{425}{75 \cdot 0,5} \approx 11,3 \text{ л. с.}$$

Перемешивание в твердой среде

27. Конструкция мешалок для твердых, сыпучих и тестообразных тел

По принципу действия приспособления для перемешивания твердых, сыпучих и тестообразных материалов мало отличаются от приспособлений для перемешивания жидкостей.

В конструктивном отношении все аппараты для перемешивания твердых, сыпучих и тестообразных тел можно разбить на несколько групп, которые мы здесь и рассмотрим каждую в отдельности.

Мешалки с поступательным движением. В тех случаях, когда приходится перемешивать значительное количество твердых материалов в тонком слое, расположенном на большой площади, устраивают мешалки с поступательно движущимися лопастями.

Примером устройства такой мешалки может служить приспособление для механического перелопачивания солода, схематически изображенное на рис. 140.

Здесь мешалка состоит из длинного горизонтально установленного вала, снабженного целым рядом лопаток. Вал вращается вок-

руг своей оси и в то же время движается поступательно, совершая прямолинейное, попеременно возвратное движение. При вращении вала лопасти захватывают расположенный тонким слоем материал

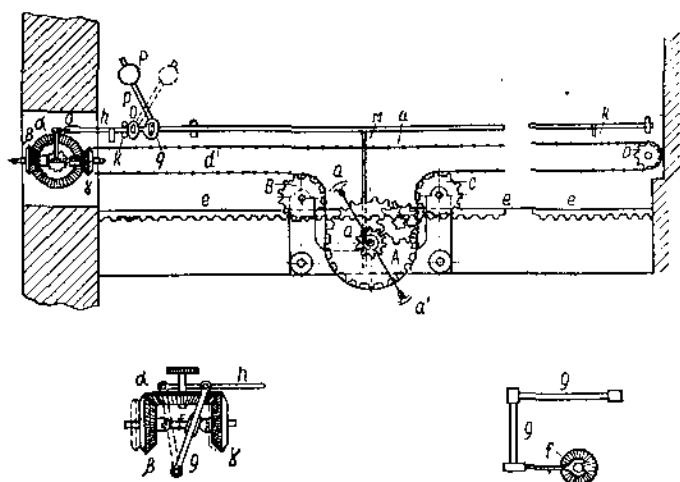


Рис. 140. Мешалка с поступательно движущимися лопастями.

и перевортывают его, причем благодаря поступательному движению вала такое перевортывание осуществляется по всей ширине площади материала.

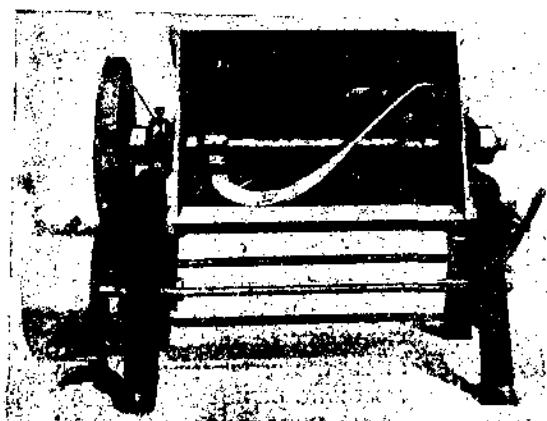


Рис. 141. Смеситель для сыпучих тел.

Устройство механизма такой мешалки состоит из следующих частей. Лежащие в одной плоскости зубчатые колеса A , B , C , D , D_1 (на рисунке D_1 , как помещенное за шестерней a , не видно) соединены бесконечной цепью d' так, что вращением колеса D_1 вся система приводится во вращательное движение. При помощи колес A , B , C и рейки e достигается возвратно поступательное движение мешалки влево и вправо. При подходе вала мешалки a к стене движение его меняется на противоположное при помощи шестерен a , β и γ , рычажка h и противовеса P . При движении вала влево, когда палец M упрется в палец K и потянет штангу h влево, противовес перекинется в положение, указанное пунктиром; тогда в зацепление с колесом a вместо колеса β вступит колесо γ и движение изменится на обратное.

Попеременное включение колес β и γ достигается посредством нажимающей муфты f , соединенной помощью рычажков g и g' со шлангой h ; в них же включен рычажок с противовесом P , могущий качаться вокруг неподвижной точки O .

Мешалки с вращающимися лопастями и смесительные барабаны. Для перемешивания сыпучих тел и тестообразных материалов применяют как лопастные (главным образом горизонтальные) мешалки, так и вращающиеся барабаны.

На рис. 141 представлена мешалка, применяемая для перемешивания красителей при установке их на тип, состоящая из чугунного полуцилиндрического кожуха с крышкой с горизонтально установленным валом. На валу укреплены две выгнутые в виде буквы S лопасти, при вращении которых и происходит перемешивание материала. Аппарат работает периодически. Опорожнение происходит путем опрокидывания кожуха, для чего имеются соответствующие приспособления в виде зубчатых передач. Немецкая фирма Эккардт (G. Eckardt) изготавливает такие мешалки размерами: диаметр 650 мм, длина 1000 мм, емкость 250 л, расход энергии 3 л. с., скорость 150 об/мин.

Когда одновременно с перемешиванием производится и измельчение материала, применяют так называемые тестомешалки, пример конструкции которых представлен на рис. 142. По конструкции такого рода аппарат аналогичен только что описанному с той лишь

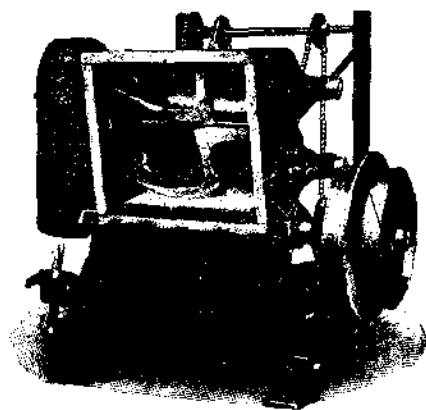


Рис. 142. Тестомешалка фирмы Эккардт.

Таблица 33

Размеры и мощность мешалок Эккардт

№	Объем кожуха в л	Вес в кг		Мощность л. с.	Габарит в мм		Рабочий шкив		Ширина трансмиссионного шкива в мм
		нетто	брутто		длина в мм	ширина в мм	диаметр в мм	число об/мин.	
K-1	35	440	485	1 1/2	1400	850	100	450	260
K-2	80	570	700	2 1/2	1600	1050	100	550	260
K-3	130	1340	1450	3	1800	1625	100	550	260
K-4	200	1450	1675	4	2000	1625	100	550	260
K-5	300	2500	3000	4 1/2	2300	2100	100	850	310
K-6	400	3000	3800	5	2500	2100	100	850	310
K-7	600	3500	4300	6	3100	2400	100	850	330

разницей, что здесь лопасти мешалки делаются массивнее, литыми в виде коленчатых рычагов.

Размеры и производительность таких аппаратов, изготавливаемых фирмой Эккардт, приведены в табл. 33.

Для перемешивания сыпучих материалов в анилиноокрасочной промышленности и многих других отраслях химической промышленности применяют смесительные барабаны. Они внутри снабжены целым рядом наклонно поставленных перегородок и вращаются на роликах при помощи цилиндрических зубчатых колес, приводимых в движение от трансмиссии. При вращении барабана материал ссыпается с одной перегородки на другую и при этом перемешивается.

Размеры, производительность и мощность таких барабанов, выпускаемых немецкой фирмой Корбах (I. Kohrbach), приведены в табл. 34.

Таблица 34

Общие данные о смесительных барабанах

№	12	14	17	18	20	21	24	14/30
Диаметр корпуса мм	1 200	1 450	1 700	1 800	2 000	2 150	2 350	1 400
Длина корпуса мм	1 600	1 700	1 800	2 000	2 300	2 300	2 300	3 000
Шкив { диаметр мм ширина мм	1 000	1 100	1 200	1 350	1 500	1 500	2 000	625
	180	200	220	220	250	250	250	130
Число об/мин шкива	75	75	75	75	75	80	90	(барабана) 9
Емкость барабана л	1 700	2 700	3 800	5 000	6 500	8 000	13 500	4 500
Колич. перемешив. материала л	850	1 350	1 900	2 500	3 250	4 000	6 700	—
Мощность л. с.	4	6	8	10	12	14	24	3
Вес кг	3 500	4 750	6 000	7 500	9 000	11 000	17 000	без фут- ровки 2800 выложенный свинцом 5700

Смесительные барабаны являются менее совершенными и более громоздкими аппаратами, чем лопастные мешалки, так как здесь приходится затрачивать работу на преодоление трения, обусловливаемого не только весом перемешиваемого материала, но и весом самого аппарата. Кроме того при перемешивании в смесовых барабанах тестообразного материала последний неизбежно будет просачиваться через неплотности в загрузочных и разгрузочных люках, так как эти люки находятся периодически под давлением столба массы.

Дифференциальный смесительный шнек. Для смешения двух или нескольких сыпучих материалов находят широкое применение так называемые дифференциальные смесительные шнеки, в основном похожие на обыкновенный шнек для транспортирования.

По своему устройству дифференциальный смесительный шнек представляет собой вал с насаженными через некоторые промежутки на нем по винтовой линии плоскими лопастями, образующими как бы прерывистую винтовую поверхность.

Вал с лопастями устанавливается в замкнутое корыто на подшипниках и приводится во вращательное движение от трансмиссии при помощи ременной передачи и пары цилиндрических зубчатых колес. Примером устройства такого шнека может служить дифференциальный смесительный шнек, выпускаемый фирмой Ф. Круппа, изображенный схематически на рис. 143, где аппарат имеет одновременно два шнека.

Данные о размерах и производительности таких шнеков по каталогу фирмы приведены в табл. 35.

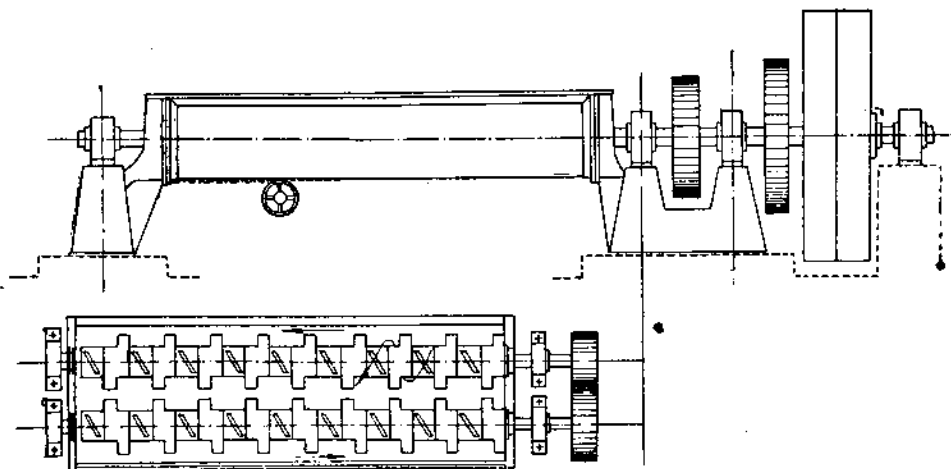


Рис. 143. Смесительный шнек Круппа.

Таблица 35

Общие данные о дифференциальных смесительных шнеках Круппа

№	С одним шнеком							С двумя шнеками		
	1	2	3	1а	2а	3а	4а	1б	2б	3б
Диаметр шнека мм	375	500	600	370	470	610	780	375	500	610
Длина корыта	2500	3530	4000	2500	2500	2850	3000	2500	4000	2850
Диаметр шкива	800	1000	1200	600	800	860	1200	790	1200	1200
Ширина	150	160	180	110	130	160	180	130	180	180
Число об/мин	150	135	120	120	120	125	80	100	135	135
Производительность м³/час	3	5	7	4	5	7	10	3,5	6	8
Габарит: длина мм	4400	5600	6400	3700	4000	4400	4600	3900	5800	4600
ширина	1400	1700	1800	1100	1300	1600	1900	1400	2200	2100
высота	1200	1600	1700	1000	1300	1400	1800	1000	1500	1600
Расход мощности л. с.	6—7	8—10	12—16	3—4	4—6	8—10	10—12	7—8	10—12	12—15
Вес кг	1150	2600	3200	750	1050	1500	2700	1350	3050	2950

Процесс смешения в дифференциальном смесительном шнеке протекает за счет перемещения благодаря вращению лопастей отдельных объемов материала в общей его массе, при этом материал постепенно перемещается как по направлению вращения, так и по оси шнека.

Задачи

1. Вычислить мощность якорной мешалки, изображенной на рис. 127, имеющей диаметр 940 мм, при перемешивании купоросного масла при температуре 50°. Скорость мешалки 60 об/мин.

Ответ. 3 л. с.

2. Вычислить мощность чугунной мешалки, изображенной на рис. 135, имеющей диаметр 900 мм и вращающейся со скоростью 120 об/мин при перемешивании водного раствора каустика крепостью 40% при температуре 60°.

Ответ. 6 л. с. при $\eta_2 = 0,8$.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ОЧИСТКА ГАЗОВ ОТ ПЫЛИ И ТУМАНОВ

28. Неоднородные системы

Все участвующие в технологических процессах вещества при их обработке образуют разнообразные как по химическому составу, так и по физическим свойствам системы. Эти системы по своему характеру могут быть как однородными, так и неоднородными. В первом случае система является гомогенной, а во втором — гетерогенной.

Гомогенной, или однородной, системой называют такую систему веществ, которая обладает в каждой своей части идентичными физическими свойствами и химическим составом. Последнее вовсе не означает, что гомогенная система должна состоять только из одного вида атомов или молекул, но это значит, что при помощи имеющихся в нашем распоряжении методов исследования мы не можем обнаружить в ней частиц, размерами больше, чем размеры атомов и молекул. Типичным примером гомогенной системы может служить любой молекулярный раствор одного или нескольких веществ в том или ином растворителе.

Гетерогенной, или неоднородной, системой называют такую систему, которая состоит из частей, обладающих различными физическими, а также иногда и химическими свойствами, причем эти составляющие неоднородную систему части отделены друг от друга ограничивающими поверхностями и, стало быть, могут быть легко обнаружены и механически разделены. Типичным примером гетерогенной системы может служить любая жидкость или газ, в которых взвешены твердые мелкоизмельченные частицы того же самого или иного химического состава.

Отдельные, сами по себе гомогенные, но физически различные и механически отделимые части гетерогенной системы называют фазами, причем фаза, являясь физически и химически однородной, по своему химическому составу может быть как простой, так и сложной.

Всякая неоднородная система независимо от числа ее фаз состоит из одного или нескольких компонент; последние, являясь синонимами присутствующих в системе химических элементов или их соединений, представляют собой такие составные части, которые могут менять свою концентрацию независимо друг от друга в различных фазах данной системы.

Всякая неоднородная система складывается из двух или боль-

шего числа фаз, при этом одна из них, так называемая дисперсная, или внутренняя, фаза, находится в мелкораздробленном (дисперсном) состоянии, другая же, которая окружает отдельные частицы первой, так называемая дисперсионная, или внешняя, фаза является той средой, в которой распределены частицы дисперсной фазы.

Собственно, приведенное выше деление систем на однородные и неоднородные несколько условно и по существу как те, так и другие имеют дисперсионную среду и дисперсную фазу, разница же лишь в размерах отдельных частиц последней; в системах однородных частицы, образующие дисперсную фазу, достигают величины молекул и атомов.

Дисперсная фаза и дисперсионная среда системы могут быть до бесконечности разнообразны и могут находиться в любом агрегатном состоянии.

Обозначая через: T — твердое состояние, $Ж$ — жидкое состояние и $Г$ — газообразное состояние, все неоднородные системы в зависимости от агрегатного состояния отдельных фаз можно объединить в девять групп, а именно:

Г р у п п а	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Дисперсионная среда	T	T	T	$Ж$		$Ж$	$Г$	$Г$	$Г$
Дисперсная фаза . .	T	$Ж$	$Г$	T	$Ж$	$Г$	T	$Ж$	$Г$

В настоящей главе мы займемся только тремя последними группами неоднородных систем, представляющих собой газообразную дисперсионную среду, в которой взвешены мелкие частицы твердого, жидкого или газообразного тела, при этом систему $Г + T$, состоящую из газообразной среды и твердых взвешенных в ней частиц, мы будем называть пылью, а систему $Г + Ж$, состоящую из газообразной дисперсионной среды и взвешенных в ней частиц жидкости, — туманом. Системы $Г + Г$ не имеют практического интереса, так как газы смешиваются друг с другом во всех отношениях, образуя при этом гомогенную систему.

Размеры взвешенных в газообразной среде твердых и жидких частиц колеблются в очень широких пределах и обуславливаются главным образом скоростью движения газа; при больших скоростях газового потока последним, как это и имеет место в пневматическом транспорте, могут быть увлечены твердые частицы весом несколько граммов.

Практически при проведении технологических процессов взвешенные частицы пыли и туманов редко по размеру бывают больше $0,2 \text{ мм}$ в поперечнике.

В зависимости от величины взвешенных частиц различают: 1) грубую пыль со взвешенными частицами размерами до $0,2 \text{ мм}$, т.е.

до 200 μ ¹, 2) пыль средней тонкости со взвешенными частицами размерами от 200 до 20 μ , 3) тонкую пыль с частицами размерами от 20 μ и ниже.

У взвешенных частиц размерами в 1 μ и ниже наблюдается уже так называемое броуновское движение, возникающее за счет энергии движения отдельных молекул дисперсионной (в данном случае газообразной) среды.

Частицы размерами ниже 0,1 μ практически уже не оседают под влиянием силы тяжести и могут находиться во взвешенном состоянии любой большой промежуток времени.

Говоря о размерах взвешенных частиц, мы должны предположить у них какую-то форму; обычно частицам приписывают правильную сферическую форму и, говоря об их размере, последний выражают как диаметр сферы, что очевидно далеко не отвечает действительности. Японский исследователь К. Казан² провел ряд опытов с частицами порошкообразного стекла размерами до 40 μ и путем определения фактической поверхности их (методом растворения и адсорбции) нашел, что фактическая поверхность примерно в 1,65—1,68 раз больше теоретической, вычисленной при предположении, что частицы имеют форму эллипсоида вращения. Для характеристики формы частиц Казан приводит таблицу (табл. 36), в которой все величины сравниваются с так называемым средним диаметром Стокса.

Таблица 36

№ по пор.	Формула вычисления размера частицы	Наименование вычисляемого размера частицы	Вычисленный размер частицы в μ	Отношение вычислен. размера частицы к среднему диаметру Стокса
1	d_{cp}	Средний диаметр	41,2	1
2	$\sqrt{F_{cp}}$	Средний квадратный корень из площади проекции частицы . .	50,1	1,21
3	d_n	Средний наблюдаемый диаметр . .	55,7	1,35
4	$\frac{2a + 2b + 2c}{3}$	Среднее арифметическое из трех осей частицы, принятой за эллипсоид со средним диаметром, равным $\sqrt{F_{cp}}$	44,5	1,08
5	$\sqrt[3]{v_{cp}}$	Кубический корень из объема частиц со средним диаметром $\sqrt{F_{cp}}$, рассматривая частицу как куб .	30,5	0,74
6	$\sqrt[3]{v_{cp} \cdot \frac{6}{\pi}}$	Диаметр шара с объемом v_{cp} . . .	37,9	0,92

¹ μ — микрон, единица линейного измерения, равна 0,001 мм = 10⁻⁴ см, $\mu\mu$ (миллимикрон) = 0,001 микрона = 10⁻⁶ мм = 10⁻⁷ см.

² Archiv f. Wärmewirtschaft, № 3, 1931 г.

Из таблицы видно, что наиболее близко подходят к среднему диаметру величины, вычисленные как средние арифметические трех осей частицы и как диаметр шара, т. е. практически форма частиц близка к форме шара и эллипсоида.

Для того чтобы иметь представление о размерах частиц пыли, с которыми приходится сталкиваться в технике, ниже приведена таблица величин взвешенных частиц в различных промышленных газах¹.

Размеры частиц пыли

Вещество	Диаметр частиц μ
Мучная пыль на мельницах	15 ÷ 20
Угольная пыль (в среднем)	10
Цементная пыль в размольных установках	7 ÷ 10
Дым плавильных печей	10 ÷ 0,01
Цементная пыль при обжиге	6 ÷ 0,8
Пыль окиси цинка (в среднем)	0,5
Пары NH_4Cl	0,1 ÷ 0,01
Нефтяной дым	0,1 ÷ 0,005
Табачный дым	0,015 ÷ 0,001
Туман серной кислоты при концентрации ее	1,1 ÷ 0,16
Туман смол в генераторных и коксовальних газах	0,1 ÷ 0,001

Практический интерес представляют причины и способы образования неоднородных газовых систем в технике. Прежде всего пыль может образовываться за счет взмучивания порошкообразных твердых материалов струей газа; при этом величина увлекаемых газом частиц зависит от скорости протекания газа и может быть вычислена по предыдущему [см. стр. 197, формула (132)] по формуле

$$w_n = 4,65 \sqrt{d \frac{\gamma_1}{\gamma_2}},$$

где γ_2 — удельный вес газа в кг/м^3 , γ_1 — удельный вес твердых частиц в кг/м^3 , d — диаметр частиц в м , w_n — предельная скорость протекания газа, при наличии которой будут увлекаться частицы с диаметром d и меньше. Пользуясь формулой (132), мы в каждом частном случае можем вычислить ту предельную скорость, которая будет отвечать заданным предельным размерам уносимых газом частиц.

Пыль может образовываться и в среде неподвижного газа при целом ряде механических процессов, как например при измельчении материалов, при просеивании, пересыпании, при шлифовке и т. п. Здесь измельченные частицы приобретают скорость за счет механических усилий машины или аппарата и образуют в окружающей атмосфере облака пыли.

Только что приведенные причины пылеобразования являются

¹ Н. Егоров и Б. Шнейерсон, Электрическая очистка газов, „Химстрой“ 1930 г., № 4.

по своему характеру причинами механического порядка, в основе которых лежит раздробление, или дезинтеграция твердых материалов.

В химической технологии часто причиной образования неоднородных систем являются процессы физико-химические, к числу которых прежде всего относятся процессы конденсации паров и газов и чисто химические реакции.

При охлаждении горячих газов, в той или иной степени насыщенных парами жидкостей или твердых тел, может происходить конденсация последних, т. е. переход их соответственно в жидкое или твердое состояние, в результате чего и возникают мелкие взвешенные в газовой среде частицы жидких и твердых тел. Это имеет место при выпаривании и концентрировании жидкостей, при процессах обжига руд, плавки металлов и т. п. Количество взвешенных жидких или твердых частиц в этом случае зависит от степени охлаждения газа на его пути, причем для того, чтобы свести наличие их в газе до минимума, прежде всего необходимо стремиться к тому, чтобы температура газа не падала ниже того предела, при котором могут иметь место процессы конденсации.

В химической технологии пыль и туман чаще всего образуются по причинам чисто химического порядка, а именно в тех случаях, когда твердые или жидкие мелкие частицы в газе возникают за счет химического взаимодействия между составными частями газа или вообще за счет той или иной химической реакции.

Наиболее типичным примером в данном случае является процесс горения, в результате которого образуется сложная неоднородная смесь, называемая дымом, состоящая из дисперсионной газовой среды и взвешенных в ней одновременно и твердых и жидких частиц, причем первые возникают за счет неполноты сгорания, вторые же за счет конденсации водяных паров.

Другим примером здесь могут служить туманы, образующиеся при смешении серного ангидрида с влажным воздухом, в результате чего получается серная кислота в виде мелких частиц, взвешенных в воздухе, или туманы, образующиеся при смешении газообразного аммиака с хлористоводородным газом, в результате чего получается хлористый аммоний в виде мельчайших твердых взвешенных частичек.

Независимо от того, в силу каких причин возникла та или иная неоднородная газовая смесь, перед нами при осуществлении технологических процессов обычно ставится задача разделить эту смесь на составляющие ее фазы, т. е. задача очистить газ от взвешенных в нем твердых и жидких частиц. Собственно, весь вопрос обработки неоднородных газовых систем в конечном итоге и заключается в разрешении задач очистки или осаждения пыли и туманов.

Технические методы очистки газов довольно разнообразны, но в основном все их можно объединить в несколько групп, а именно:

- 1) осаждение пыли под действием силы тяжести путем „отстаивания“ газа,
- 2) осаждение пыли под действием центробежной силы и изменения направления движения,

- 3) фильтрация газа через пористые материалы,
- 4) промывка газа пропусканием его через слой жидкости или путем орошения жидкостью,
- 5) осаждение взвешенных частиц при помощи электрического тока.

29. Осаждение пыли под действием силы тяжести

Наиболее старым и широко известным способом очистки газов от пыли и туманов является осаждение взвешенных в газе частиц под действием их силы тяжести.

Скорость падения тел в безвоздушном пространстве определяется формулой

$$w = gt \text{ м/сек},$$

где t — время в сек., g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 .

Эта формула может быть с достаточной степенью точностью применима к падению тел большого размера и в воздушной или газовой среде, так как сопротивление среды при этом настолько незначительно, что уменьшает силу притяжения всего на 0,1—0,05%.

Однако с уменьшением размеров падающего тела сопротивление газовой среды настолько увеличивается, что частицы величиной меньше 100μ через сравнительно короткий промежуток времени после начала падения начинают падать с некоторой постоянной скоростью, которая является их конечной скоростью падения. В данном случае движение частицы, вследствие того что силы сопротивления среды уравнивают силу тяжести, переходит из равномерно ускоренного движения в равномерное.

Закон Стокса. Скорость такого равномерного падения в дальнейшем мы будем называть скоростью осаждения и обозначать через w_0 ; она зависит от массы падающей частицы, ее диаметра и вязкости среды и определяется по закону Дж. Стокса, по которому сила сопротивления среды при падении под действием силы тяжести мелкой взвешенной частицы в жидкой или газообразной среде пропорциональна первой степени скорости падения.

Обозначая: S — силу сопротивления среды в кг, d — диаметр частицы в м, μ — вязкость в $\text{кг} \cdot \text{см/м}^2$, w_0 — скорость осаждения частицы в м/сек , математически закон Стокса можно выразить:

$$S = 3\pi d w_0 \mu \text{ кг}.$$

Величину силы тяжести, обуславливающую падение сферической взвешенной частицы, выражаем как вес последней в данной среде.

Обозначаем: G — вес частицы в данной среде в кг, γ_1 — вес единицы объема взвешенной частицы в кг/м^3 , γ_2 — вес единицы объема среды в кг/м^3 , $V = \frac{1}{6} \pi d^3$ — объем частицы в м^3 .

По закону Архимеда вес частицы, погруженной в среду, будет:

$$G = V(\gamma_1 - \gamma_2) = \frac{1}{6} \pi d^3 (\gamma_1 - \gamma_2).$$

При достижении частицей постоянной скорости падения w_0 сила тяжести, уравновешивается силой сопротивления среды, т. е. имеет место равенство:

$$S = G, \text{ или } 3\pi d w_0 \mu = \frac{1}{6} \pi d^3 (\gamma_1 - \gamma_2),$$

откуда скорость осаждения

$$w_0 = \frac{1}{18} d^2 (\gamma_1 - \gamma_2) \frac{1}{\mu} \text{ м/сек.} \quad (164)$$

Так как удельный вес газообразной среды всегда ничтожно мал по сравнению с удельным весом твердых взвешенных частиц, в последней формуле (164) величиной γ_2 при практических расчетах можно пренебречь, определяя скорость осаждения как

$$w_0 = \frac{1}{18} \frac{d^2 \gamma_1}{\mu} \text{ м/сек.} \quad (164a)$$

Из последней формулы мы видим, что скорость осаждения взвешенной частицы прямо пропорциональна квадрату ее диаметра, прямо пропорциональна ее удельному весу и обратно пропорциональна вязкости среды. Таким образом скорость осаждения быстро падает с уменьшением диаметра частицы и ее плотности и с увеличением вязкости среды, а так как для газов вязкость уменьшается с понижением температуры, то очевидно, что скорость осаждения частиц данного диаметра и данной плотности будет тем выше, чем ниже температура газа.

Закон Стокса и выведенная из него формула скорости осаждения, справедливы только в некоторых пределах, обусловленных размерами частиц. Верхним пределом применимости закона Стокса можно считать частицы с диаметром не более 100 μ . Частицы с диаметром больше 100 μ при падении в газообразной среде уже не подчиняются закону Стокса, и в этом случае сопротивление среды будет пропорционально квадрату скорости.

При расчетах отстойных аппаратов мы должны исходить из наименьшей скорости осаждения, отвечающей наименьшим заданным размерам осаждаемых частиц, которые всегда ниже 100 μ , что дает возможность ограничиться вычислением скорости осаждения только по формуле Стокса.

Для частиц диаметром от 100 μ до 7 мм скорость падения и время падения их в газообразной среде можно вычислить по методу, предложенному Проккатом¹, принимая, что частицы имеют форму шара.

Обозначим дополнительно к предыдущему: G — вес частицы в кг, причем $G = mg$, w — скорость падения частицы в любой момент в м/сек, t — время падения в сек., ζ — коэффициент сопротивления среды, F — площадь проекции частицы в м².

Силу, действующую на частицу, с одной стороны, мы можем выразить как произведение массы частицы m на ускорение $\frac{dw}{dt}$,

¹ F. Proskat, „Braunkohle“, 1931, № 3, 4. Доказательство и обозначения изменены нами в соответствии с предыдущими главами курса.

а с другой стороны—как силу тяжести mg , уменьшенную на величину сопротивления среды $\zeta \frac{F\gamma_2 w^2}{2g}$, т. е. можем написать равенство:

$$m \frac{dw}{dt} = mg - \zeta F \frac{\gamma_2 w^2}{2g},$$

или

$$\frac{dw}{dt} = g - \frac{\zeta F \gamma_2 w^2}{m2g}. \quad (164b)$$

Когда силы сопротивления среды уравновесят силу тяжести частицы, она будет падать с постоянной скоростью w_0 ; при этом очевидно должны иметь место равенства:

$$\frac{dw}{dt} = 0 \quad \text{и} \quad g - \frac{\zeta F \gamma_2 w_0^2}{m2g} = 0.$$

Из последнего уравнения мы и найдем конечную постоянную скорость:

$$w_0 = \sqrt{\frac{mg \cdot 2g}{\zeta \gamma_2 F}} = \sqrt{\frac{G2g}{\zeta \gamma_2 F}}. \quad (164c)$$

Подставляя в выражение w_0 значения

$$G = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_1 \text{ кг} \quad \text{и} \quad F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ м}^2,$$

получим

$$w_0 = \sqrt{\frac{\frac{2\pi d^3}{6} \gamma_1 g}{\zeta \gamma_2 \frac{\pi d^2}{4}}} = \sqrt{\frac{4g}{3\zeta} d \frac{\gamma_1}{\gamma_2}} \text{ м/сек.} \quad (165)$$

Здесь все величины кроме ζ для данных условий должны быть известными; что же касается коэффициента сопротивления ζ , то его величину для существующих неправильных форм взвешенных частиц пыли в воздухе можно принимать равной 1,32.

Подставляя значение $\zeta = 1,32$ и $g = 9,81$ в формулу конечной скорости, последнюю окончательно выразим так:

$$w_0 = \sqrt{9,909 \frac{\gamma_1}{\gamma_2} d} \approx 3,15 \sqrt{d \frac{\gamma_1}{\gamma_2}} \text{ м/сек.} \quad (165a)$$

Принимая для воздуха при нормальных условиях $\gamma_2 = 1,293 \text{ кг/м}^3$, конечную постоянную скорость падения частицы в воздухе найдем:

$$w_0 \approx 2,76 \sqrt{d \gamma_1} \text{ м/сек.} \quad (166)$$

Постоянную скорость падения частица приобретает через некоторый промежуток времени, для определения которого в уравнение (164b) подставим значение $\zeta \frac{\gamma_2 F}{2gm}$ из уравнения (164c), где

$$\zeta \frac{\gamma_2 F}{2gm} = \frac{g}{w_0^2};$$

тогда получим:

$$\frac{dw}{dt} = g \left(1 - \frac{w^2}{w_0^2} \right),$$

или

$$\int \frac{dw}{1 - \frac{w^2}{w_0^2}} = g \int dt,$$

или

$$w_0 \int \frac{d\left(\frac{w}{w_0}\right)}{1 - \left(\frac{w}{w_0}\right)^2} = gt + C,$$

или, после интегрирования

$$\frac{w_0}{2} \ln \frac{1 + \frac{w}{w_0}}{1 - \frac{w}{w_0}} = w_0 \operatorname{arctg} \frac{w}{w_0} = gt + C,$$

или, так как при $t=0$ имеем $w_0=0$ и $C=0$, можем написать

$$\operatorname{arctg} \frac{w}{w_0} = \frac{gt}{w_0},$$

или

$$w = w_0 \operatorname{tg} \frac{gt}{w_0}.$$

Из последнего уравнения вытекает, что скорость w достигнет постоянной величины, т. е. будет иметь место равенство $w = w_0$, при $\operatorname{tg} \frac{gt}{w_0} = 1$; последнее может быть только при условии, если $t = \infty$.

Но тангенс угла, согласно таблицам, уже при величине угла равной $2,3^\circ$ имеет значение 0,9801, что практически без большой погрешности дает возможность принять

$$\operatorname{tg} \frac{gt}{w_0} = \operatorname{tg} 2,3^\circ \approx 1,$$

или

$$\frac{gt}{w_0} = 2,3,$$

откуда найдем, что скорость падения достигнет постоянной величины через промежуток времени

$$t \cong 2,3 \frac{w_0}{g}. \quad (167)$$

Пример 45. Вычислить продолжительность падения в воздухе с высоты 5 м частиц сланца диаметром 250 μ и удельным весом 2,61 кг/л.

Решение. Конечная постоянная скорость падения частиц будет:

$$w_0 = 2,76 \sqrt{d \gamma_1}.$$

По условию $d = 0,000250$ м; $\gamma_1 = 2610$ кг/м³. Следовательно

$$w_0 = 2,76 \sqrt{0,000250 \cdot 2610} = 2,227 \text{ м/сек.}$$

Эта скорость падения будет достигнута в течение времени

$$t_0 = 2,3 \frac{w_0}{g} = 2,3 \frac{2,227}{9,81} \approx 0,525 \text{ сек.}$$

Считая практически эту скорость для всего пути падения, найдем продолжительность падения равной $t = \frac{5}{2,230} \approx 2,24$ сек.

Нижним пределом применения закона Стокса будут такие размеры частиц, которые достигают средней величины пробега молекул дисперсионной среды, причем в этом случае чем больше средняя величина пробега молекул, тем больше будет расстояние между отдельными молекулами и тем меньше — сопротивление среды.

Обозначая: L — средний пробег молекул, α — коэффициент, равный по Милликену 0,81, в этом случае сопротивление среды можно выразить:

$$S = \frac{3\pi d \mu w_0}{1 + 0,81 \frac{L}{d}}, \quad (168)$$

а скорость осаждения:

$$w_0 = \frac{1}{18\mu} d^2 (\gamma_1 - \gamma_2) \left(1 + 0,81 \frac{L}{d} \right). \quad (168a)$$

Кроме того на скорость осаждения мельчайших частиц пыли как уже было отмечено выше, влияет броуновское движение, за счет которого взвешенные частицы начинают двигаться неравномерно в разных направлениях; при этом общая результирующая скорость падения может снизиться до такой величины, что частица останется взвешенной в газе неопределенно долгий промежуток времени и значит в этом случае частица не будет оседать за счет только силы тяжести.

Для того чтобы проследить, насколько малы скорости осаждения частиц, приведем и решим следующий пример.

Пример 46. Вычислить по закону Стокса скорость осаждения под действием силы тяжести частиц диаметром в 10μ и 1μ , взвешенных в воздухе при температуре 0° ; удельный вес частиц 4000 кг/м³.

Решение. По условию имеем: $d_1 = 10 \mu = 10^{-5}$ м; $d_2 = 1 \mu = 10^{-6}$ м; $\gamma_1 = 4000$ кг/м³.

Вязкость воздуха при температуре 0° по номограмме № 1 (стр. 14)

$$\mu = \frac{0,01157}{100 \cdot 98,1} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2.$$

В первом случае при $d_1 = 10 \mu$ скорость осаждения будет:

$$w_0 = \frac{1}{18} d_1^2 \gamma_1 \frac{1}{\mu} = \frac{10^{-10} \cdot 4 \cdot 10^3}{18 \cdot 1,2 \cdot 10^{-6}} = \frac{4}{216} = 0,0185 \text{ м/сек.}$$

Во втором случае при $d_2 = 1\mu$

$$w_0 = \frac{1}{18} d_2^2 \gamma_1 \frac{1}{\mu} = \frac{10^{-12} \cdot 4 \cdot 10^3}{18 \cdot 1,2 \cdot 10^{-6}} \approx 0,000185 \text{ м/сек.}$$

В последнем случае скорость настолько мала, что для падения частицы с высоты в 1 м потребовалось бы времени

$$\frac{1}{w_0} = \frac{1}{0,000185} = 5400 \text{ сек.} = 1 \text{ ч. } 30 \text{ мин.}$$

Конструкции отстойных камер. В простейшем случае осаждение пыли под действием силы тяжести осуществляют путем устройства отстойных газопроводов, причем длина такого газопровода может быть вычислена следующим путем, как это показано на рис. 144.

Обозначим w — скорость протекания газа в м/сек, w_0 — скорость осаждения частиц в м/сек, l — длина газохода в м, H — высота газохода в м, b — ширина газохода в м, $V_{\text{сек}}$ — расход газа в м³/сек.

Твердая взвешенная частица, вступившая вместе с газом в газоход, совершает сложное движение: с одной стороны, она вместе с газом движется вдоль газохода со скоростью газа w , с другой стороны, под влиянием силы тяжести она движется по вертикали вниз со скоростью w_0 . Абсолютная скорость движения частицы C может быть найдена как диагональ параллелограмма со сторонами w и w_0 . Длина газохода должна быть такой, чтобы частица, двигаясь со скоростью C , успела осесть на дно его.

Если время пребывания газа в газоходе обозначим через t сек., то скорость движения газа:

$$w = \frac{l}{t} \text{ м/сек,}$$

время t можно выразить также следующим образом:

$$t = \frac{H}{w_0} \text{ сек.}$$

Подставляя последнее значение t в выражение скорости газа, получим:

$$w = \frac{lw_0}{H} \text{ м/сек.}$$

Производительность газохода может быть выражена:

$$V_{\text{сек}} = Fw = bHw = bH \frac{lw_0}{H} \text{ м}^3/\text{сек,}$$

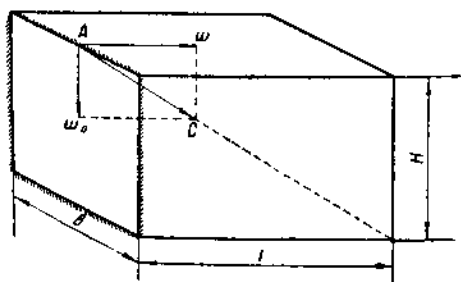


Рис. 144.

$$V_{\text{сек}} = Fw_0 \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (169)$$

где $F = bl$ — площадь плана газохода. Из последней формулы мы видим, что производительность отстойного газохода при данной скорости осаждения не зависит от его высоты, а зависит от площади плана.

Устройство таких отстойных газоходов в большинстве случаев не дает должного эффекта и требует большой длины их, а поэтому они на практике применяются редко.

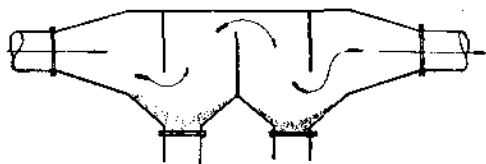


Рис. 145. Схема отстойного газохода с вертикальными перегородками.

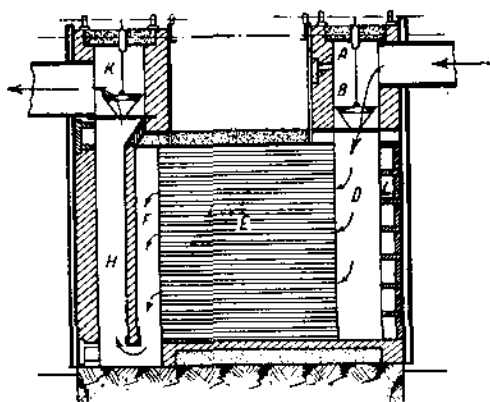
В целях достижения большего эффекта осаждения иногда устраивают в отстойном газоходу вертикальные перегородки, наличие которых, во-первых, значительно удлиняет путь, проходимый газом, во-вторых, вызывает удары, за счет которых происходит

потеря скорости. Оба эти факта способствуют осаждению частиц при наличии более короткого отстойного газохода. Схема такого устройства отстойного газохода показана на рис. 145.

При необходимости очистки больших количеств газа устройство камер с вертикальными перегородками уже не является рациональным, так как пришлось бы газ пропускать с большими скоростями, что затрудняет достижение полноты очистки.

Наиболее рациональным устройством для очистки больших количеств газа является широко распространенная камера Говарда, в которой газовый поток разбивается на целый ряд мелких плоских горизонтальных струй, что достигается устройством в камере большого количества горизонтально расположенных перегородок.

Устройство камеры Говарда схематически представлено на



[Рис. 146. Камера Говарда.

рис. 146, где пылеотделительное пространство разделено при помощи горизонтально укрепленных железных листов на целый ряд отделений с небольшой высотой, а вся камера и газоходы выложены из кирпича. Газ, подлежащий очистке, непрерывно поступает из газопровода А через регулировочный шибер В в распределительный канал D и распределяется по пространству между листами E. При прохождении газа вдоль камеры взвешенные твердые частицы оседают на поверхностях листов, а очищенный газ поступает в сборный канал F, затем в вертикальный канал H и из него через шибер К направляется в газоход.

Пыль, осевшая на листах, периодически очищается с них специальными гребками через дверцы *L*. Чтобы не было перерыва в работе камеры во время ее очистки, обычно делают два самостоятельных отделения, из которых одно находится в работе, другое в это время очищается от пыли. Расстояние между отдельными листами по вертикали в камере Говарда обычно делают в $40 \div 80$ мм, число же листов или общую высоту камеры выбирают в зависимости от производительности камеры и скорости газового потока, причем последняя не должна быть для каждого частного случая выше некоторой предельной величины, которая обуславливается наименьшими размерами осаждаемых частиц. Чтобы струя газа в камере не захватила уже успевшие осесть частицы, скорость струи не должна быть выше скорости, определяемой по предыдущему формулой (132); последняя скорость и является предельной, или максимально допустимой.

Камера Говарда до последнего времени находила широкое применение при очистке газов колчеданных печей в производстве серной кислоты; в этих газах содержание взвешенных твердых частиц в среднем равно от 2 до 5 г на 1 м³ газа. Длина камеры обычно не менее 4 м, что же касается ее высоты и ширины, то таковые берут в зависимости от скорости газового потока, причем обычно принимают скорость не более $0,3 \div 0,4$ м/сек.

В тех случаях, когда очистке подлежат очень большие объемы газов, как это имеет место на заводах цветной металлургии, устройство камер Говарда с периодической очисткой потребовало бы больших затрат и больших пространств для их установки.

В таких случаях прибегают к устройству проволочных камер, снабженных большим количеством вертикально подвешенных к потолку камеры пучков проволоки, причем обычно проволоки берут диаметром около 3 мм и длиной до 7 м, располагая их на расстоянии около 50 мм одна от другой.

Схема устройства такой проволочной камеры показана на рис. 147.

Газ, проходя по камере, ударяется о пучки проволоки, вследствие чего твердые частицы, взвешенные в газе, оседают на них. Осевшая пыль удаляется с проволоки путем встряхивания последней, для чего проволоки укрепляются на свободно подвешенной сетке, непрерывно приводимой в сотрясение автоматически встряхивающим механизмом. Пыль собирается в бункерах, устроенных в дне камеры, и удаляется из них при помощи шнека.

Выполненные камеры этого типа достигают огромных размеров, а именно: имеют длину более 100 м, ширину до 50 м и высоту $6 \div 7$ м. Предварительные затраты на устройство их очень значительны, так как на их оборудование расходуется весьма большое количество проволоки (сотни тонн).

Наличие большого количества проволоки в камере обуславливает сравнительно большие потери напора газа, что в свою оче-

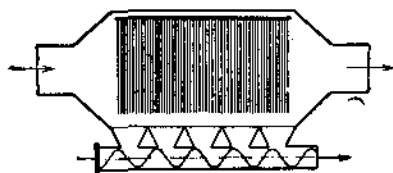


Рис. 147. Схема проволочной осадительной камеры.

редь вызывает значительные затраты на оборудование приспособлений для создания тяги.

Пример 47. Определить по закону Стокса диаметр наименьших по величине частиц, оседающих в газоходе высотой 3 м, шириной 5 м и длиной 10 м при скорости газа в 1 м/сек, если вязкость газа 0,0005 пуаз и удельный вес частиц 4000 кг/м³.

Решение. Продолжительность пребывания отдельных частиц в газоходе

$$t = \frac{l}{w} \text{ сек.}$$

По условию $l = 10$ м, $w = 1$ м/сек и следовательно

$$t = \frac{10}{1} = 10 \text{ сек.}$$

Чтобы частицы успели за это время осесть на дно газохода, скорость оседания их должна быть не меньше чем:

$$w_0 = \frac{H}{t} = \frac{3}{10} = 0,3 \text{ м/сек,}$$

где $H = 3$ м по условию.

По формуле Стокса найдем диаметр наименьших частиц:

$$d = \sqrt{\frac{18 \cdot \mu w_0}{\gamma_1}},$$

по условию:

$$\gamma_1 = 4000 \text{ кг/м}^3,$$

$$\mu = \frac{0,0005}{98,1} \approx 0,0000051 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2,$$

$$d = \sqrt{\frac{18 \cdot 0,0000051 \cdot 0,3}{4000}} = \sqrt{0,6885 \cdot \frac{1}{10^6}} = 0,83 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 83 \text{ мк.}$$

Пример 48. При помощи камеры Говарда с расстояниями между горизонтальными листами в 50 мм требуется очистить в сутки 100 000 м³ колчеданных газов, причем в камере должны осесть частицы колчеданной пыли диаметром до 8 мк. Вязкость газа можно принять равной 0,0005 пуаз, удельный вес 1,2 кг/м³ и температуру 500°. Определить размеры камеры.

Решение. Скорость оседания наименьших частиц по формуле Стокса

$$w_0 = \frac{1}{18} \cdot \frac{d^2 \gamma_1}{\mu} \text{ м/сек.}$$

По условию:

$$d = 8 \text{ мк} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м,}$$

$$\gamma_1 = 5000 \text{ кг/м}^3 \text{ (уд. вес колчедана по таблице)} = 5 \cdot 10^3,$$

$$\mu = \frac{0,0005}{98,1} \approx 0,0000051 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = 5,1 \cdot 10^{-6},$$

$$w_0 = \frac{1}{18} \cdot (8 \cdot 10^{-6})^2 \cdot \frac{5 \cdot 10^3}{5,1 \cdot 10^{-6}} \approx 0,0035 \text{ м/сек.}$$

Предельная скорость протекания газа по камере:

$$w_{II} = 4,65 \sqrt{d \frac{\gamma_1}{\gamma_2}},$$

где

$$\gamma_2 = 1,2 \text{ кг/м}^3,$$

$$w_{II} = 4,65 \sqrt{8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{5000}{1,2}} \approx 0,85 \text{ м/сек.}$$

В целях создания большей гарантии против уноса осевших в камере частиц принимаем скорость протекания газа $w = 0,4$ м/сек. Объем газа, протекающий в секунду при температуре 500° :

$$V_{\text{сек}} = \frac{100\,000}{24 \cdot 3600} \left(\frac{500 + 273}{273} \right) \approx 3,28 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Свободное сечение камеры

$$F = \frac{V_{\text{сек}}}{w} = \frac{3,28}{0,4} \approx 8,2 \text{ м}^2.$$

Принимая по условию расстояние между листами $0,05$ м и число их 80 шт., найдем общую высоту свободного сечения равную:

$$H = 80 \cdot 0,05 = 4 \text{ м.}$$

Ширина камеры

$$b = \frac{F}{H} = \frac{8,2 \text{ м}^2}{4} \approx 2,05 \text{ м} \approx 2 \text{ м.}$$

Длина камеры из уравнения (169) при числе полок равно n равна:

$$l = \frac{V_{\text{сек}}}{bw_0 n} = \frac{3,28}{2 \cdot 0,0035 \cdot 80} \approx 5,85 \text{ м.}$$

30. Осаждение пыли под действием центробежной силы

Скорость осаждения. При осаждении пыли в пылевых камерах скорость осаждения обуславливается силой тяжести взвешенных частичек и не может быть увеличена по нашему желанию. Стремление увеличить скорость осаждения при очистке газов от пыли заставило использовать для этой цели центробежную силу, развиваемую газовым потоком в центробежных пылеосадителях, причем последние могут быть статическими и динамическими. В статических пылеосадительных аппаратах, называемых циклонами, центробежная сила развивается за счет собственной скорости газового потока; в динамических центробежная сила развивается за счет вращения лопастей, устроенных по типу вентиляторов.

В центробежных пылеосадительных аппаратах имеют место две возможности осаждения пыли, а именно — за счет центробежной силы и за счет перемены направления движения. Вследствие своей сравнительно большой массы взвешенные частицы пыли движутся в центробежном аппарате иначе, чем частицы газа; газ вращается по окружности с некоторым радиусом r , а поток взвешенных частичек, вследствие значительной инерции массы, далеко летит по прямому пути и, таким образом, как бы отрываясь от газового потока, отделяется от него.

Допуская при этом, что вращение газа с взвешенными в нем частицами происходит слоями, величину сопротивления трения газа о частицы можно выразить для частиц диаметром больше 100μ таким образом:

$$S = \zeta F \frac{\gamma_2 w_0^2}{2g}.$$

Это сопротивление преодолевается центробежной силой массы частицы, величину которой можно выразить:

$$\frac{m\omega^2}{r},$$

где r — радиус вращения, ω — скорость газового потока.

Если сопротивление трения преодолевается центробежной силой, то будет иметь место непрерывное движение взвешенных частиц пыли от центра к периферии; при этом условии существует следующее соотношение:

$$\frac{m\omega^2}{r} = \zeta F \frac{\gamma_2 \omega_0^2}{2g}.$$

Подставляя сюда вместо массы ее значение:

$$m = \frac{\pi d^3 \gamma_1}{6g},$$

а вместо поверхности сопротивления F ее выражение

$$F = \frac{\pi d^2}{4}$$

и решая уравнение относительно скорости осаждения, величину последней найдем:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{8d\gamma_1\omega^2}{6\zeta r\gamma_2}},$$

или, подставляя по предыдущему значение $\zeta = 1,32$, окончательно для воздуха имеем:

$$\omega_0 \approx 1,15 \sqrt{\frac{\gamma_1 d \omega^2}{\gamma_2 r}} \text{ м/сек.} \quad (170)$$

Для частиц диаметром меньше 100μ сопротивление среды можно выразить по закону Стокса как

$$S = 3\pi d \omega_0 \mu.$$

Тогда, по предыдущему, при наличии движения частиц за счет центробежной силы будет иметь место соотношение

$$3\pi d \omega_0 \mu = \frac{m\omega^2}{r},$$

откуда, подставляя значение

$$m = \frac{\pi d^3 \gamma_1}{6g},$$

скорость осаждения найдем равной:

$$\omega_0 = \frac{d^2 \gamma_1 \omega^2}{18 \mu r g} \text{ м/сек.} \quad (171)$$

Из двух последних формул, как следствие, вытекает, что скорость осаждения в центробежных пылесадителях растет с увеличением скорости газового потока и уменьшается с увеличением радиуса вращения.

Теоретически действительная скорость осаждения будет результирующей из скорости свободного падения под влиянием силы тяжести и скорости осаждения за счет центробежной силы, но, так как первая скорость ничтожно мала по сравнению со второй, практически скоростью свободного падения здесь можно пренебречь.

Конструкции центробежных пылеосадителей (циклонов). Простейший центробежный пылеосадитель (циклон) схематически представлен на рис. 148. Аппарат состоит из вертикального цилиндрического резервуара с коническим дном.

Газ, содержащий взвешенные частицы пыли, подводится по трубе *A*, расположенной касательно к внутренней поверхности цилиндра, с некоторой определенной скоростью w . Вступив в цилиндр, газовый поток продолжает двигаться по спирали, расстилаясь по внутренней поверхности. При круговом движении газа вокруг оси аппарата взвешенные частицы под действием центробежной силы, развивающейся при вращении, выбрасываются на внутреннюю поверхность цилиндра и по ней соскальзывают в коническую пылесборную часть.

Газ, сделав несколько оборотов и опустившись в нижнюю часть цилиндра, уходит в выводную трубу, установленную по оси аппарата.

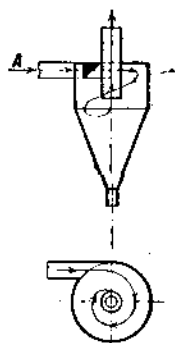


Рис. 148.
Схема
циклона.

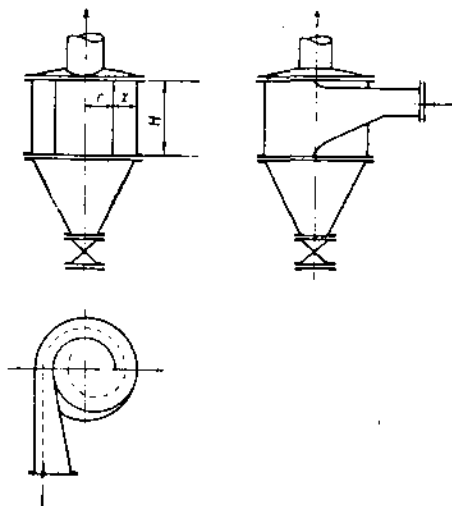


Рис. 149. Циклон с перегородкой.

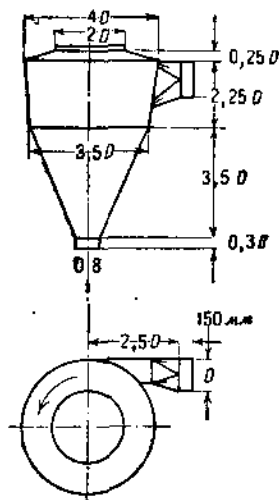


Рис. 150. Циклон Бу-
фалло Фордж.

Циклоны такого типа, в которых газ делает несколько оборотов вокруг выводной трубы, проходя весь путь по спирали, имеют тот недостаток, что за счет постоянного столкновения новых слоев газа, поступающего непрерывно в аппарат, со старыми, еще не успевшими из него выйти, происходят гидравлические удары, вызы-

вающие значительные завихрения, что в свою очередь вызывает повышенный расход энергии на проталкивание газа.

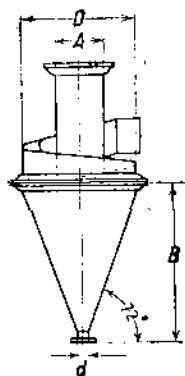


Рис. 151.
Циклон
Техмашстроя.

Это обстоятельство побудило конструировать такие циклонные аппараты, в которых газ делает всего только один оборот в аппарате, чем полностью устраняется столкновение отдельных слоев газа. Схема такого циклонного аппарата представлена на рис. 149, где внутри цилиндрической части установлена спиралевидная вертикальная перегородка, препятствующая газу делать несколько оборотов.

На рис. 150 даны относительные размеры циклонов, принятых американской фирмой Буфалло Фордж (Buffalo Forge Co.).

В табл. 37 даны размеры и производительность циклонов немецкой фирмы Зек.

На рис. 151 представлен циклон Техмашстроя, размеры которого приведены в таблице 38.

На рис. 152 представлена схема циклона Смухина, состоящего из прямоугольного воздуховода, свернутого спиралью, переходящей в нижней части в конус.

Таблица 37

Общие данные о циклонах фирмы Зек

№	Диаметр цилиндрич. части в мм	Высота цилиндрич. части мм	Высота конической части мм	Высота без регулировки крышки мм	Размеры входного отверстия мм	Диаметр выходного отверстия мм	Производит. м³/мин
10	1 000	500	1 120	1 720	200 × 400	500	100
12	1 200	600	1 340	2 040	240 × 480	600	150
14	1 400	700	1 560	2 360	280 × 560	700	225
16	1 600	800	1 785	2 685	320 × 640	800	300
18	1 800	900	2 015	3 015	360 × 720	900	375
20	2 000	1 000	2 230	3 330	400 × 800	1 000	450
22	2 200	1 000	2 460	3 650	440 × 880	1 100	550
24	2 400	1 200	2 680	3 980	480 × 960	1 200	650

Таблиц

Общие данные о циклонах Техмашстроя

№ циклона	Диаметр мм	Производительность м³/мин	Входное отвер.		Скорость входа газа м/сек	Выходное отверстие		Площадь на 1 м³ воздуха	Скорость выхода газа м/сек	Диаметр выпускного отверстия мм	Высота мм
			размеры мм	площадь газа мм²		диам. мм	плоч. м²				
4	1 750	120 — 150	550 × 279	0,1515	13,25	700	0,385	1,15	5,20	125	2,535
5	2 350	255 — 330	750 × 425	0,3190	13,50	1 000	0,785	1,00	5,42	125	3 455
6	2 700	360 — 440	900 × 500	0,450	13,50	1 200	1,130	0,955	5,32	125	3 950

Метод расчета центробежных пылеосадителей. Если, как показано на схеме рис. 149: r — радиус перегородки, служащей как бы отводной трубой, в m , x — расстояние от поверхности перегородки до внутренней поверхности цилиндра в m , или, что то же самое, путь, проходимый взвешенными частицами при их оседании под действием центробежной силы, то, по предыдущему, скорость осаждения для частиц диаметром больше 100μ можно выразить как

$$w_0 = 1,15 \sqrt{\frac{\gamma_1 d w^2}{\gamma_2 (r + x)}} \text{ м/сек.}$$

Время пребывания газа в аппарате можно выразить:

$$t = \frac{l}{w} = \frac{2\pi(r+x)}{w} \text{ сек.,}$$

а время, потребное для осаждения взвешенных частиц:

$$t_0 = \frac{x}{w_0}.$$

Для того чтобы частицы успевали осесть, необходимо, чтобы

$$t \geq t_0,$$

или

$$\frac{2\pi(r+x)}{w} \geq \frac{x}{w_0},$$

откуда

$$w_0 = \frac{xw}{2\pi(r+x)}.$$

Но в то же время

$$w_0 \geq 1,15 \sqrt{\frac{\gamma_1 d w^2}{\gamma_2 (r+x)}}$$

и следовательно:

$$\frac{xw}{2\pi(r+x)} = 1,15 \sqrt{\frac{\gamma_1 d w^2}{\gamma_2 (r+x)}},$$

или

$$x^2 = (2,3\pi)^2 \frac{\gamma_1}{\gamma_2} r d + (2,3\pi)^2 \frac{\gamma_1}{\gamma_2} x d.$$

Обозначив

$$p = (2,3\pi)^2 \frac{\gamma_1}{\gamma_2} d$$

и

$$q = -pr,$$

найдем, что

$$x^2 - px + q = 0.$$

(171a)

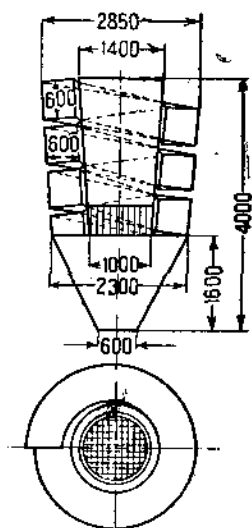


Рис. 152. Циклон Смухина.

Откуда найдем x как корень этого квадратного уравнения

$$x = + \frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}. \quad (171b)$$

Для частиц диаметром меньше 100μ по предыдущему получим

$$\frac{xw}{2\pi(r+x)} = \frac{1}{18} d^2 \gamma_1 \frac{w^2}{g^2 (r+x)},$$

откуда

$$x = \frac{0,0356 d^2 \gamma_1 w}{\mu} \text{ м} \quad (171c)$$

Степень очистки газа, т. е. процент улавливания пыли из него, будет тем выше, чем меньшие по размерам частицы пыли улавливаются в данном аппарате. Рассматривая формулы 171, 171a, 171b, 171c, мы видим, что диаметр d частицы пыли, осаждаемой под действием центробежной силы, будет тем ниже, а степень очистки тем выше, чем

- а) меньше величина x ,
- б) ниже температура, так как с понижением температуры уменьшается вязкость газа,
- с) большим удельным весом обладают взвешенные частицы,
- д) больше скорость протекания газа.

Зная величину x при заданной скорости газа, производительность центробежного аппарата можно выразить так

$$V_{\text{сек}} = Fw = xHw \text{ м}^3/\text{сек},$$

где H — высота цилиндрической части аппарата в м.

Но, по предыдущему, скорость протекания газа можно выразить так:

$$w = \frac{2\pi(r+x)}{t},$$

где

$$t = \frac{x}{w_0}.$$

Подставляя эти значения в уравнение производительности, находим

$$V_{\text{сек}} = \frac{xH2\pi(r+x)w_0}{x},$$

или

$$V_{\text{сек}} = 2\pi(r+x)Hw_0.$$

Но $2\pi(r+x)H$ — не что иное, как площадь поверхности стенок цилиндрической части аппарата, на которую отбрасываются центробежной силой частицы пыли, т. е.

$$2\pi(r+x)H = F_0,$$

и производительность

$$V_{\text{сек}} = F_0 w_0, \quad (172)$$

т. е., так же как и в пыльных камерах, производительность циклона зависит от поверхности аппарата; следовательно одной и той же производительности можно достичь, уменьшая радиус аппарата и увеличивая соответственно высоту его, и наоборот.

Из формулы (171) мы видим, что успех очистки в центробежном аппарате зависит прежде всего от скорости газа; таким образом необходимо, чтобы газ вступал в аппарат с большой скоростью, что требует постановки для проталкивания газа вентиляторов, создающих напор в 80—100 мм вод. ст., который тратится на преодоление сопротивлений в аппарате.

Гидравлические сопротивления центробежного пылеотделителя складываются из сопротивлений:

1) центробежной силы, которое можно выразить так

$$\Delta p_1 = \frac{m w^2}{r} \text{ кг/м}^2,$$

где r — радиус вращения газа, изменяющийся от r_1 — радиуса отводной трубы (или перегородки) до r_2 — радиуса цилиндра; при этих условиях потеря напора на создание центробежной силы выразится для 1 м³ газа так:

$$\Delta p_1 = \frac{\gamma_2}{g} \left(\frac{w^2}{r_1} - \frac{w^2}{r_2} \right) \text{ кг/м}^2,$$

2) трения газа как внутреннего, так и внешнего,

3) гидравлических ударов струй.

Последние два сопротивления сравнительно малы по отношению к потерям напора на создание центробежной силы, и их можно учесть в виде некоторого гидравлического коэффициента полезного действия. Потери напора на создание центробежной силы можно свести до минимума путем устройства подводящей газ трубы в виде конического расширяющегося сопла, в котором за счет постепенно увеличивающегося сечения живая сила газового потока превращается в давление, которое и расходуется на преодоление всех гидравлических сопротивлений в циклоне.

Пример 49. Определить основные размеры и расход мощности циклона для очистки воздуха от угольной пыли, если потребная производительность — 600 м³/мин воздуха при температуре 20°, а наименьший диаметр улавливаемых частиц 10 м.

Решение. Принимаем среднюю скорость прохождения воздуха

$$w = 20 \text{ м/сек.}$$

По таблицам (Hütte, I) $\gamma_1 = 7100 = 7,1 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

При скорости 20 м/сек сечение выводной трубы

$$F_T = \frac{V_{\text{вых}}}{w} = \frac{600}{60 \cdot 20} = 0,5 \text{ м}^2.$$

Радиус выводной трубы из уравнения $\pi r^2 = F_T$:

$$r = \sqrt{\frac{F_T}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,5}{3,14}} \approx 0,4 \text{ м.}$$

Длина пути, проходимого частицами

$$x = \frac{0,0356 d^2 \gamma_1 w}{\mu},$$

где по номограмме 1

$$\mu = \frac{0,0175}{100 \cdot 98,1} = 0,00000179 = 1,79 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2,$$

$$x = \frac{0,0356 \cdot 10^{-10} \cdot 7,1 \cdot 10^3 \cdot 20}{1,79 \cdot 10^{-6}} \approx 0,283 \approx 0,3 \text{ м}.$$

Скорость осаждения

$$w_0 = \frac{d^2 \gamma_1 w^2}{18 \cdot 9,81 \mu (r+x)} = \frac{10^{-10} \cdot 7,1 \cdot 10^3 \cdot 20^2}{18 \cdot 9,81 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6} (0,4 + 0,3)} = 1,28 \text{ м/сек}.$$

Поверхность осаждения

$$F_0 = \frac{V_{\text{осв}}}{w_0} = \frac{10}{1,28} \approx 7,8 \text{ м}^2.$$

Высота цилиндрической части

$$H = \frac{F_0}{2\pi(r+x)} = \frac{7,8}{6,28(0,4 + 0,3)} \approx 1,77 \text{ м}.$$

Таким образом имеем:

диаметр аппарата $D = 2(r+x) = 2(0,4 + 0,3) = 1,4 \text{ м}$,

высота цилиндрической части $H = 1,77 \text{ м}$,

диаметр выводной трубы $2r = 0,8 \text{ м}$.

Потеря напора на создание центробежной силы:

$$\Delta p = \frac{\gamma_2}{g} \left(\frac{w^2}{r_1} - \frac{w^2}{r_2} \right),$$

где

$$\gamma_2 = \frac{P}{RT} = \frac{10336}{29,27(273 + 20)} \approx 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

$w = 20 \text{ м/сек}$,

$r_1 = 0,4 \text{ м}$,

$r_2 = r_1 + x = 0,4 + 0,3 = 0,7 \text{ м}$.

$$\Delta p = \frac{1,2}{9,81} \left(\frac{20^2}{0,4} - \frac{20^2}{0,7} \right) = 52,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Принимая потери напора на трение и удары в 10% и учитывая потери в трубопроводах в 20 мм вод. ст. , потребный напор найдем равным:

$$p = 20 + \frac{52,5}{0,9} = 78,3 \text{ кг/м}^2 \approx 80 \text{ кг/м}^2.$$

Мощность вентилятора, принимая коэффициент полезного действия его равным $0,75$, находим равной:

$$N_s = \frac{V_{\text{осв}} p}{75 \eta} = \frac{600 \cdot 80}{60 \cdot 75 \cdot 0,75} \approx 14,2 \text{ л. с.}$$

31. Фильтрация газов

К числу сравнительно широко распространенных методов очистки газов от пыли необходимо также отнести метод фильтрации газа, заключающийся в пропускании содержащего взвешенные частицы газа через пористые перегородки, обладающие свойством пропускать через себя частицы газа и задерживать на своей поверхности содержащиеся в газе взвешенные твердые и жидкие частицы.

В качестве таких пористых перегородок могут служить различные материалы, причем в каждом конкретном случае выбор той или иной фильтрующей среды, той или иной пористой перегородки

обуславливается целым рядом факторов, из коих основными являются: химические свойства фильтруемого газа, его температура и наконец размеры тех взвешенных в газе частиц, которые должны быть задержаны фильтром.

Процесс фильтрации газа, так же как и фильтрации жидкости, подчиняется целому ряду закономерностей; подробно на этих закономерностях мы остановимся при рассмотрении вопроса о фильтрации жидкостей, здесь же отметим только некоторые основные моменты.

Основным моментом при осуществлении всякого процесса фильтрации является скорость фильтрации, от которой зависит производительность фильтра и его размеры; при этом скоростью фильтрации мы называем количество газа (или жидкости), проходящее в единицу времени через единицу поверхности фильтрующей перегородки.

Скорость фильтрации зависит от целого ряда факторов, из которых применительно к фильтрации газов прежде всего существенное значение имеют характер фильтрующей перегородки и величина давления газа.

Конструкции газовых фильтров. Все фильтрующие перегородки в зависимости от характера тех процессов, которые могут протекать при фильтрации газа, можно разделить на три группы.

К первой группе фильтрующих перегородок можно отнести тонкие перегородки, у которых длина отверстий (пор) настолько ничтожна, что трением газа и возникающим отсюда сопротивлением при прохождении газа через них практически можно пренебречь.

В этом случае количество газа, проходящего через фильтр, определяется по законам истечения газов через отверстия в тонких стенках. Зная сечения отверстий и число их, приходящиеся на 1 м² фильтра, скорость фильтрации можно выразить так:

$$C = \frac{\pi n d^2 w_0}{4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек},$$

где n — число отверстий на 1 м² поверхности фильтра, d — диаметр отверстий в м, w_0 — скорость истечения, определяемая формулой Торичелли.

По предыдущему

$$w_0 = \sqrt{2gH} \text{ м/сек.}$$

Подставляя вместо высоты напора H давление, выраженное в кг/м², т. е. $H = \frac{P}{\gamma}$, и заменяя $\frac{P}{\gamma}$ из уравнения Клапейрона $Pv = \frac{P}{\gamma} = RT$, скорость истечения газа выразим:

$$w_0 = \sqrt{2gRT}, \text{ или } w_0 = 4,44\sqrt{RT} \text{ м/сек.},$$

где R — газовая константа и T — абсолютная температура газа.

Производительность фильтра в этом случае выразится формулой

$$V = 60 \cdot nF \frac{\pi d^2}{4} w_0 \text{ м}^3/\text{мин.},$$

или

$$V \approx 66,6nFd^2\sqrt{RT} \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (173)$$

К числу таких перегородок относятся сетки, перфорированные листы, тонкие ткани, причем все сказанное относительно фильтра будет отвечать действительности в том случае, если задерживаемые фильтром частицы пыли не оседают на перегородке, не загрязняют ее и не забивают пор, а непрерывно тем или иным методом удаляются с нее.

Ко второй группе фильтрующих перегородок относятся такие, у которых поры или каналы имеют значительную длину, в несколько раз превышающую диаметр. В этом случае существенное значение будет иметь трение газа о стенки канала и следовательно скорость фильтрации будет зависеть от тех сопротивлений, которые будут возникать за счет трения при прохождении газа через каналы перегородки.

Не вдаваясь в подробности теории фильтрации¹, можно отметить, что сопротивление фильтра в этом случае определяется уравнением:

$$\Delta p = A w^* \text{ мм вод. ст.}, \quad (174)$$

где A — коэффициент, постоянный для данного материала и меняющийся от степени загрязненности фильтра, w — фиктивная скорость (т. е. скорость, отнесенная ко всей поверхности фильтра) в м/сек , n — постоянная для данного материала и степени его загрязнения.

К числу таких фильтрующих перегородок можно отнести перегородки из сыпучих материалов (песочные), из толстых тканей и всякую пористую перегородку, имеющую на своей поверхности значительный слой осевших частиц пыли.

Третью группу фильтрующих перегородок составляют такие пористые перегородки, у которых диаметр пор достигает величины, равной длине пути свободного пробега молекул газа, и которые благодаря наличию таких ничтожно малого сечения пор могут быть применимы уже для разделения газовых смесей.

Простейшим фильтром для фильтрации холодных газов может служить фильтр, у которого пористый слой выполнен из нитей, натянутых в отвесном положении в один или несколько рядов плотно друг к другу. Получается суррогат ткани без поперечного переплетения, благодаря чему такой фильтр меньше забивается пылью. Нити делают из неощенного шпагата диаметром $2,5 \div 5,0 \text{ мм}$ или из „русской шерсти“ ручной работы.

При очистке газов с температурой выше 100° нити делают из огнеупорного материала, например асбеста. Из нитей вяжут пучки примерно по 100 нитей с петлями на обоих концах. Пучки надевают, располагая их плотно на раму, которая укрепляется в камере фильтра. Образуется пористая рыхлая стенка толщиной $1,5 \div 3,0 \text{ см}$. При проходе через нее газа отдельные нити шевелятся, благодаря чему стряхивается скапливающаяся на них пыль. Для удаления пыли из середины слоя необходимо его сильно встряхивать, что достигается устройством приспособлений для ручного или механического встряхивания. Такие фильтры применяются для

¹ Подробное изложение теории фильтрации помещено ниже в разделе о фильтрации жидкостей, стр. 308.

грубой очистки газов. Скорость газа принимают $0,4 \div 0,6$ м/сек, а при более тонкой очистке и до $0,04$ м/сек. Для одного слоя в 10 нитей сопротивление равно $3 \div 5$ мм вод. ст. и степень очистки $50 \div 60\%$. Для лучшей очистки ставят два или несколько слоев, расположенных последовательно с промежутками $0,5 \div 1,0$ м.

Чаще применяют фильтры матерчатые, конструкции которых весьма разнообразны. Их делают в виде плоской рамы, зигзагообразной рамы, конических или клинообразных мешков; или же придают им трубчатую форму, а также форму барабана или мешка.

На рис. 153 представлен сумчатый фильтр, состоящий из ряда клинообразных мешков, которые своими основаниями натянуты на рамки. Воздух входит в мешок через отверстие рамки и выходит через поры всей поверхности мешка, а пыль остается в мешке.

Фильтровальные свойства материи зависят от рода, толщины и длины волокон, толщины и крутки нити, от характера переплетения ткани и числа ниток на 1 см^2 и от того, имеет ли ткань начес. Из тканей для фильтров применяют миткаль, бумазею, шерстянку и льняное полотно. Для тонкой очистки обычно применяют шерстяную материю, давая на нее при этом меньшую нагрузку, чем на бумажную.

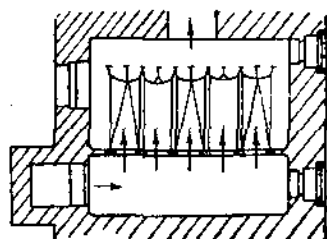
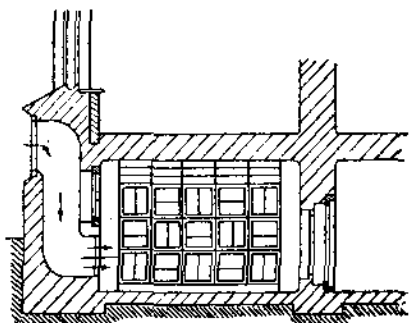


Рис. 153. Сумчатый фильтр.

Таблица 39

Зависимость сопротивления фильтра от его производительности

Тип и состояние фильтра	Количество газа в м ³ /час · м ²						
	40	60	65	85	100	145	150
Хлопчатобумажн. ткань							
Чистый	0,25	—	0,5	—	1,0	—	2,0
Загрязненный	1,5	3,0	—	6,0	—	12,0	—
Шерстяная ткань							
Чистый	0,12	—	0,25	—	0,5	—	1,0
Загрязненный	0,75	1,5	—	3,0	—	7,0	—

По Ритшелю сопротивление ткани h равно: для муслина при длительном пользовании $24 \omega^{1.46}$ мм вод. ст., для бумаги $7,6 \omega^{1.83}$ мм вод. ст., где ω — фактивная скорость газа в м/сек.

В табл. 39 приведены данные, характеризующие зависимость сопротивления фильтров от количества газа, пропущенного фильтром в 1 час на 1 м² его полезной поверхности в чистом и загрязненном состоянии.

Наиболее совершенными и широко распространенными матерчатыми фильтрами являются фильтры рукавные, изготавливаемые фабричным путем, причем они могут быть как нагнетательными, так и всасывающими.

На рис. 154 представлен широко известный всасывающий фильтр Бета. Он состоит из железного цилиндрического с коническим низом резервуара, внутри которого подвешены 7 мешков цилиндрической формы из фильтрующей ткани, причем мешки снизу открыты для входа в них газа, сверху же они закрыты и закреплены на перегородке. Загрязненный газ входит в нижнюю часть через приемную коробку А аппарата, поступает в мешки и затем, так как другого выхода из мешков нет, проходит сквозь поры ткани наружу и затем поступает в выводной штуцер Д. При прохождении газа через поры мешков содержащиеся в нем твердые взвешенные частицы задерживаются на мешках. Чтобы эти частицы не загрязняли и не забивали пор мешков, последние периодически встряхиваются при помощи соответствующего механизма, устанавливаемого наверху (на крышке) фильтра и приводимого в движение от трансмиссии. При встряхивании пыль с мешков падает на нижнюю коническую часть аппарата, откуда и удаляется периодически или непрерывно при помощи шнека.

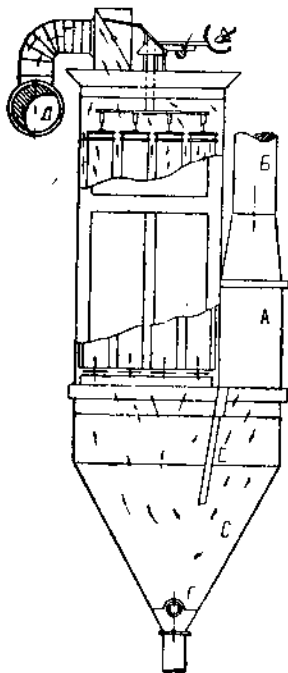


Рис. 154. Фильтр Бета.

Проталкивание газа через фильтр осуществляется при помощи вентиляторов, причем здесь вентилятор может быть установлен как перед фильтром, так и позади него; в первом случае будет иметь место нагнетание, во втором — отсасывание газа.

На рис. 155 представлен рукавный фильтр, работающий по принципу нагнетания газа. Газ входит в приемную коробку а, проходит через рукава в и через поры ткани рукавов выходит наружу, оставляя пыль на внутренней поверхности рукавов; часть пыли падает непосредственно из проходящего по рукавам газа в нижнюю сборную коробку б. Рукава очищаются от пыли сильным потоком газа, образующимся в местах сушения рукавов рамкой г, непрерывно движущейся вверх и вниз вдоль рукавов. Пыль, падающая в нижнюю сборную коробку б, попадает на ленточный транспортер д, сбрасывается в короб шнека е, перемещающего пыль к отводящей трубе ж, по которой пыль под влиянием собственного веса сва-

ливается в пылесборник. Обычно в таких фильтрах принимают нагрузку, равную $1 \text{ м}^3/\text{мин}$ на $0,65 \div 1 \text{ м}^2$ ткани, при сопротивлении $10 \div 15 \text{ мм вод. ст.}$

В больших производствах, где требуется очищать значительные количества газа, устанавливают целый ряд таких фильтров, работающих параллельно.

Обычно мешки делают из шерсти, причем диаметр их берут в пределах $200 \div 400 \text{ мм}$, а длину до 3 м .

В тех случаях, где количества очищаемых газов, как это имеет место в цветной металлургии или при производстве цинковых

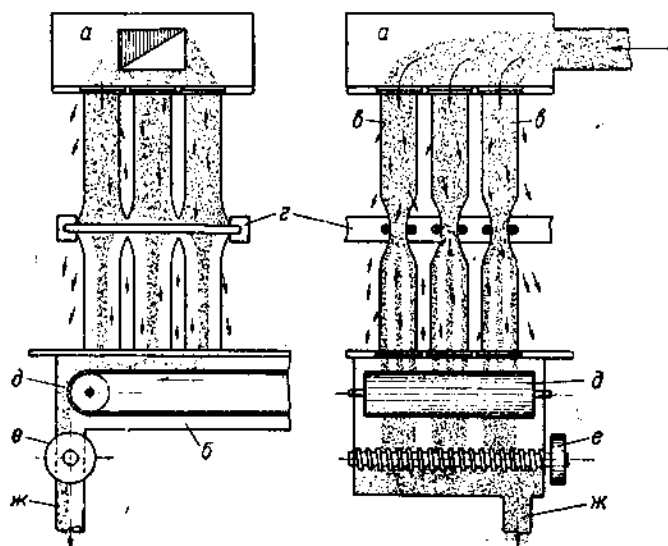


Рис. 155. Магнетательный рукавный фильтр.

белил, достигают огромных размеров, для очистки их устраивают отдельные здания, заполненные сотнями и тысячами мешков диаметром до 500 мм и высотой до 9 м . При этом все устройство располагают так, что мешки своими открытыми концами укрепляются в потолке первого этажа, куда и подается подлежащий очистке газ. Верхние концы мешков подвешиваются на подвижных балках, приводимых механически в колебательное движение, чем и осуществляется встряхивание их. Газ проходит через стенки мешков, попадая во второй этаж здания, откуда и удаляется наружу, пыль же, оседающая на внутренней поверхности мешков, при встряхивании проваливается в первый этаж, откуда и удаляется тем или иным путем.

Такие установки чрезвычайно громоздки, требуют больших затрат как при их оборудовании, так и при эксплуатации.

Производительность мешочных фильтров в среднем можно считать от $0,15$ до $0,22 \text{ м}^3$ на 1 м^2 поверхности фильтра при давлении газа от 25 до 50 мм вод. ст. Конечно производительность фильтра можно значительно повысить за счет повышения давления, но это,

с одной стороны, повело бы к большим затратам энергии на проталкивание газа, а с другой—к быстрому разрушению мешков.

При всей простоте своего устройства фильтры обладают общим свойственным всем им недостатком, заключающимся в том, что они быстро засоряются задерживаемой пылью, что ведет к значительному снижению их производительности и к увеличению затрат энергии.

Кроме того большинство применяемых для фильтрации перегородок обладают весьма незначительной стойкостью, в особенности при повышенных температурах и химической активности фильтруемых газов. Эти обстоятельства ограничивают сферу их применения, и практически ими можно пользоваться только при очистке холодных и химически неактивных газов.

32. Промывка газов

В тех случаях, когда увлажнение очищаемого газа не играет в дальнейшем существенной роли и когда отделяемые от газа твердые взвешенные частицы не представляют большой ценности, очистку газа можно осуществить путем промывки его водой или какой-либо другой жидкостью в так называемых гидравлических пылеуловителях.

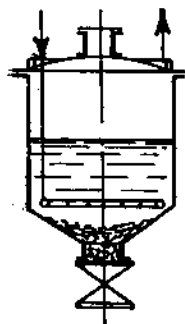


Рис. 156.
Барботер.

В гидравлических пылеуловителях очищаемый газ приводится в тесный контакт с жидкостью или путем проталкивания газа через некоторый слой жидкости, или путем вбрызгивания последней в газовую массу в виде тонких струек или капелек, при этом содержащиеся в газе взвешенные частицы уносятся жидкостью, а газ охлаждается и насыщается парами жидкости.

Конструкции гидравлических пылеосадителей.

Простейшим устройством для промывки газа может служить обыкновенный барботер, схематически представленный на рис. 156.

Все устройство состоит из герметически закрытого сосуда, снабженного штуцерами для подводки чистой жидкости и газа, а также для спуска жидкости с пылью и отвода промытого газа.

Газ подводится по трубе, расположенной в жидкости и снабженной рядом отверстий, выходя из которых газ проходит в виде мелких пузырьков через некоторый слой жидкости и таким образом промывается. По мере загрязнения жидкости ее спускают через нижний штуцер и заливают новую порцию чистой жидкости. На проталкивание газа через слой жидкости необходимо затратить некоторое давление, величина которого определяется уравнением:

$$p = h\gamma_1 + \frac{\gamma_2 \omega^2}{2g} \left(1 + \sum \zeta \right) \text{ кг/м}^2, \quad (175)$$

где h — высота погружения трубы в жидкость в м, γ_1 — удельный вес жидкости в кг/м³, γ_2 — удельный вес газа в кг/м³, ω — скорость

протекания газа по трубопроводу в м/сек , Σ — сумма всех сопротивлений в трубопроводах.

Очевидно, что к такому устройству можно прибегать только в случае промывки незначительных количеств газа.

На рис. 157 схематически представлен гидравлический пылеуловитель Валенсьена, принцип действия которого заключается в следующем. Газ, поступая в аппарат, распределяется по нескольким узким щелям, образованным вертикально установленными перегородками, несколько не доходящими до уровня воды. Выходя из щелей, газ ударяется о поверхность воды и, несколько раз изменив направление и расширившись, уходит через штуцер, укрепленный в верхней части аппарата, причем взвешенные в газе частицы оседают в воде, образуя грязь, которая периодически удаляется через нижний штуцер. Устройство распределительных щелей схематически представлено на рис. 158, где направление движения газа показано стрелками.

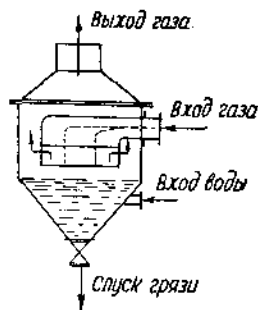


Рис. 157. Гидравлический пылеуловитель Валенсьена.

Более совершенный тип гидравлического пылеуловителя, работающего по принципу обновления поверхности соприкосновения, схематически представлен на рис. 159.

Он состоит из двух дисков, вращающихся в подшипниках и снабженных двумя рядами стальных прутьев. Диски с прутьями помещены в замкнутую камеру, заполненную водой с таким расчетом, чтобы некоторая часть дисков, а стало быть и прутьев была погружена в воду. Газ подводится при помощи вентилятора, причем часть его благодаря наличию перегородки направляется непосредственно на поверхность воды, часть же пересекает прутья, находящиеся выше уровня воды.

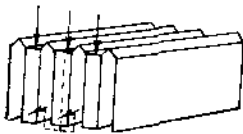


Рис. 158. Распределительные щели пылеуловителя Валенсьена.

Диски вращаются вокруг горизонтальной оси, за счет чего прутья попеременно погружаются в воду и следовательно с поверхности покрываются слоем жидкости, причем этот слой непрерывно обновляется. Газ, пересекающий прутья, неизбежно соприкасается с влажными поверхностями прутьев, вследствие чего содержащаяся в нем пыль оседает в воде.

Скорость вращения дисков регулируют сообразно температуре газа с тем расчетом, чтобы прутья перед погружением их в жидкость все же еще оставались влажными. Нормально скорость вращения устанавливают 8 об/мин, увеличивая ее при перегрузке до 24 об/мин.

Для характеристики работы только что описанных гидравлических пылеуловителей в табл. 40 приведены данные их испытания¹ при очистке дымовых газов.

¹ По „Chaleur et Industrie“, 141, Январь, 1932.

Результаты испытаний гидравлических пылеуловителей

Результаты опытов	Аппарат, изображен. на рис. 157	Аппарат, изображен. на рис. 159
Продолжительность опытов в часах.	144	120
Система топки	пылеугольная	
Содержание золы в угле в %	17,96	17,98
Вес сожженного угля в кг	462 800	157 000
Зола и шлак (из топки) без горючих частей в кг	16459,6	13886,4
Зола и пыль, уловленные в аппарате:		
сухой вес брутто в кг	59 294	14782,5
за вычетом горючих частей в кг	42 320	12056,6
Пыль прошедшая в трубу (найдена по разности) г/м ³	2,45	0,647
Температура дымовых газов перед аппаратом	178,5	212,2
Температура дымовых газов в трубе	143,6	150,8
Разрежение в мм вод. ст.	20	18
Часовой объем в м ³ /час	54 340	23 090
Коэффициент полезного действия (степень улавливания) по предварительному вычислению в %	75,6	89,2
Коэффициент полезного действия по балансу золы в %	69,06	89,3
Расход воды в м ³ /час	7	5—8

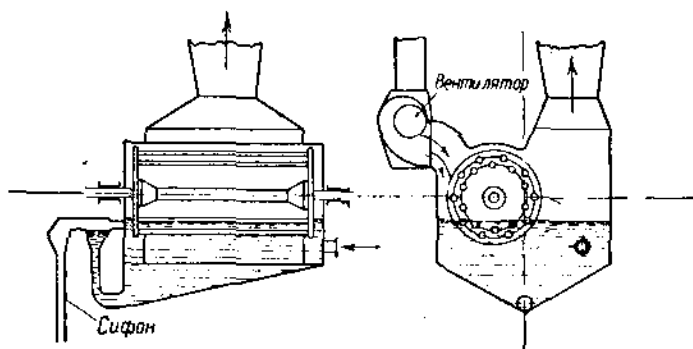


Рис. 159. Гидравлический пылеуловитель, снабженный прутьями.

Приведенные данные показывают, что, несмотря на простоту устройства, аппарат, изображенный на рис. 159, работает с к. п. д. почти в 90%.

Промывка газа путем вбрызгивания в него жидкости осуществляется в целом ряде аппаратов, конструкции которых ничем не отличаются от аппаратов, применяемых для поглощения газов.

В случае больших концентраций пыли (порядка 10 г/м³) применяют аппараты, изображенные на рис. 160. Газ, содержащий пыль, поступает через трубу *а* в сборный цилиндр *б* и проходит через

шахты *в*, где пространство заполнено брызгами воды, образуемыми распылителями *ж*. Смоченная пыль выпадает из потока и стекает с водой по стенкам шахт *в* и *г* в отстойный бак *е*, а очищенный газ уходит в трубу *д*.

Давление воды в распылителях — 2 *ата*, расход воды — до 1 л на 10 кг очищенного газа, или 10 л воды на 1 кг осажденной пыли.

При меньшей концентрации пыли и более тонкой очистке пропускают газ через орошаемые водой скруббера, заполненные зернистыми материалами, как-то: коксом, гравием, шлаком, крупным песком, асбестом и т. п. По форме такие устройства выполняют или в виде башни, заполненной насадками из вышеперечисленных материалов, или в виде камер с вертикальными, горизонтальными или наклонными слоями насадки, через которые пропускается очищаемый газ.

Расход воды в таких аппаратах обычно в пределах 30 ÷ 60 л/час на 1000 м³ газа или воздуха при загрязненности 200 ÷ 20 мг на 1 м³ и степени очистки 85 ÷ 90%.

Сопротивление сухого слоя сыпучего материала определяется по формуле

$$h = A l w^n \text{ мм вод. ст.}, \quad (176)$$

где *l* — высота слоя в мм, *w* — фиктивная скорость (т. е. скорость, отнесенная ко всей площади фильтра) в м/сек, *A* и *n* — эмпирические константы для каждого материала.

По данным испытаний сушильной лаборатории Теплотехнического института для сухого слоя толщиной 50 ÷ 500 мм и фиктивных скоростей 0,1 ÷ 2,0 м/сек получены значения *A* и *n*, приведенные в табл. 41.

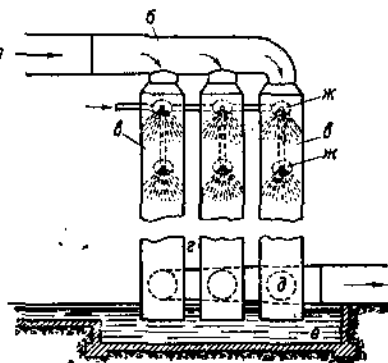


Рис. 160. Оросительный скруббер.

Таблица 41

Значения констант *A* и *n* для определения сопротивления сухого слоя сыпучего материала

Диаметр зерна мм	6	10	15	20
<i>n</i>	1,51	1,61	1,76	1,85
<i>A</i>	0,82	0,33	0,15	0,10

По Баббе, для слоев сухого и смоченного камня размером с кулак: *n* = 1,46 и 1,96, а *A* = 0,11 и 0,16. По этим данным выбирают скорость прохода воздуха таким образом, чтобы сопротивление каждого слоя было 3 ÷ 10 мм. вод. ст.

Электрическая очистка газов

33. Теория электроочистки

Все только что рассмотренные нами способы и приспособления для очистки газов имеют целый ряд существенных недостатков, заключающихся в следующем.

1. В аппаратах, принцип действия которых основан на использовании свободного падения частиц за счет силы тяжести, т. е. в пыльных камерах, мы не имеем возможности осаждать мелкие частицы величиной ниже 10μ и таким образом не можем достигнуть вполне достаточной для всех случаев полноты очистки газа. Кроме того пыльные камеры громоздки и занимают много места в производственных установках.

2. Аппараты, принцип действия которых основан на использовании центробежной силы и сил инерции, возникающих при перемене направления движения газового потока, т. е. всевозможные центробежные пылеосадители (циклоны), более компактны, чем пыльные камеры, но страдают теми же недостатками в отношении полноты очистки газа. Неполнота очистки зависит от того, что при незначительных размерах частиц последние за счет сил инерции и центробежной силы вовсе не осаждаются. Кроме того здесь мы сталкиваемся со значительным расходом энергии на продвижение газа и с быстрым износом аппаратуры.

3. Гидравлические пылеосадители хотя и позволяют достичь высокой степени очистки газа, но они охлаждают газы и насыщают их парами жидкости, при помощи которой ведется промывка; кроме того, осажденная пыль получается в виде грязи, и следовательно в тех случаях, где эта пыль представляет некоторую ценность, необходимо наличие приспособлений и соответствующих затрат на ее выделение.

4. Газовые фильтры с пористыми перегородками вообще во многих случаях не могут быть применимы для очистки газов, так как сфера их действия ограничивается холодными и химически инертными газами. Кроме того фильтры очень быстро загрязняются и разрушаются.

Указанные недостатки механических методов очистки газов, а главным образом неполнота очистки, достигаемая ими, заставили научно-техническую мысль отыскивать и разрабатывать более совершенную методику очистки, которая позволила бы при незначительных затратах достичь полного удаления из газа взвешенных в нем частиц.

В настоящее время такой метод очистки мы имеем; этим методом, свободным от всех недостатков, свойственных механическим способам очистки и обладающим целым рядом специфических преимуществ, является электрическая очистка газов.

Идея осаждения пыли посредством электрического заряда и первые опыты в этом направлении относятся еще примерно к 1819—1824 гг.; однако первые практические работы с осаждением пыли в лабораторном масштабе и разработка теории этого вопроса

были выполнены только в 1884 г. проф. Лоджем, мечтавшим при помощи электроосаждения взвешенных в воздухе капелек воды освободить Лондон от тумана.

Несмотря на то что вопрос об электрическом осаждении пыли лабораторно и теоретически был разрешен, общий уровень технических возможностей того времени и в частности отсутствие методов получения постоянного тока высокого напряжения задержали внедрение метода электроочистки в производственную практику примерно до 1912 г., когда Коттреллем (Cottrell) была построена и пущена первая производственная установка электрической газоочистки трубчатого типа. Коттрелль начал свои опыты по электроосаждению пыли еще в 1906 г.; заслуга его заключается в том, что им введен способ получения постоянного тока высокого напряжения путем трансформации обычного переменного тока от электросети и последующего выпрямления его в постоянный ток с помощью вращающихся механических выпрямителей. Уже в 1908 г. Коттрелль построил и пустил опытную установку по электрической очистке газов после рафинировочной на заводе Seiby Smelting and Lead company.

Начиная с 1912 г., т. е. с момента пуска Коттреллем первой производственной установки, электрическая очистка газов чрезвычайно быстро распространяется сначала в металлургии, а затем и в других областях промышленности; к 1930 г. мировая промышленность располагала уже более чем 2000 действующих электрофильтров, причем некоторые из них представляли собой крупнейшие сооружения с пропускной способностью, выражающейся в миллионах кубометров очищаемого газа в сутки с осаждением сотен тонн пыли.

У нас в СССР первая электроочистительная установка появилась только в 1925 г.; в настоящее же время число таких установок весьма значительно, причем примерно с 1929 г. уже налажено самостоятельное проектирование и производство электрофильтров в Москве и Ленинграде.

Так как электроочистка, как мы только что видели, является одной из самых молодых отраслей техники и основывается на целом ряде довольно сложных процессов, протекающих при наличии многих факторов, и так как, далее, при работе на электрофильтрах приходится иметь дело с токами высокого напряжения, при наличии которых недостаточное знание и понимание принципа электроочистки и протекающих здесь процессов может повести не только к расстройству работы производства, но и к весьма серьезным авариям, теорию электроочистки необходимо рассмотреть подробнее.

Принцип действия электрофильтров заключается в следующем. Если в электрическое поле между двумя электродами поместить газ со взвешенными в нем частицами, то произойдет ионизация газа, частицы получат некоторый электрический заряд, за счет которого они с некоторой скоростью будут двигаться по направлению к противоположно заряженному электроду и, отдав ему свой заряд, осядут на нем.

Если, как это представлено на рис. 161, разомкнуть электриче-

скую цепь с включенными в нее источником тока A и гальванометром B , поместив на концах параллельно расположенные плоские пластинки C , разделенные слоем воздуха D , то, как известно, мы получим воздушный конденсатор и тока в цепи не будет, так как воздух подобно другим газам не является проводником электричества, а обладает свойствами диэлектрика.

Для того чтобы ток протекал по такой цепи, необходимо, чтобы воздух между пластинками был ионизирован; под ионизацией надо понимать процесс распада электрически нейтральной молекулы на положительно и отрицательно заряженные частицы, называемые ионами. Нормальными ионами являются: 1) атомы, несущие на себе свободные отрицательные или положительные заряды, и 2) атомные группы или молекулярные остатки с соответ-

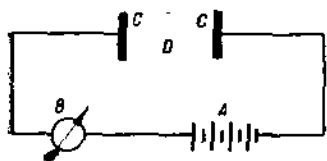


Рис. 161.

ствующим зарядом, причем заряд иона является всегда кратным от элементарного электрического заряда, равного $4,774 \cdot 10^{-10}$ эл.-стат. единиц.

Как известно, атом всякого вещества современная физическая химия представляет состоящим из положительно заряженного ядра, вокруг которого вращается определенное, характерное для каждого

данного элемента количество отрицательно заряженных электронов. Каждый электрон представляет собой наименьшее количество электричества, способное существовать самостоятельно или, иначе говоря, наименьший возможный заряд, величина которого и составляет $4,774 \cdot 10^{-10}$ эл.-стат. единиц.

Процесс перехода молекулы из электрически нейтральной в заряженную положительным или отрицательным электричеством происходит за счет изменения числа электронов, вращающихся вокруг ядра, — именно, в случае увеличения числа электронов на один или несколько сверх нормального возникает отрицательный заряд и, наоборот, в случае уменьшения числа электронов возникает положительный заряд.

Ионизация газа между электродами может возникать двояко: 1) несамостоятельно, за счет воздействия некоторых „ионизаторов“ и 2) самостоятельно, за счет повышения напряжения в цепи до величины, превышающей величину диэлектрической константы, которая для воздуха выражается в 21000 V/cm .

Несамостоятельная ионизация может быть вызвана путем действия на воздух (или газ вообще), заключенный в пространстве между электродами, ультрафиолетовых лучей катодной лампы, рентгеновских лучей, лучей радиоактивных веществ и раскаленных тел. При прекращении действия ионизаторов начинает протекать постепенное соединение ионов одного знака с ионами другого знака, в результате чего возникают снова электронейтральные молекулы; такой процесс называют рекомбинацией.

При наличии между электродами разомкнутой цепи диэлектрика, в данном случае газа, в последнем мы будем иметь электрическое поле, обладающее тем свойством, что помещенный в него тот или

иной заряд начинает под влиянием сил, действующих в поле, перемещаться от одного электрода к другому.

При наличии действия в пространстве между электродами ионизаторов, в каждом куб. сантиметре газа возникает некоторое количество положительно и отрицательно заряженных частиц (ионы), часть которых под влиянием сил электрического тока получают некоторое ускорение, доходят до соответствующих противоположных по заряду электродов и таким образом создают ток в цепи. При этом сила тока зависит от трех факторов: разности потенциалов или напряжения на электродах, расстояния между электродами и силы ионизатора, причем эту зависимость можно выразить так:

1) при постоянных разности потенциалов и расстоянии между электродами сила тока изменяется пропорционально силе ионизатора;

2) при постоянных разности потенциалов и силе ионизатора сила тока (как это ни странно на первый взгляд) в известных пределах растет с увеличением расстояния между электродами, что объясняется тем, что с увеличением расстояния растет число газовых ионов, перемещающих электроны между электродами;

3) при постоянных силе ионизатора и расстоянии между электродами сила тока вначале растет прямо пропорционально напряжению, затем все медленнее и, наконец, становится постоянной; эту постоянную величину тока называют „насыщающим“ током, а величину напряжения, соответствующую этой постоянной силе тока, — „насыщающим напряжением“.

Самостоятельная ионизация может быть вызвана следующим образом. Если в рассмотренной выше электрической цепи, как показано на рис. 162, вместо одной пластинки поместить пучок острий F , направленных концами против другой пластинки C , то при повышении напряжения до некоторой величины мы будем наблюдать протекание тока по цепи, сила которого будет возрастать почти прямо пропорционально напряжению.

Это явление объясняется следующим образом. Когда величина градиента напряжения, т. е. когда падение напряжения на единицу длины около наружных концов острий, станет больше, чем сопротивление газа или, что вернее, станет больше, чем так называемое пробивное напряжение, величина которого для воздуха выражается в 21 000 вольт на сантиметр, в том небольшом пространстве около концов острий, где получилось пробивание воздушного слоя, молекулы воздуха расщепляются на ионы, заряженные положительно и отрицательно. Эти ионы начинают под влиянием сил электрического поля двигаться к противоположно заряженному электроду, при этом за счет приобретенной живой силы в свою очередь ударом расщепляют на ионы встречающиеся на пути нейтральные молекулы и таким образом происходит ионизация всего пространства между электродами, вследствие чего и появляется ток в цепи.

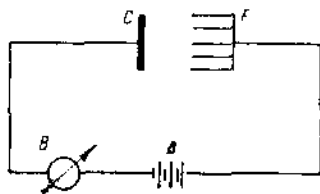


Рис. 162.

Наряду с такой „ударной“ ионизацией здесь также имеет место так называемый „электрический ветер“, создающий движение ионов в направлении от остриев, за счет чего происходит перемещение газа.

В технике электроочистки пользуются явлением самостоятельной ионизации путем создания высоких напряжений на электродах, причем, очевидно, что при таком способе ионизации необходимо, чтобы пробивание газового слоя происходило только на некотором пространстве, составляющем часть общего расстояния между электродами, часть же газового слоя должна остаться непробитой и служить как бы изоляцией, в противном случае произойдет короткое замыкание между электродами через искру или дугу.

Практически наличие такой газовой прослойки создается путем подбора соответствующего данному напряжению расстояния между электродами и их формы, причем все конструктивно выполнимые формы электродов можно свести к трем вариантам, а именно:

- 1) две параллельных плоскости,
- 2) два concentрических цилиндра,
- 3) плоскость и цилиндр.

Электрическое поле между двумя электродами разомкнутой цепи характеризуется напряжением его или, что то же самое, количеством силовых линий, проходящих через 1 см^2 поверхности, нормальной к силовым линиям,

при этом, если в любой точке пространства поля напряжение одинаково, то поле называют однородным, если же напряжение поля в различных точках неодинаково, то поле будет неоднородным.

Между электродами в виде двух параллельных плоскостей, представленных на рис. 163 а, в любой точке пространства поля напряжение одинаково, т. е. поле однородное. В тот момент, когда разность потенциалов между обоими плоскими электродами будет настолько велика, что будет иметь место пробивное напряжение, вследствие однородности поля это пробивное напряжение будет иметь место во всех точках поля, т. е. весь слой воздуха между электродами будет пробит и таким образом произойдет разряд в виде искры, и ионизации вообще в этом случае получить нельзя.

Отсюда вывод, что электроды в виде двух параллельных плоскостей для электроочистки газов не пригодны.

Между электродами в виде двух concentрических цилиндров (рис. 163 б) или в виде плоскости и цилиндра (рис. 163 в) образуется поле неоднородное.

При этом для электродов в виде двух concentрических цилиндров полного пробоя слоя газа, а стало быть и короткого замыкания между электродами можно избежать, так как всегда можно подобрать такие соотношения между радиусами обоих цилиндров,

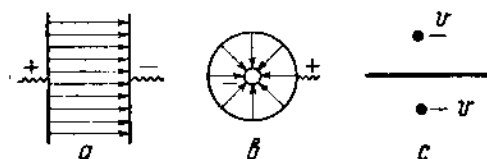


Рис. 163.

чтобы при дальнейшем ионизировании концентрических слоев газа напряжение не достигало величины пробивного напряжения.

В данном случае, при наличии таких электродов, которые создают неоднородное электрическое поле, процесс самостоятельной ионизации газа для целей электроочистки вполне практически осуществим, если будут соблюдены некоторые пределы в соотношениях между радиусами цилиндрических электродов.

Путем математических выводов можно доказать, что ионизация газа без короткого замыкания будет иметь место при условии, если

$$\frac{R}{r} > 2,718, \quad (176)$$

где R — радиус внешнего цилиндра, r — радиус внутреннего цилиндра; теоретически допустимым соотношением между r и R является область от $r=0$ до $r = \frac{R}{2,718}$.

Видимым признаком наступления ионного разряда служит появление вокруг поверхности проволоки слабого свечения; здесь — зона образования ионов обоих знаков. Свечение это носит название „короны“, поэтому ионный разряд обычно называют коронным разрядом. Пространство внутри короны сильно ионизировано и потому хорошо проводит электричество. На основании этого можно рассматривать область короны как некоторое увеличение радиуса коронирующего провода r и построить кривую (рис. 164), характеризующую изменение пробивного напряжения V_0 в зависимости от изменения r в пределах от $r=r_1$ до $r=R$, считая за r_1 — радиус короны.

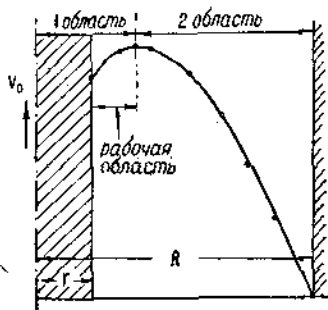


Рис. 164. Кривая изменения пробивного напряжения.

В вершине кривой мы имеем точку, соответствующую $r = \frac{R}{2,718}$, а V_0 здесь достигает максимума с одновременным искровым коротким разрядом. На нисходящей ветви кривой возможны только искровые разряды.

„Критическое“ напряжение поля, при котором появляется корона на поверхности проводника радиуса r см, находящегося внутри трубы, определяется по эмпирической формуле:

$$E_0 = a + \frac{b}{\sqrt{r}},$$

где a и b — характерные для каждого газа константы. По Зеелигеру для атмосферного воздуха и „критического“ напряжения в 1 кВ на 1 см a и b имеют значения, приведенные в табл. 42, причем в этой таблице b представляет собою отношение плотности воздуха при данных условиях к плотности его при 250° и давлении 760 мм ртутного столба.

Значения коэффициентов a и b

Род тока	a	b
Постоянный ток положительного знака	33,7	8,13 %
Постоянный ток отрицательного знака	31,0	9,54 %
Переменный ток	33,7	8,90 %

Критическая разность потенциалов для постоянного тока отрицательного знака и концентрических электродов определяется формулой:

$$V_0 = 31 \left(1 + 0,308 \sqrt{\frac{\delta}{r}} \right) r \ln \frac{R}{r}. \quad (177)$$

Все только что рассмотренное относится к электродам в виде двух концентрических цилиндров. Что же касается электродов, состоящих из ряда проволок, между которыми помещен лист, согласно рис. 163 с, то ввиду весьма сложного характера электрического поля в этом случае дать более или менее простой формулы нельзя.

Рассматривая в грубом приближении отдельно два провода и часть находящегося между ними листа, согласно рис. 163 с, и пренебрегая взаимодействием полей, образуемых другими проводами, можно применить для короны на двух параллельных проводах при переменном токе формулу Пика, по которой критический градиент напряжения определяется так:

$$E_0 = 30 \cdot \delta \left(1 + \frac{0,301}{\sqrt{r\delta}} \right) \alpha, \quad (178)$$

а критическое эффективное напряжение:

$$V_0 = \frac{E_0}{\sqrt{2}} r \ln \frac{s}{r}, \quad (179)$$

где s — расстояние между проводами в см, $\delta = \frac{0,392p}{273 + t}$, p — давление очищаемого газа в мм рт. ст., t — температура его, α — коэффициент, равный единице для полированного провода, и 0,98 — для шероховатого или находившегося долгое время в употреблении.

34. Условия работы электрофильтров и их размеры

Выбор рода тока для электроочистки. Для питания током проводов, дающих коронный разряд, мы имеем выбор, во-первых, между переменным и постоянным током, и, во-вторых, при применении постоянного тока коронирующий провод можно соединять с положительным или отрицательным полюсом источника электричества.

Практически наиболее удобно было бы использовать переменный ток, трансформируя обычный низковольтный ток в ток требуемого в электрофильтрах напряжения или пользуясь непосредственно

током высокого напряжения от высоковольтных линий электропередачи, тогда как для получения высоковольтного постоянного тока необходимо выпрямлять переменный ток в постоянный в специальных выпрямителях. Однако, как оказывается, необходимо пользоваться током постоянным. Объясняется это следующим.

При протекании газа через электрофильтр взвешенные в нем частицы пыли могут сталкиваться в зоне короны как с положительными, так и с отрицательными ионами, вследствие чего они могут зарядиться как положительно, так и отрицательно, причем частицы, заряженные в данный момент положительно, двигаются по направлению к отрицательно заряженному электроду и, достигнув последнего, отдают ему свой заряд, становясь электронейтральными. Пылинки, заряженные отрицательно, двигаются через зону короны к положительно заряженному электроду, где и отдают свой заряд, осаждаясь на электроде.

В случае подачи на электрофильтр переменного тока при каждом изменении направления поля будет меняться и направление силы, действующей на заряженную взвешенную в очищаемом газе частицу, и последняя, испытав ряд импульсов, кидающих ее по направлению то к одному то к другому электроду, будет вынесена газовым потоком из аппарата ранее, нежели она успеет достичь поверхности одного из электродов. Отсюда и вытекает необходимость питать коронирующий электрод током постоянного напряжения, при наличии которого взвешенные в газе частицы будут двигаться только в одном направлении.

Не безразлично также питание током коронирующего электрода в отношении знака электричества. Опыт показал, что выгоднее применять постоянный ток отрицательного знака, так как в этом случае степень или полнота очистки газа будет значительно выше. Так например при надлежащей конструкции электрофильтра и правильном выборе всех прочих условий его работы при отрицательном постоянном токе степень очистки достигает значения 95—98%, в то время как при постоянном токе положительного знака степень очистки составит лишь 70—80%, а при переменном — максимум 50%, причем в последнем случае осаждение пыли происходит скорее не за счет движения частиц к противоположно заряженному электроду, а главным образом за счет образования комплексов, которые затем осаждаются под влиянием своего веса, как в обыкновенной пыльной камере.

За выбор постоянного тока отрицательного знака говорит еще и то обстоятельство, что подвижность отрицательных ионов, т. е. скорость их перемещения при одних и тех же условиях значительно выше скорости положительно заряженных ионов; так например отрицательные ионы воздуха имеют скорость примерно в 1,37 раза больше положительных. Так как в электрофильтрах осаждение частиц пыли должно происходить на осадительном электроде, то в случае положительного заряда коронирующего электрода при большей скорости перемещения отрицательных ионов пыль садилась бы на последнем. Поэтому благодаря питанию коронирующего электрода током отрицательного знака улучшаются условия очистки.

Для выяснения более благоприятных условий электроочистки рассмотрим кратко влияние некоторых основных факторов.

Сила тока. Сила тока, протекающего через пылеуловитель, несомненно имеет существенное значение: чем выше сила тока, тем больше ионов проходит через газ между электродами и следовательно тем больше возможностей заряжения пылинок. Поэтому с возрастанием силы тока увеличивается заряд частиц и таким образом улучшается улавливание пыли.

Практически для трубчатых электрофильтров при трубах среднего диаметра ($d=300$ мм) силу тока высокого напряжения можно исчислить, исходя из $0,5 \text{ mA}^1$ на 1 пог. м трубы. В случае больших диаметров ($d=400$ мм) можно принимать $0,6 \div 0,7 \text{ mA}$ на 1 пог. м, а в случае малых диаметров ($d=100$ мм) — $0,3 \div 0,4 \text{ mA}$ на 1 пог. м.

Для камерных аппаратов, в случае если расстояния между коронирующими проводами одного ряда равны двойному расстоянию между разноименными электродами, принимают силу тока равной: $0,3 \div 0,4$; $0,5 \div 0,6$ и $0,6 \div 0,7 \text{ mA}$ на 1 пог. м при соответствующих расстояниях между разноименными электродами 100, 150 и 200 мм.

Длину проволоки (коронирующего провода) при этом считают равной размеру осадительного электрода в направлении, параллельном проволоке.

В случае если расстояния между коронирующими проволоками одного ряда меньше двойного расстояния между разноименными электродами, то во столько же раз уменьшается и сила тока, приходящегося на 1 пог. м проволоки.

Напряжение. Так как сила тока зависит от напряжения и так как с повышением напряжения сила тока возрастает, то повышение напряжения также должно улучшать улавливание пыли. Пример зависимости степени очистки от напряжения можно проследить по диаграмме рис. 165, где на оси абсцисс отложены напряжения в киловольтах, а на оси ординат — степень очистки в процентах.

Выбор напряжения обуславливается расстоянием между разноименными электродами и допустимым для данных условий градиентом напряжения, который определяется из уравнения

$$E = \frac{V}{L}, \quad (180)$$

где V — напряжение между электродами в кВ, L — кратчайшее расстояние между разноименными электродами в см.

При тех формах и размерах, которые обычно применяются в электрофильтрах, при холодных газах пробой газа наступает практически при градиенте напряжения около 5 kV/см , вследствие чего обычно берут величину градиента не выше $4,7 \div 4,8 \text{ kV/см}$.

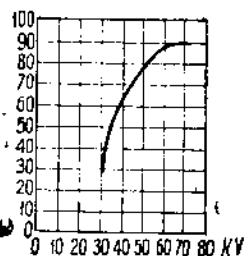


Рис. 165. Диаграмма зависимости степени очистки от напряжения.

¹ Здесь и ниже mA обозначает миллиампер, т. е. 0,001 ампера.

Повышение температуры газа вызывает уменьшение пробойного напряжения и в этих случаях берут градиент значительно меньше, доводя его до 3 kV/cm . При наличии влаги в газе и содержании в нем сернистого газа (SO_2) пробойное напряжение увеличивается, что позволяет увеличивать и градиент напряжения.

Практически рекомендуют для холодных газов принимать $E = 4,3 \div 4,5 \text{ kV/cm}$ и для горячих $3,8 \div 4 \text{ kV/cm}$.

При принятом градиенте напряжения выбор самого напряжения зависит целиком от расстояний между разноименными электродами, и наоборот. Вообще чем меньше междуэлектродное пространство, тем с меньшим напряжением можно работать, но уменьшение расстояния между электродами вызывает при заданных условиях необходимость постановки большего числа электродов, что значительно осложняет все устройство электрофилтра и повышает предварительные затраты. Практически в каждом частном случае наиболее экономически выгодная величина напряжения может быть найдена только рядом последовательных подсчетов.

Вообще говоря, чем меньше установка, тем выгоднее работать с небольшими междуэлектродными расстояниями и следовательно и с сравнительно низкими напряжениями. Практически напряжение берут в пределах $35 \div 70 \text{ kV}$, а кратчайшее расстояние между разноименными электродами — 150 мм или вообще в пределах от 75 до 200 мм .

Диаметр коронирующего электрода. Коронирующим электродом обычно является проволока, натянутая параллельно осадительному электроду. Так как эффект очистки тем выше, чем больше сила тока, протекающего через газ, и так как сила тока вообще возрастает с уменьшением диаметра коронирующего электрода, то является более выгодным брать последний возможно тонким, ограничиваясь в этом направлении лишь его механической прочностью. Обычно берут диаметр проволоки $1 \div 2 \text{ мм}$ в случае очистки химически инертных газов и $3,5 \div 4 \text{ мм}$ при очистке газов, содержащих кислые пары.

Объем и сечение камеры. Размеры камеры электрофилтра определяются его производительностью и скоростью осаждения частиц, так как последняя обуславливает необходимую продолжительность пребывания газа в камере, причем практически пребывание газа в камере берут в пределах от 2 до $3,5$ сек. Вообще продолжительность пребывания очищаемого газа в камере электрофилтра должна быть такова, чтобы взвешенные в газе частицы пыли, получив заряд, успели достичь осадительного электрода и, отдав ему свой заряд, осесть на нем. Скорость осаждения взвешенных частиц обуславливается в электрофилтрах главным образом величиной полученного частицами заряда, причем последний лежит в пределах от величины элементарного электрического заряда, равного $4,774 \cdot 10^{-10}$ эл.-стат. единиц, до некоторого максимального значения, обуславливаемого величиной диэлектрической константы частиц.

Максимальный заряд частиц можно вычислить, отбрасывая вопросы о предварительном заряде их до вступления в электрическое поле, а также влияние неравномерности ионного поля, влия-

ние электрического ветра и зарядение частиц в зоне самой короны ионами обоих знаков, рассматривая только зарядение в униполярном пространстве остальной части электрофилтра по формуле

$$ne_0 = E_x \left(1 + 2 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 2} \right) \frac{d^2}{4}, \quad (181)$$

где E_x — напряжение поля в абсолютных единицах¹, e_0 — элементарный заряд, ε — диэлектрическая константа, d — диаметр частицы в см, n — число элементарных зарядов.

Диэлектрические константы для некоторых веществ приведены в табл. 43.

Таблица 43

Диэлектрические константы

№ по пор.	Наименование	ε
1	Газы	1
2	Парафин, керосин	2
3	Изоляционные масла	2—4
4	Асфальт	2—7
5	Кварц, сера	4
6	Гипс	5
7	Фарфор	4—6
8	Известковый шпат	8
9	Окиси металлов	12—18
10	Металлы	∞

При выборе отдельных размеров камеры электрофилтра обычно принимают высоту электрического поля не больше 5 м, так как при большей высоте становится затруднительной правильная центровка электродов.

Горизонтальные размеры вертикальных камер аппарата обычно не превосходят 2×2 м, так как при большом сечении трудно равномерно распределить газ по всему сечению камеры.

В камерах горизонтальных электрофилтров сечение их берут до $3 \times 4,5$ м и больше.

Горизонтальная длина электрического поля каждой отдельной секции обычно не превосходит 2,5—3 м, однако в одной камере может быть установлено несколько секций.

Скорость осаждения. Взвешенная в газе частица, будучи в камере электрофилтра, подвергается действию следующих сил: 1) силы тяжести, 2) силы индукции, 3) силы воздействия электрического поля, 4) влияния электрического ветра.

Практически влиянием силы тяжести, воздействием силы индукции и электрического ветра можно пренебречь, рассматривая движение частицы лишь под воздействием силы электрического поля, которую можно выразить так:

$$F = ne_0 E_x.$$

¹ 1 абс. единица равна 300 В.

Эта сила передвигает частицу от коронирующего электрода в направлении к осадительному электроду. При этом в своем движении частица встречает сопротивление газовой среды, которое для частиц размерами от $d = 2,10^{-8}$ до $d = 2,10^{-6}$ см по закону Стокса определяется так:

$$s = 3\pi d\mu w_0,$$

а для частиц с радиусом меньше чем 10^{-6} см — по формуле

$$s = \frac{3\pi d\mu w_0}{1 + 0,81 \frac{L}{d}}.$$

В первом случае, исходя из условия стационарного движения частиц, имеет место равенство

$$3\pi d\mu w_0 = ne_0 E_x$$

и скорость осаждения

$$w_0 = \frac{ne_0 E_x}{3\pi d\mu} \text{ см/сек}; \quad (182)$$

во втором случае аналогично:

$$\frac{3\pi d\mu w_0}{1 + 0,81 \frac{L}{d}} = ne_0 E_x,$$

откуда

$$w_0 = \frac{ne_0 E_x \left(1 + 0,81 \frac{L}{d}\right)}{3\pi d\mu w_0} \text{ см/сек}. \quad (183)$$

Зная скорость осаждения w_0 , можно вычислить время τ , в течение которого частица пройдет путь x , по общему выражению

$$w_0 = \frac{dx}{d\tau},$$

откуда

$$d\tau = \frac{dx}{w_0}$$

Для трубчатого электрофильтра с диаметром коронирующего электрода $2r$ и диаметром трубы $2R$ имеем $x_1 = r$, $x_2 = R$ и следовательно

$$\tau = \int_r^R \frac{dx}{w_0}. \quad (183a)$$

Расход энергии. Вывод теоретических формул для определения расхода энергии на осаждение и коэффициента полезного действия установок весьма сложен; кроме того получающиеся теоретические формулы не дают надежных результатов. Практически мощность, потребляемую электрофильтром, выраженную в киловаттах (kW),

находят как произведение силы тока, выраженной в амперах, на напряжение в вольтах, деленное на 1000, т. е.

$$W_1 = \frac{IE}{1000} \text{ kW.}$$

Коэффициент полезного действия подстанции практически выражается величиной $\eta = 0,85 \div 0,90$ и следовательно мощность подстанции определяется как

$$W_2 = \frac{IE}{1000\eta} \text{ kW.}$$

Кроме того 0,5 kW расходуется на вращение выпрямителя тока, и таким образом полный расход мощности выразится в

$$W = \frac{IE}{1000\eta} + 0,5 \text{ kW.} \quad (184)$$

35. Конструкции электрофильтров

В зависимости от формы электродов электрофильтры делятся на две группы: 1) электрофильтры трубчатые и 2) пластинчатые.

Трубчатые электрофильтры. В этих аппаратах в качестве осадительного электрода применяются металлические трубы, коронирующим же электродом почти всегда служат натянутые по оси труб проволоки.

На рис. 166 представлена схема электрофильтра трубчатого типа. Газ, подлежащий очистке, входит в камеру фильтра снизу по трубе *A*, проходит снизу вверх через электрическое поле в трубах *B* и выходит через отверстие *C*. Помещенные по оси труб коронирующие электроды *D* из тонкой проволоки подвешены на общей раме *E*, опирающейся в свою очередь на изоляторы *F*, вынесенные в боковые коробки *G* во избежание загрязнения их. Осаждающаяся на внутренних стенках труб пыль стряхивается ударным приспособлением *J* и падает в бункер *K*.

В целях лучшей очистки выгоднее было бы пускать газ через трубки по направлению сверху вниз, но практически поступают наоборот, впуская газ снизу, так как в этом случае он попадает к изоляторам уже очищенным и таким образом устраняется их загрязнение.

Обычно применяемые размеры труб — диаметр 200–300 мм и длина 3000–4000 мм. Материал труб должен быть электропроводным, вследствие чего берут трубы железные для очистки нейтральных газов или свинцовые для кислых газов.

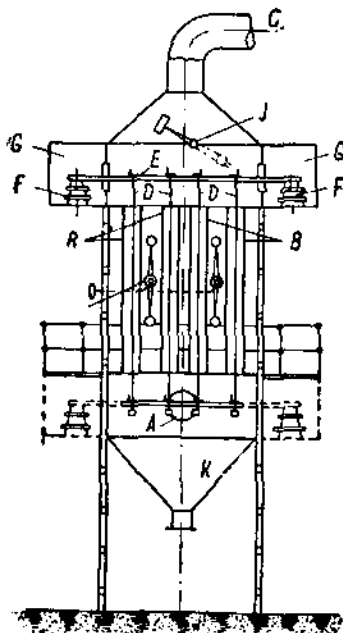


Рис. 166. Электрофильтр трубчатого типа.

Пластиначные электрофилтры. В пластиначатых электрофилтрах в качестве осадительных электродов применяют ряд плоских поверхностей с помещенными между ними рядами коронирующих проводов, причем в зависимости от направления протекания газа их делают как горизонтальными, так и вертикальными.

На рис. 167 представлена схема вертикального пластиначатого электрофилтра. Газ входит через отверстие *A*, проходит снизу вверх между пластиначатыми электродами, свободно подвешенными к верхней части камеры, и удаляется через отверстие *B*; осевшая же на пластинках пыль при встряхивании последних сыпается в нижнюю часть камеры и удаляется из нее.

На рис. 168 представлен разрез вертикальной камеры пластиначатого электрофилтра с кирпичным корпусом.

Газ, подлежащий очистке, подается по газопроводу *A* в распределительную камеру *B*, откуда через клапан *a* подается в нижние части двух параллельно включенных шахт.

Вверху каждой шахты стоят четыре изолятора, на которые опираются четыре балки, в горизонтальной проекции образующие двутавр. К этим балкам прикрепленна труба, проходящая в шахту через отверстие в кладке.

К нижнему концу этой трубы прикрепленна крестообразная отливка *F*, к которой в свою очередь крепятся посредством рессор *G* верхняя рамка и посредством тяг *H* — нижняя рамка.

К верхней рамке подвешиваются проволоки, нижняя же служит для устранения их раскачивания. Тяги *H* лежат в плоскости проволок одного ряда; устраняя необходимость постановки нижних изоляторов, они позволяют тем не менее жестко закреплять нижнюю рамку.

Встряхивание проволок производится грузом, падающим на верхнюю рамку; управление им — посредством эксцентрика, сидящего

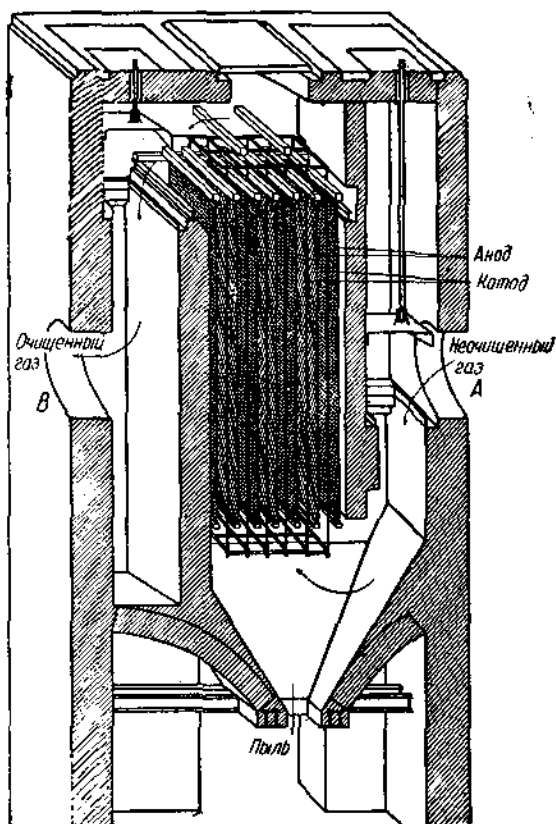


Рис. 167. Вертикальный пластиначатый электрофилтр.

на конце вала, который вращается при помощи маленького электромотора *М*. Механизм встряхивания делает от 1 до 5 ударов груза в минуту.

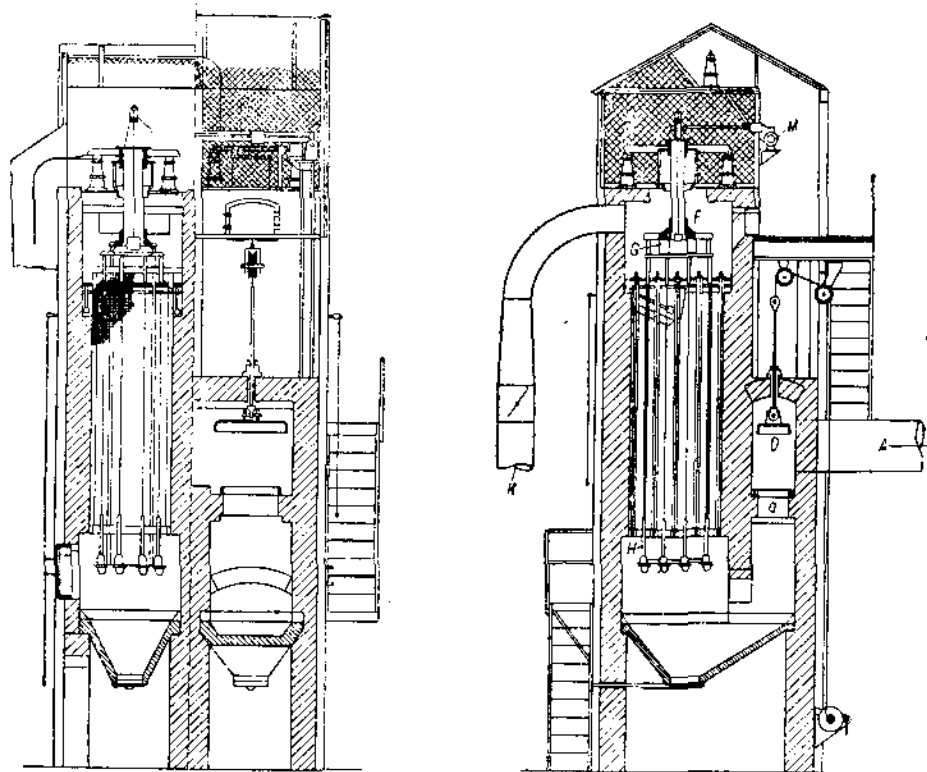


Рис. 168. Вертикальная камера пластинчатого электрофильтра с кирпичным корпусом.

Газ, прошедший шахту, отводится по трубам *к*, пыль же, осыпаясь с электродов, собирается в железобетонных копежах, откуда и выгружается периодически.

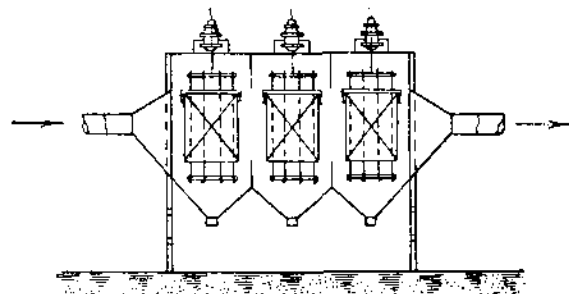


Рис. 169. Электроосадительная камера горизонтального типа.

В горизонтальных камерах осадительные пластинки могут быть помещены как параллельно потоку газов, так и перпендикулярно. Схема обоих способов расположения осадительных пластин представлена на рис. 170.

В последнем случае осадительные электроды должны быть сконструированы не в виде сплошных металлических листов, а в виде довольно густой сетки, натянутой на раме. Вообще сетчатые осадительные электроды ставят для того, чтобы избежать коробления тонких листов при высокой температуре очищаемых газов.

На рис. 171 представлен электрофильтр для улавливания тумана серной кислоты на контактных заводах и туманообразной кислоты при концентрационных аппаратах Кесслера. Вся камера смонтирована из свинца на железном каркасе. В качестве осадительных электродов служат тоже свинцовые листы. Коронирующие электроды из

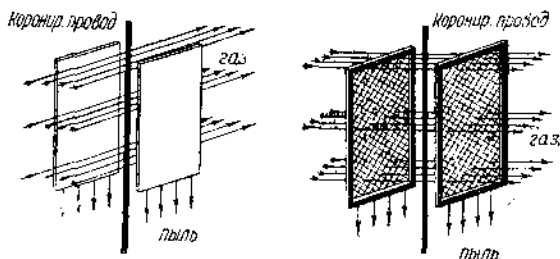


Рис. 170. Осадительные пластинки горизонтальных камер.

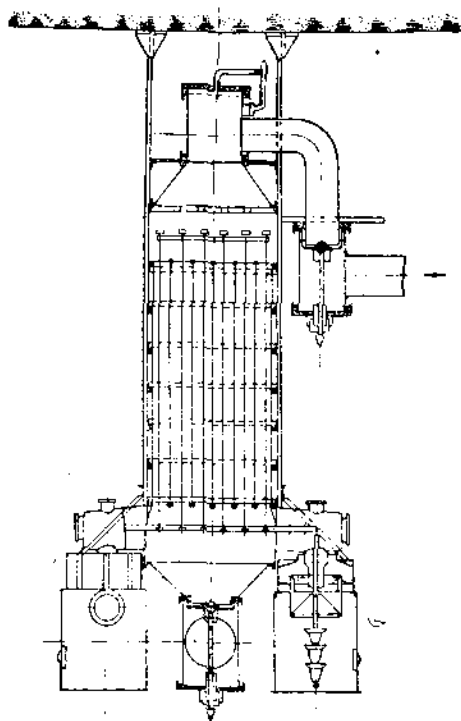


Рис. 171. Электрофильтр для улавливания серной кислоты.

листы, подвешенные на штанговой или железной оцинкованной проволоке подвешены на оцинкованных рамах. Ввод газа происходит снизу по оси аппарата, а выход — сверху, чем достигается лучшее распределение газа по сечению камеры. Кроме того внизу имеется распределительный щит для газа из свинцового дырчатого листа.

Камера снабжена входным и выходным гидравлическим затвором, представляющим собой свинцовый колокол, опускающийся краями в кислоту. Осажденная кислота выпускается снизу из аппарата через затопленное отверстие.

Сравнивая трубчатые электрофильтры с пластинчатыми, можно отметить, что преимуществом трубчатых камер является лучшее электрическое поле и лучшее распределение газа, что позволяет достичь большей степени очистки или увеличить скорость протекания газа, т. е. увеличить производительность аппарата. Недостатком трубчатых камер кроме большей сложности

монтажа является трудность отряхивания коронирующих проводов и возможность их качания.

К устройству трубчатых камер прибегают в тех случаях, когда условия осаждения по свойствам пыли или газа трудны, когда требуется полная очистка или когда не надо отряхивать электроды, что имеет место при осаждении туманов жидкостей. Расход энергии, отнесенный к длине проводов, в трубчатом электрофилтре больше, чем в пластинчатом.

Преимуществами пластинчатых камер являются: большая простота монтажа, удобство отряхивания электродов и возможность увеличивать до известной степени производительность камеры, не прибегая к увеличению ее размеров.

Пример 50. Вычислить основные размеры и расход энергии электрофилтра пластинчатого типа для очистки $25\,000\text{ м}^3$ в час газа колчеданных печей с температурой 400°С состава: сернистого ангидрида (SO_2) 7% , кислорода (O_2) 11% , азота (N_2) 82% .

Содержание пыли в газе 4 г на 1 м^3 , наименьший диаметр частиц пыли 275 мк .

Решение. Принимаем:

$R = 12,5\text{ см}$ — расстояние между разноименными электродами; $r = 0,1\text{ см}$ — радиус проволоки коронирующего электрода; $E = 4000\text{ В/см}$ — градиент напряжения (учитывая работу с горячим газом).

1. Разность потенциалов между электродами $V = ER = 4000 \cdot 12,5 = 50\,000\text{ В}$ или $5 \cdot 10^4 \cdot 10^8\text{ эл.-магн. единиц}^1$.

2. Вязкость составных частей газа по номограмме 1 (в пуазах): $\mu_{\text{SO}_2} = 0,00027$; $\mu_{\text{O}_2} = 0,00038$; $\mu_{\text{N}_2} = 0,00033$.

3. Средняя вязкость газа данного состава: $\mu = 0,07 \cdot 0,00027 + 0,11 \cdot 0,00038 + 0,82 \cdot 0,00033 = 0,00033 = 3,3 \cdot 10^{-4}\text{ пуаз}$.

4. Так как размеры частиц, подлежащих осаждению, лежат ниже предела применимости закона Стокса, то сопротивление среды находим по формуле

$$S = \frac{3\pi d_0 w_0}{1 + 0,81 \frac{L}{d}}$$

По условию:

$d = 275\text{ мк} = 2,75 \cdot 10^{-5}\text{ см}$;

L_{20° (средний пробег газовых молекул при 20° для азота и кислорода) $= 10^{-5}\text{ см}$.

Вводя поправку на температуру, имеем:

$$L = 10^{-5} \left(\frac{273 + 400}{273 + 20} \right)^{\frac{1}{2}} = 1,52 \cdot 10^{-5}\text{ см}.$$

Таким образом:

$$S = \frac{3 \cdot 3,14 \cdot 2,75 \cdot 10^{-5} \cdot 3,3 \cdot 10^{-4} w_0}{1 + 0,81 \frac{1,52 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 10^{-5}}} \approx 5,86 \cdot 10^{-10} w_0$$

5. Градиент напряжения в любой точке поля внутри аппарата:

$$E_x = \frac{V}{2,3x \lg \frac{R}{r}} = \frac{5 \cdot 10^{12}}{2,3x \lg \frac{12,5}{0,1}} \approx \frac{1,035 \cdot 10^{12}}{x}$$

6. Скорость движения заряженных частиц находим из равенства:

$$E_x e = S,$$

где

$$e = 1,591 \cdot 10^{-20}\text{ эл. магн. единиц} = \text{заряд электрона}.$$

¹ $1\text{ В} = 10^8\text{ эл.-магн. единиц}$.

Подставляя значения E_x , e и S , имеем:

$$\frac{1,035 \cdot 10^{12}}{x} \cdot 1,591 \cdot 10^{-20} = 5,86 \cdot 10^{-10} w_0$$

откуда

$$w_0 = \frac{27,2}{x} \text{ см/сек.}$$

7. Время пребывания газа в аппарате находим из равенства

$$w_0 = \frac{dx}{d\tau},$$

или

$$d\tau = \frac{dx}{w_0}$$

или

$$\tau = \int_{x_1=r}^{x_2=R} \frac{dx}{w_0} = \frac{1}{27,2} \int_{x_1=r}^{x_2=R} x dx = \frac{1}{27,2} \left[\frac{x^2}{2} \right]_r^R = \frac{R^2 - r^2}{54,4}.$$

Подставляя значения R и r , имеем:

$$\tau = \frac{12,5^2 - 0,1^2}{54,4} \approx 2,86 \text{ сек.}$$

Принимаем с запасом необходимую продолжительность пребывания газа в аппарате равной 3 сек.

8. Рабочий объем камеры и ее размеры:

$$\frac{25000}{3600} \cdot 3 \approx 21 \text{ м}^3$$

или, ставя две секции, объем каждой имеем:

$$21 : 2 = 10,5 \text{ м}^3.$$

Горизонтальное сечение принимаем равным (2,5 м длина, 1,5 м ширина)

$$2,5 \cdot 1,5 = 3,75 \text{ м}^2.$$

Высота $\frac{10,5}{3,75} \approx 2,8$ м, принимаем высоту 3 м, что хорошо подходит к обычно принимаемым размерам (см. стр. 280).

9. Ставим в каждой секции 10 осадительных электродов с расстояниями между отдельными пластинками в 250 мм. Между каждой парой осадительных пластинок устанавливаем по 6 коронирующих электродов с расстояниями в 250 мм друг от друга и 125 мм от осадительных пластинок. (Схема расположения электродов представлена на рис. 172.)

Общее количество коронирующих электродов в обеих секциях установки будет согласно схеме

$$6 \cdot (10 - 1) \cdot 2 = 108 \text{ шт.}$$

10. Общая длина проволок в обеих секциях при длине каждой проволоки в 3 м:

$$108 \cdot 3 = 324 \text{ м.}$$

11. Принимая силу тока 0,45 мА на 1 пог. м, находим общую силу тока, потребляемую электрофильтром:

$$0,45 \cdot 324 \approx 146 \text{ мА.}$$

Мощность, потребляемая обеими секциями:

$$\frac{50000 \cdot 146}{1000} = 7,3 \text{ kW.}$$

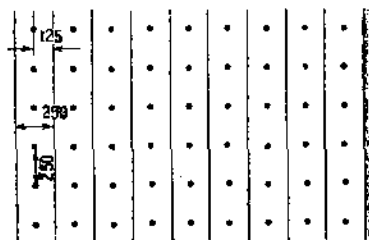


Рис. 172. К примеру 50.

При коэффициенте полезного действия всей установки в целом в 85% и расходе энергии на выпрямитель в 0,5 kW имеем полный расход энергии:

$$\frac{7,3}{0,85} + 0,5 = 9,1 \text{ kW.}$$

12. При содержании пыли в газе до 4 г на 1 м³ при 0°С и степени очистки в 98% количество осаждаемой пыли будет:

$$\frac{4 \cdot 0,98 \cdot 25\,000 \cdot 273}{273 + 400} \approx 39\,800 \text{ г/час} \approx 39,8 \text{ кг/час}$$

или

$$39,8 \cdot 24 = 955 \text{ кг/сутки.}$$

Задачи

1. Вычислить скорость осаждения за счет силы тяжести в воздухе при 20°С частиц с удельным весом 3 размерами: 1) 300 м, 2) 30 м и 3) 0,03 м.

Ответ. 1) 8,37 м/сек, 2) 0,0337 м/сек, 3) $8,37 \cdot 10^{-10}$ м/сек.

2. Вычислить основные размеры камеры Говарда для очистки 20 000 м³/сутки воздуха при 20°, содержащего взвешенные частицы с удельным весом 2,8 и с максимальными размерами 20 м, если камера имеет 40 листов с расстояниями по 60 мм и газ протекает со скоростью, равной половине предельной.

Ответ. Высота 2,4 м, ширина 0,83 м, длина 0,9 м.

3. Вычислить основные размеры циклона для условий предыдущей задачи.

Ответ. Диаметр циклона 0,856 м, высота 0,836 м, диаметр трубы 0,128 м.

4. Вычислить основные размеры трубчатого электрофилтра для очистки 10 000 м³/час газа при температуре 100°, обладающего вязкостью 0,0002 пуаза. Размеры частиц пыли: 100 м.

Ответ. Объем камеры около 18 м³.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ЖИДКОСТЕЙ

А. Отстаивание

36. Жидкие неоднородные системы

Хотя в наиболее крупных отраслях химической промышленности, как например в области производства синтетического аммиака и контактной серной кислоты, широко применяются каталитические реакции взаимодействия в газообразной среде, то все же в остальных отраслях химической технологии и по ныне подавляющее большинство химических производств основывается еще на процессах взаимодействия, проводимых в жидкой среде. Старинное изречение „вещества вступают в реакцию только в растворенном состоянии“ за его несостоятельностью давно уже потеряло свою силу, но все же преимущества жидкого состояния обрабатываемых материалов как в отношении повышения скорости реакции, так и в смысле удобства обращения с жидкими массами имеют существенное значение и в настоящее время.

Жидкие смеси могут быть как однородные, так и неоднородные, причем последние согласно схеме, приведенной в предыдущей главе, могут быть трех классов, а именно:

1. Системы $Ж + Т$, т. е. механические смеси, состоящие из жидкой дисперсионной среды и твердых взвешенных в ней частиц, называемые суспензиями.

2. Системы $Ж + Ж$, т. е. механические смеси, состоящие из жидкой дисперсионной среды и взвешенных в ней жидких же частиц одной или нескольких других жидкостей, называемые эмульсиями.

3. Системы $Ж + Г$, представляющие собой механическую смесь, состоящую из жидкости, в которой взвешены частицы газов; такие системы называются пенами.

Суспензии. Из всех трех классов жидких неоднородных смесей, рассмотрение которых составляет предмет настоящей главы, в технике наиболее часто встречаются суспензии, вследствие чего для нас они представляют наибольший практический интерес. Вообще суспензии могут быть различаемы как по количеству дисперсной твердой фазы, так и по степени дисперсности ее, т. е. по концентрации и по величине взвешенных твердых частиц.

В зависимости от условий производства практически приходится иметь дело с суспензиями, содержащими как самые незначитель-

ные примеси взвешенных твердых частиц, так и с такими, которые благодаря большому содержанию твердой фазы почти теряют текучесть.

Повышение содержания твердого вещества в суспензиях несомненно вызывает увеличение вязкости всей смеси, причем при некоторой концентрации вязкость может стать настолько значительной, что суспензия, теряя свойства текучести, практически перестает быть жидкостью.

Если между поверхностью взвешенных частиц и жидкой дисперсионной средой отсутствуют процессы поверхностного взаимодействия, как-то: набухание, адсорбция и т. п., то по Гатчеку вязкость суспензии может быть определена следующей формулой:

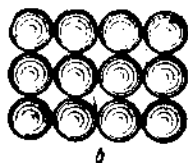
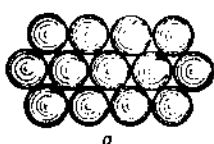


Рис. 173.

$$\mu = \mu_0 (1 + 4,5\varphi), \quad (185)$$

где μ — вязкость суспензии,
 μ_0 — вязкость дисперсионной
 среды, φ — содержание твер-

дой фазы, выраженное как отношение объема твердой фазы к общему объему всей системы.

Приведенная формула применима независимо от степени раздробленности твердой фазы во всех тех случаях, когда концентрация суспензии еще не настолько велика, чтобы взвешенные в жидкости твердые частицы соприкасались между собой и когда последние еще достаточно велики, чтобы оседать под влиянием силы тяжести; другими словами, эта формула справедлива в пределах таких концентраций твердой фазы, при которых суспензия еще обладает текучестью и имеет свойства жидких тел.

При увеличении концентрации выше этого предела отдельные твердые частицы сближаются настолько, что появляется возможность их соприкосновения, вследствие чего кроме внутреннего трения жидкости, заполняющей промежутки между взвешенными частицами, возникают силы трения частиц друг о друга, и тогда гидравлическое течение переходит в пластическое, для которого формула Гатчека уже неприменима.

Между гидравлическим и пластическим течениями существует определенная граница, при которой одно течение переходит в другое. При гидравлическом течении количество жидкости, вытекающей из трубки за счет того или иного давления, по закону Пуазейля пропорционально этому давлению, какова бы ни была вязкость жидкости; кроме того в случае однородной жидкости в сообщающихся сосудах устанавливаются одинаковые уровни. Теоретически для осуществления гидравлического течения достаточно приложить самое незначительное давление.

При пластическом передвижении кроме сопротивлений трения, возникающих при протекании жидкости, имеют место силы сцепления; при этом если приложенная сила будет недостаточна, то ее действие будет вызывать только упругую деформацию и никакого перемещения массы не будет. Силу или давление, приложен-

ное к пластическому телу, при котором данный материал начинает течь, называют критическими.

По Максвеллу типичным пластическим телом будет такое, которое испытывает остаточную деформацию только тогда, когда приложенное давление превосходит определенную критическую величину. Если давление больше критического, то материал приходит в состояние пластического движения, причем это движение будет тем значительнее, чем больше приложенная сила. Наоборот, если давление на пластический материал ниже критического, из него можно приготовить тело любой формы, которую оно сохраняет до тех пор, пока величина давления на него извне или давление самого тела на его части не достигнет критического значения, после чего материал начнет течь.

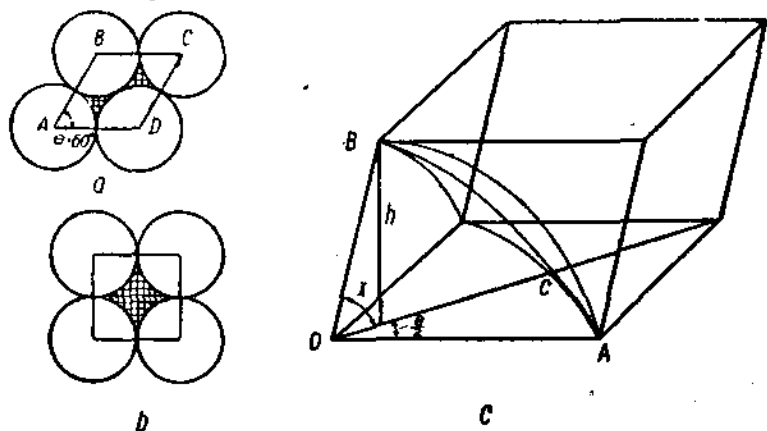


Рис. 174.

Пластическое течение имеет место в сравнительно широких пределах и возможно до тех пор, пока пространство между отдельными твердыми частицами заполнено жидкостью или газом, присутствие которых понижает сопротивление трения поверхностей частиц друг о друга.

Теоретические пределы пластичности суспензий можно вычислить, принимая для упрощения задачи взвешенные частицы шарообразными, при этом возможны два предельных варианта расположения их, схематически изображенные на рис. 173. При расположении частиц подобному, изображенному на рис. 173, а, где они складываются более плотно, предельная концентрация суспензии очевидно будет значительно выше, чем предельная концентрация при расположении частиц по рис. 173, б.

Эти предельные концентрации можно сравнительно просто вычислить теоретическим путем.

Согласно рис. 174, а, при более плотном расположении шаров если соединить их центры, то образуется ромб, сторона которого равна диаметру шара, а угол между сторонами ромба $\theta = 60^\circ$; при менее плотном расположении шаров таким же образом (рис. 174, б) при соединении их центров получается прямоугольник так же со стороной, равной диаметру шара, и углами $\theta = 90^\circ$.

Взяв 8 шаров и соединив их центры, получим ромбоэдр (рис. 175), составленный из 8 кусков шара, причем в силу того, что в ромбоэдре углы являются дополнительными до 180° , мы можем, складывая отдельные куски шаров, образующих ромбоэдр, получить полный шар.

Высота ромбоэдра h (рис. 174) лежит в плоскости диагонального сечения его; ее можно определить, найдя угол x между ребром грани ромбоэдра и основанием плоскости диагонального сечения.



Рис. 175.

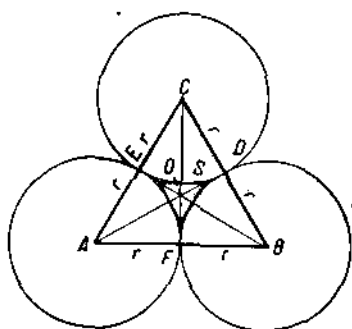
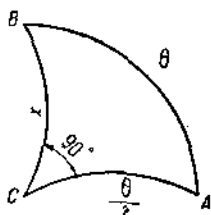


Рис. 176.

При пересечении ромбоэдра плоскостью диагонального сечения образуется сферический треугольник BSA (рис. 176), из которого, зная, что косинус гипотенузы равен произведению косинусов катетов, найдем:

$$\cos \theta = \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos x,$$

где $\frac{\theta}{2}$ угол между плоскостью диагонального сечения ромбоэдра и его стороной, откуда

$$\cos x = \frac{\cos \theta}{\cos \frac{\theta}{2}}$$

или:

$$\begin{aligned} \sin x &= \sqrt{1 - \frac{\cos^2 \theta}{\cos^2 \frac{\theta}{2}}} = \sqrt{\frac{\cos^2 \frac{\theta}{2} - \cos^2 \theta}{\cos^2 \frac{\theta}{2}}} = \\ &= \sqrt{\frac{1 - \sin^2 \frac{\theta}{2} - 1 + \sin^2 \theta}{\cos^2 \frac{\theta}{2}}} = \sqrt{\frac{\sin^2 \theta - \sin^2 \frac{\theta}{2}}{\cos^2 \frac{\theta}{2}}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \sin^2 \frac{\theta}{2} \cos^2 \frac{\theta}{2} - \sin^2 \frac{\theta}{2}}{\cos^2 \frac{\theta}{2}}} = \frac{\sin \frac{\theta}{2}}{\cos \frac{\theta}{2}} \sqrt{4 \cos^2 \frac{\theta}{2} - 1}; \end{aligned}$$

имея в виду, что

$$\cos \frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{1 + \cos \theta}{2}},$$

или:

$$4 \cos^2 \frac{\theta}{2} = 2 + 2 \cos \theta,$$

найдем:

$$\sin x = \frac{\sin \frac{\theta}{2}}{\cos \frac{\theta}{2}} \sqrt{2 + 2 \cos \theta - 1} = \frac{\sin \frac{\theta}{2}}{\cos \frac{\theta}{2}} \sqrt{1 + 2 \cos \theta}.$$

Умножая на $2 \cos \frac{\theta}{2}$ числитель и знаменатель, получаем:

$$\sin x = \frac{2 \cos \frac{\theta}{2} \cdot \sin \frac{\theta}{2}}{2 \cos^2 \frac{\theta}{2}} \sqrt{1 + 2 \cos \theta} = \sqrt{\frac{\sin \theta}{1 + \cos \theta}} \sqrt{1 + 2 \cos \theta}.$$

Высота h может быть выражена как

$$h = d \sin x,$$

или

$$h = \frac{d \sin \theta}{1 + \cos \theta} \sqrt{1 + 2 \cos \theta}.$$

Зная, что площадь основания ромбоэдра равна:

$$2 \cdot \frac{1}{2} d \cdot d \sin \theta = d^2 \sin \theta,$$

объем его находим как

$$V_1 = d^2 \sin \theta h = \frac{d^3 \sin^2 \theta}{1 + \cos \theta} \sqrt{1 + 2 \cos \theta}. \quad (186)$$

Объем всех отдельных кусков, входящих в ромбоэдр, в сумме равен объему шара, т. е.

$$V_2 = \frac{\pi d^3}{6}.$$

Отсюда отношение объема частиц к общему объему найдем:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\frac{\pi}{6} d^3}{\frac{d^3 \sin^2 \theta}{1 + \cos \theta} \sqrt{1 + 2 \cos \theta}}$$

или

$$\frac{V_2}{V_1} = 0,524 \frac{1 + \cos \theta}{\sin^2 \theta \sqrt{1 + 2 \cos \theta}}.$$

Зная, что $\sin^2 \theta = 1 - \cos^2 \theta = (1 + \cos \theta)(1 - \cos \theta)$, окончательно можем написать

$$\frac{V_2}{V_1} = 0,524 \frac{1}{(1 - \cos \theta) \sqrt{1 + 2 \cos \theta}}.$$

При расположении шаров по рис. 174, б угол $\theta = 90^\circ$ и следовательно в этом случае

$$\frac{V_2}{V_1} = 0,524, \text{ или } 52,4\%$$

а при расположении шаров по рис. 174, а при $\theta = 60^\circ$ и $\cos 60^\circ = 0,5$ имеем:

$$\frac{V_2}{V_1} = 0,785, \text{ или } 78,5\%.$$

Найденные теоретически предельные концентрации были бы практически верными, если бы частицы имели шарообразную форму; однако практически это далеко от действительности, вследствие чего многие суспензии уже при приближении к концентрации в 50% по объему теряют полностью свою пластичность.

Выведенные теоретические формулы предельных концентраций, при которых суспензии сохраняют пластичность, интересны в том отношении, что они показывают отсутствие какой бы то ни было зависимости между пределом пластичности и величиной взвешенных частиц, т. е. что предел пластичности обуславливается исключительно только концентрацией твердой фазы в суспензии.

По степени раздробленности твердой дисперсной фазы различают:

1. Грубые суспензии, у которых взвешенные твердые частицы имеют размеры более 100 μ .

2. Тонкие суспензии, у которых степень раздробленности доходит до таких пределов, при которых взвешенные частицы твердой фазы имеют размеры от 100 μ примерно до 0,5 μ . По внешнему виду тонкие суспензии кажутся совершенно однородными; однако неоднородность их может быть обнаружена при помощи простого микроскопа. В тонких суспензиях уже имеет место так называемое броуновское движение, т. е. взвешенные в них частицы твердой фазы ввиду своих незначительных размеров приобретают скорости, направленные в различные стороны вследствие ударов молекул дисперсионной среды.

3. Мути, в которых степень раздробленности дисперсной фазы такова, что взвешенные частицы достигают величины 100 μ . Последние лежат еще в пределах видимости и взвешенные твердые частицы их могут быть обнаружены при помощи ультрамикроскопа. Мути характеризуются тем, что взвешенные в них частицы имеют интенсивное броуновское движение, вследствие чего и не могут быть осаждены за счет силы тяжести.

4. Коллоидные растворы, частицы дисперсной фазы которых имеют размеры, лежащие в пределах от 100 μ до величины молекул.

На практике при проведении технологических процессов приходится сталкиваться со всеми видами суспензий, причем в большинстве случаев размеры взвешенных частичек весьма неоднородны. Для иллюстрации степени дисперсности технических объектов отстаивания, с которыми наиболее часто приходится сталки-

ваться, ниже приведена таблица¹, данные которой получены путем опытных измерений (табл. 44).

Таблица 44

Степень дисперсности технических объектов отстаивания

Продукты помола	Размер в μ	Кристаллические осадки	Размер в μ	Органические образования	Размер в μ
Частицы, проходящие через сито:					
№ 30	400	Бромистое серебро	2—10	Зерна картофельного крахмала	50—90
№ 48	295	Сульфат кальция	2	Дрожжев. клетки	6—10
№ 100	147	„ бария	0,8	Красные кровяные шарики	7
№ 200 (пыль)	74	Каолин	3	Бактерии уксуснокислого брожения	10
№ 400 (пудра)	35	Сажа	0,5—2,5	Бактерии молочнокислого брожения	0,5—22
Продукты коллоидальных мельниц	0,1	Мути	0,15		
Продукты коллоидальных мельниц, более тонкий помол	0,04	Коллоидное золото	0,05		

Эмульсии. Неоднородные системы, состоящие из двух жидких фаз, или бинарные жидкие системы, обладают некоторыми особенностями. Прежде всего они менее устойчивы и в некоторых пределах раздробленности сравнительно быстро расслаиваются. По Льюису „критический размер“, ниже которого эмульсии становятся устойчивыми (т. е. размер взвешенных частиц, ниже которого расслаивание жидкостей, образующих эмульсию, не происходит), лежит в пределах около 0,4 μ . По Гатчеку область устойчивых эмульсий лежит в пределах величины частиц порядка 0,5 μ .

Повышение стойкости эмульсий может быть достигнуто путем добавки в смесь так называемых эмульсирующих агентов, в качестве которых служат щелочные соли жирных кислот (мыло).

Действие эмульсирующих агентов состоит в том, что они образуют вокруг отдельных капелек дисперсной фазы как бы защитный слой, пленку, препятствующую слиянию отдельных капелек друг с другом, вследствие чего эмульсия становится устойчивой. При помощи эмульсирующих агентов можно получать эмульсии с весьма высокой концентрацией дисперсной фазы; так, Пиккеринг приготовил стойкую эмульсию с содержанием 99% дисперсной фазы.

¹ Таблица заимствована из книги Л. Ф. Фокина, Методы и орудия химической техники, ГИЗ, 1925 г.

Вообще же устойчивость эмульсии в большой степени зависит от концентрации, причем эмульсии, снабженные защитными оболочками эмульгирующих агентов, при повышении концентрации постепенно сгущаются, образуя густой слой с высоким содержанием дисперсной фазы, располагающийся в зависимости от удельного веса взвешенных частиц *внизу или вверху сосуда*.

Существенным отличием эмульсий от суспензий является свойство обращения фаз, заключающееся в том, что при увеличении концентрации эмульсии, когда появляется возможность непосредственного соприкосновения отдельных капелек дисперсной фазы, последние сливаются в одну общую систему, в которой взвешенными частицами уже являются частицы первоначальной дисперсионной среды. Таким образом увеличение концентрации эмульсий ведет к обмену фаз: дисперсионная среда превращается в дисперсную фазу, а дисперсная фаза — в дисперсионную.

Внутреннее трение или вязкость эмульсий, так же как и суспензий, изменяется в зависимости от концентрации, причем максимальная вязкость соответствует такой концентрации, при которой возникает обращение фаз.

По Гатчеку вязкость эмульсий определяют так:

$$\mu = \mu_0 \frac{\sqrt[3]{f}}{\sqrt[3]{f} - 1}, \quad (187)$$

где μ — вязкость эмульсии, μ_0 — вязкость дисперсионной среды, f — отношение общего объема системы к объему дисперсной фазы.

Выражая, как и для суспензий, концентрацию эмульсий в виде отношения объема дисперсной фазы к общему объему и обозначая его через φ , имеем:

$$\mu = \mu_0 \frac{\sqrt[3]{\frac{1}{\varphi}}}{\sqrt[3]{\frac{1}{\varphi}} - 1}. \quad (188)$$

37. Отстаивание и декантация

Неоднородные жидкие системы с более или менее грубым раздроблением дисперсной фазы склонны к разложению под влиянием одной только силы тяжести, при этом если плотность дисперсной фазы больше плотности дисперсионной среды, взвешенные частицы оседают на дно сосуда и, наоборот, если плотность дисперсионной среды больше плотности взвешенных частиц, последние всплывают кверху. Скорость осаждения взвешенных частиц зависит как от их плотности, так и от степени дисперсности, причем осаждение будет протекать тем медленнее, чем меньшими размерами обладают частицы дисперсной фазы и чем меньше разность в плотностях обеих фаз. Практически методом отстаивания и декантации пользуются главным образом применительно к разложению суспензий, а именно суспензий грубых и тонких.

Закон Стокса. Осаждение частиц целиком подчиняется законам падения тел в среде, оказывающей сопротивление их движению, при этом здесь, так же как и при осаждении пыли, оседающая частица, двигаясь вначале с некоторым ускорением, через известный промежуток времени, когда сопротивление трения среды уравнивает ускорительное действие силы тяжести, приобретает постоянную скорость, падая равномерно.

По закону Стокса, как это мы видели в гл. V, постоянная скорость осаждения может быть определена по формуле (164)

$$w_0 = \frac{1}{18} d^2 (\gamma_1 - \gamma_2) \frac{1}{\mu}, \quad (189)$$

причем приложимость закона Стокса в данном случае имеет также некоторые пределы.

Нижний предел приложимости формулы Стокса лежит на границе перехода от суспензий к коллоидным растворам, когда размеры частиц дисперсной среды достигают величины около $0,05 \mu$, и обуславливается наличием интенсивного броуновского движения, препятствующего осаждению частиц.

Верхний предел приложимости закона Стокса лежит в пределах величины частиц более 10μ ; при такой величине частиц сопротивление среды при их осаждении будет уже пропорционально не первой степени скорости, а пропорционально квадрату. Вообще скорость осаждения, при которой закон Стокса теряет свою силу, т. е. критическая скорость, зависит не только от размеров частиц, но также от плотности их и физических свойств жидкости, в которой они осаждаются.

По Риттенгеру осаждение твердых частиц, обладающих размерами больше 100μ , протекает со скоростью, определяемой по формуле

$$w_0 = K \sqrt{(\gamma_1 - \gamma_2) d}, \quad (190)$$

где d — диаметр частиц в m , γ_1 — удельный вес взвешенных частиц в kg/m^3 , γ_2 — удельный вес жидкости в kg/m^3 , K — некоторый коэффициент, численное значение которого по Риттенгеру для частиц с $d > 1,5 mm$, падающих в воде, выражается так:

$K = 2,73$ для округленных частиц;

$K = 2,37$ для продолговатых;

$K = 1,93$ для плоских,

а в среднем можно считать $K = 2,44$.

Для случая, когда сопротивление среды пропорционально квадрату скорости, по предыдущему [см. (165)] скорость [осаждения частиц] можно вычислить по формуле

$$w_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{d (\gamma_1 - \gamma_2) g}{\zeta \gamma_2}}$$

причем в среднем значение коэффициента сопротивления можно принять равным

$$\zeta \cong 2,4.$$

После подстановки ζ и g получаем:

$$w_0 = 2,33 \sqrt{d \frac{(\gamma_1 - \gamma_2)}{\gamma_2}}. \quad (191)$$

Практически даже в самых грубых суспензиях всегда имеются значительные количества частиц, размеры которых меньше 100μ и следовательно скорость осаждения как наименьшую всегда можно вычислить по закону Стокса.

Чтобы иметь представление о скоростях осаждения частиц в жидкой среде, вычислим скорость падения частиц кварца удельного веса 2,8 в воде при температуре 20° , беря частицы с размерами от 2μ до 4 мм .

Подставляя в формулу

$$w_0 = \frac{1}{18} d^2 (\gamma_1 - \gamma_2) \frac{1}{\mu}$$

значения:

$$\gamma_1 = 2800 \text{ кг/м}^3, \quad \gamma_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$$

и

$$\mu = \frac{1 \cdot 0,01}{98,1} = 0,000102 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2,$$

находим

$$w_0 = \frac{1}{18} d^2 (2800 - 1000) \frac{1}{0,000102} \cong d^2 10^6 \cdot 1,02.$$

Подставляя в последнюю формулу различные значения d , получим следующие значения скорости осаждения w_0 .

d w	$2 \cdot 10^{-6}$ 0,0039	$4 \cdot 10^{-6}$ 0,0157	$9 \cdot 10^{-6}$ 0,079	$4 \cdot 10^{-5}$ 1,57	$9 \cdot 10^{-5}$ 7,90	метров м/сек.

Для сравнения скоростей, вычисленных по формулам и найденных опытным путем Аттерсбергом, ниже приводим табл. 45.

Таблица 45
Скорость осаждения кварца в воде

Диаметр частиц в мм	Скорость осаждения, найденная из опыта Аттерсбергом	Скорость осаждения вычисленная по формулам:		
		Стокса	Риттенгера	Грасгофа
0,002	0,004	0,0039	—	—
0,004	0,014	0,0157	—	—
0,009	0,055	0,079	—	—
0,040	0,830	1,57	—	—
0,090	4,0	7,90	31	29,2
1,000	100	—	102,5	99
2,000	140	—	145	140
4,000	190	—	206	198

Из приведенной таблицы видно, что формула Стокса вполне применима только для тонких дисперсных систем; наоборот, формулы Риттингера и Грасгофа дают хорошие результаты для более крупных частиц.

При этом необходимо отметить, что вычисления скоростей осаждения по формулам дают результаты, близкие к истине только в тех случаях, когда отдельные взвешенные частицы осаждаются независимо друг от друга, т. е. при условии свободного падения, что имеет место в разведенных суспензиях, в суспензиях же концентрированных, густых обычно имеет место процесс поверхностного взаимодействия частиц друг с другом, соединение их в группы, вследствие чего более мелкие частицы увлекаются более крупными.

При свободном осаждении суспензий с неоднородными по размерам частицами освещение или отстаивание жидкости протекает постепенно: сначала садятся на дно частицы более крупные, более же мелкие образуют муть, отстаивание которой происходит более медленно.

При отстаивании концентрированных суспензий имеет место режим солидарного или несвободного осаждения, вследствие чего частицы, различные по величине, осаждаются совместно. В этом случае по мере отстаивания можно наблюдать постепенное увеличение верхнего слоя осветленной жидкости. По Фри, наблюдавшему осаждение каолина, переход от режима свободного осаждения к солидарному осаждению происходит при концентрации суспензии в 8—9%.

При отстаивании различают два типа получающихся осадков. Осадки первого типа дают грубые суспензии, в которых крупнозернистые взвешенные частицы ложатся на дно плотными слоями, опираясь одна на другую, при этом между осевшим слоем осадка и осветленной жидкостью имеет место резко выраженная граница.

Осадки второго типа дают тонкие суспензии, причем при отстаивании такой суспензии получается только увеличение ее концентрации в нижней части отстойного аппарата, и в осевшем, сгущенном слое взвешенные твердые частицы еще разделены между собою жидкостью. В этом случае резкого перехода от осадка к осветленной жидкости нет, а имеет место постепенный переход от менее концентрированных слоев к более концентрированным.

Все встречающиеся на практике при отстаивании осадки укладываются в пределах между этими двумя типами; причем в смесях сложных, т. е. в суспензиях полидисперсных, включающих в себе частицы различных степеней раздробленности, могут иметь место осадки обоих типов, т. е. на дне может оседать плотный слой крупных частиц, а над ним муть.

Когда частицы оседают свободно, то при различной степени их раздробленности получается при отстаивании несколько слоев, в которых размеры частиц постепенно уменьшаются, при этом отбирая, т. е. сливая верхние слои, мы можем достичь как бы фракционирования осадков, т. е. можем отделить более тяжелые частицы от более мелких. На этом свойстве полидисперсных систем основан процесс отмучивания, т. е. процесс разделения смеси твердых веществ различного удельного веса и различной крупности,

причем в целях повышения устойчивости суспензии с более тонкими частицами иногда прибавляют тех или иных электролитов. Так например осуществляется отделение от глины частиц песка, известняка, пирита, полевого шпата и слюды, причем в качестве добавки вводят соду или едкий натр.

Концентрация получающихся при отстаивании осадков целиком зависит от их характера и крупности частиц. Плотные кристаллические осадки, оседающие сплошным слоем на дне отстойного резервуара, иногда достигают концентрации в 60%, обычно же концентрация их не превышает 40%. При отстаивании тонких суспензий и мутей настоящего осадка не получается, а имеет место только сгущение, т. е. некоторое увеличение концентрации суспензии.

Кроме того при осуществлении процесса отстаивания приходится вопрос о концентрации осадка связывать с его текучестью, причем пределом концентрации должно быть такое содержание твердых частиц в осадке, при котором его еще можно перемещать по трубопроводам.

Расчет отстойников. Обозначим:

V_0 — количество жидкой фазы в суспензии в $\text{м}^3/\text{час}$, V_1 — количество осветленной жидкой фазы в $\text{м}^3/\text{час}$, V_2 — количество жидкой фазы в шламе в $\text{м}^3/\text{час}$, x_0 — концентрация суспензии до отстаивания в кг сухого осадка на 1 кг жидкой фазы, x_2 — концентрация шлама в кг сухого осадка на 1 кг жидкой фазы в шламе, w_0 — скорость осаждения в $\text{м}/\text{сек}$, F — поверхность осаждения или площадь сечения резервуара в м^2 , γ_0 — удельный вес жидкой фазы в $\text{кг}/\text{м}^3$, γ_2 — удельный вес сухого осадка в $\text{кг}/\text{м}^3$, τ — продолжительность отстаивания в часах.



Рис. 177. Схема отстойника.

При отсутствии потерь прежде всего должно иметь место равенство:

$$V_0 = V_1 + V_2.$$

Если осветленная жидкость, как это представлено на рис. 177, располагается слоем высотой h , то часовую производительность отстойника в м^3 осветленной жидкости можно выразить так:

$$V_1 = \frac{Fh}{\tau} \text{ м}^3/\text{час}. \quad (192)$$

Но продолжительность отстаивания при заданной высоте слоя жидкости зависит от скорости осаждения и может быть выражена как

$$\tau = \frac{h}{3600w_0}.$$

Подставляя в уравнение 192 значение τ , находим:

$$V_1 = \frac{Fh}{h} = 3600w_0F \text{ м}^3/\text{час}. \quad (192a)$$

Последнее уравнение указывает на тот факт, что производительность отстойника не зависит от высоты резервуара, а зависит только от скорости осаждения и свободной поверхности отстойника. Отсюда становится понятным то обстоятельство, что в современных конструкциях отстойных аппаратов мы видим сильно развитую площадь свободного сечения при незначительной высоте их.

Поверхность осаждения, потребную для осветления V_1 м³/час жидкости при заданных концентрациях x_0 и x_2 , из уравнения (192а) находим таким образом:

$$F = \frac{V_1}{3600w_0}.$$

Или, подставляя значение $V_1 = V_0 - V_2$, будем иметь

$$F = \frac{V_0 - V_2}{3600w_0}.$$

При отсутствии потерь количество твердого материала (считая на сухой), содержащегося в суспензии до отстаивания, остается без изменений и после декантации и он весь целиком переходит в шлам, что можно выразить равенством

$$V_0 x_0 = V_2 x_2,$$

откуда

$$V_2 = V_0 \frac{x_0}{x_2}.$$

Подставляя найденное значение V_2 в уравнение поверхности осаждения, получим

$$F = \frac{V_0 - V_0 \frac{x_0}{x_2}}{3600w_0},$$

или

$$F = V_0 \frac{x_2 - x_0}{3600w_0 x_2} \text{ м}^2. \quad (193)$$

Последняя формула справедлива при условии непрерывной подачи суспензии в отстойник и непрерывного отвода осветленной жидкости, шлам же может удаляться как периодически по мере его накопления, так и непрерывно.

Для расчета отстойников Дорра, рассматриваемых ниже (стр. 306), обычно пользуются эмпирической формулой

$$F_1 = 1,337 \frac{E - D}{w_0}; \quad (194)$$

здесь: F_1 — поверхность осаждения в кв. футах, потребная на отстаивание 1 т сухого осадка за 24 часа, $E = \frac{1}{x_0}$ — количество жидкой фазы, приходящейся на 1 кг сухого осадка в суспензии до отстаивания, $D = \frac{1}{x_2}$ — количество жидкой фазы, приходящееся на 1 кг сухого осадка в шламе, w_0 — скорость осаждения в футах/час.

Пример 51. Вычислить диаметр отстойника Дорра для непрерывного отстаивания 50 т/час водной суспензии, содержащей 50% по весу твердых взвешенных частиц удельного веса 2,5, размерами 50 м. Температура суспензии 20°. В шлама должно содержаться 25% осадка.

Решение: Производя весь расчет на 1 т суспензии, имеем:
количество жидкой фазы в 1 т суспензии

$$G_0 = 1000 \cdot 0,95 = 950 \text{ кг};$$

количество твердой фазы в 1 т суспензии

$$1000 \cdot 0,05 = 50 \text{ кг};$$

концентрация суспензии до осаждения

$$x_0 = \frac{50}{950} \approx 0,0527$$

концентрация шлама

$$x_2 = \frac{25}{75} \approx 0,334;$$

вязкость воды при 20°

$$\mu = 1 \text{ сантипуаз} = 0,0001 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2;$$

диаметр взвешенных частиц

$$d = 20 \text{ м} = 0,00002 \text{ м} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

удельный вес:

$$\gamma_2 = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\gamma_1 = 2500 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

скорость осаждения частиц

$$w_0 = \frac{1}{18} d^2 (\gamma_1 - \gamma_2) \frac{1}{\mu} = \frac{1}{18} 2^2 \cdot 10^{-10} (2500 - 1000) \frac{1}{10^{-4}} = 0,00033 \text{ м}/\text{сек}.$$

поверхность осаждения на 1 т суспензии:

$$F_1 = V_0 \frac{x_2 - x_0}{3600 w_0 x_2} = 0,95 \frac{0,334 - 0,0527}{3600 \cdot 0,00033 \cdot 0,334} = 0,674 \text{ м}^2.$$

При заданной производительности 50 т/час потребуется поверхность

$$F = 0,674 \cdot 50 \approx 33,7 \text{ м}^2;$$

диаметр отстойника

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 33,7}{3,14}} \approx 6,56 \text{ м}.$$

Пример 52. Вычислить диаметр отстойника Дорра для условий предыдущего примера по эмпирической формуле Дорра (194).

Решение: По предыдущему имеем:

$$w_0 = 0,00033 \text{ м}/\text{сек} = 0,00033 \cdot 3,281 \cdot 3600 = 3,9 \text{ фт}/\text{час}.$$

$$E = \frac{1}{x_0} = \frac{1}{0,0527} \approx 18,9;$$

$$D = \frac{1}{x_2} = \frac{1}{0,334} \approx 3.$$

Площадь сечения резервуара для отстаивания 1 т сухого осадка за 24 часа:

$$F_1 = 1,337 \frac{E - D}{w_0} = 1,337 \frac{18,9 - 3}{3,9} \approx 5,43 \text{ кв. фут.},$$

$$F_1 = 5,43 \cdot 0,0929 = 0,504 \text{ м}^2.$$

Сушого осадка в сутки имеем:

$$50 \cdot 24 \cdot 0,05 = 60 \text{ т.}$$

Потребная площадь осаждения F

$$60 \cdot 0,504 = 32,24 \text{ м}^2.$$

Диаметр отстойника

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 32,24}{3,14}} \approx 6,4 \text{ м.}$$

т. е. практически результат по обеим формулам совпадает, что указывает на общность их.

38. Конструкции отстойных аппаратов

Проведение процесса отстаивания может быть осуществлено как в аппаратах, периодически действующих, так и непрерывных. В аппаратах периодического действия возможны два варианта работы. В простейшем случае подлежащая осаждению суспензия заливается в резервуар или бассейн, в котором и остается в состоянии покоя тот или иной промежуток времени, необходимый для оседания частиц на дно, после чего слой осветленной жидкости декантируется, т. е. сливается через сифонную трубку или краны, расположенные на боковых стенках немного выше уровня осевшего осадка. Осадок, или, как его обычно называют, шлам, выгружают вручную через верх аппарата или спускают через нижний кран.

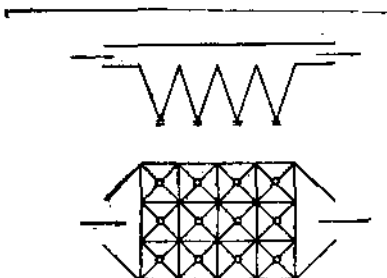


Рис. 178. Отстойный резервуар полунепрерывного действия.

По другому способу суспензия непрерывно с небольшой скоростью протекает через отстойный резервуар, причем скорость протекания должна быть такой, чтобы частицы успели осесть на дно отстойника, прежде чем жидкость выйдет из аппарата.

С течением времени на дне аппарата накапливается слой осадка, который удаляют так же, как и в предыдущем случае, после декантации жидкости.

Размеры и форма сосудов для периодического отстаивания и декантации зависят от концентрации суспензии, скорости осаждения и продолжительности отдельного периода этого процесса. Чем крупнее будут частицы, чем больше их плотность, тем меньшими размерами может обладать отстойник.

На скорость отстаивания существенное влияние оказывает температура суспензии, так как с изменением температуры в значительной степени изменяется вязкость.

Так как скорость осаждения суспензии обратно пропорциональна вязкости и так как вязкость уменьшается с повышением температуры, то выгодно сопровождать процесс отстаивания одновременным нагреванием. Нагревательные приспособления при этом надо конструировать и располагать так, чтобы не возникали вертикальные токи жидкости, препятствующие осаждению. Очевидно, что

наиболее выгодно расположение обогревающего элемента в вертикальном направлении по всей высоте отстойника, чем и достигается равномерная температура по всей высоте жидкости, а стало быть, и одинаковая по всей высоте плотность.

Отстаивание суспензий и эмульсий в спокойном состоянии может быть осуществлено в любом резервуаре, вообще же отстой-

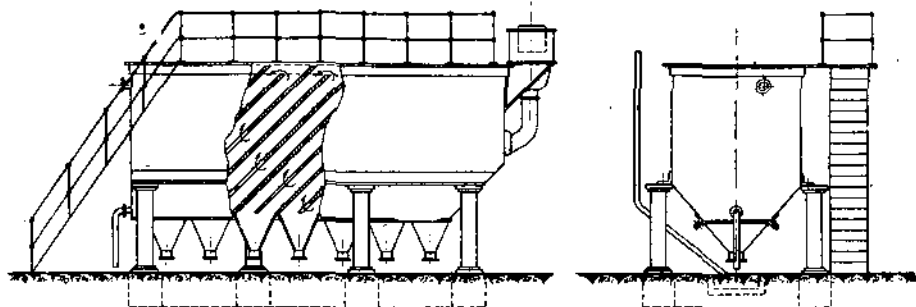


Рис. 179. Отстойник полунепрерывного действия Дерюмо.

ники для небольших количеств обрабатываемой суспензии обыкновенно делают в виде цилиндрических вертикально установленных резервуаров с коническим низом, снабженных краном или люком для разгрузки шлама и несколькими кранами, установленными на различных уровнях, для слива жидкости.

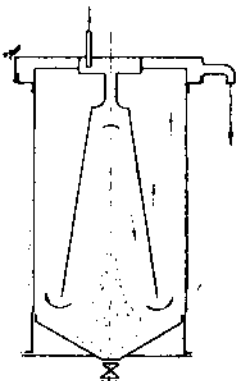


Рис. 180. Отстойник полунепрерывного действия.

При отстаивании значительных количеств жидкости, как это имеет место например при очистке сточных вод, при отстаивании водопроводной воды и т. п. устраивают отстойники в виде огромных бетонных бассейнов, действующих полунепрерывно. Жидкость в них протекает непрерывно, осадок же выбирается периодически по мере накопления его, примерно раз в один или два месяца.

Чаще такие отстойники полунепрерывного действия устраивают в виде ящиков пирамидальной формы с наклоном стенок в 70° . Схема такого отстойника представлена на рис. 178.

Примером более компактного устройства полунепрерывнодействующего отстойного резервуара может служить отстойник Дерюмо, схематически представленный на рис. 179, нашедший применение для очистки воды в котельных установках. Он представляет собой железный клепаный прямоугольный ящик, снабженный целым рядом наклонных перегородок, направляющих поток последовательно сверху вниз и затем снизу вверх. Осадок собирается в конических днищах, откуда через краны и спускается периодически.

На рис. 180 схематически изображен отстойный резервуар полу-

непрерывного действия, снабженный внутри конической перегородкой, не доходящей до дна. Суспензия поступает внутрь этого конуса, опускается вниз, причем взвешенные частицы оседают на дно, а осветленная жидкость поднимается вверх и сливается через край. Собирающийся в конической части аппарата шлам выгружается периодически.

В тех случаях, когда суспензия содержит высокий процент твердых взвешенных частиц или когда выделяемый из нее осадок представляет собой объект производства, возникает необходимость непрерывной разгрузки не только жидкой фазы, но и осадка.

Простейшим устройством непрерывнодействующего отстойника являются „конуса“, широко применяемые при мокрой классификации руд. На рис. 181

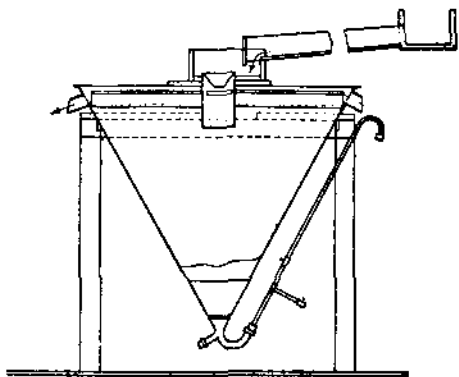


Рис. 181. Отстойник-конус.

изображена схема устройства конуса Келлау, представляющего собой конический резервуар с углом наклона в 60° .

Суспензия подается по центральной трубе диаметром 300 мм. Взвешенные частицы садятся на дно конуса, а осветленная жидкость стекает по жолобу, устроенному на периферии аппарата.

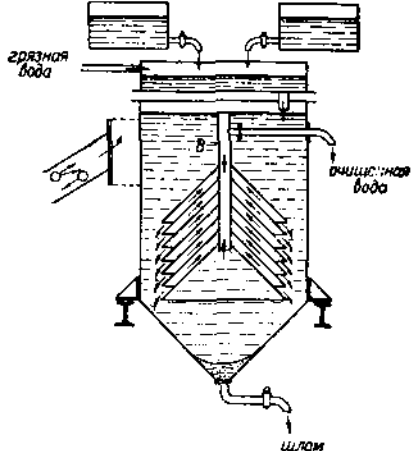


Рис. 182. Многоярусный отстойник непрерывного действия.

Шлам скопится в нижней части конуса и отводится наружу по трубе, изогнутой в форме гусиной шейки. Эта труба соединена с напорным трубопроводом высокого давления для целей очистки ее в случае засорения осадками.

Разгрузка осуществляется как периодически, так и непрерывно, причем здесь может быть достигнуто „уплотнение“ осадка до концентрации порядка 8% . Чаще всего такие аппараты устанавливают в виде батареи нескольких последовательно соединенных конусов.

На рис. 182 представлена схема многоярусного непрерывнодействующего отстойника для очистки воды. Неочищенная вода обрабатывается содой и известью, после чего суспензия подается в отстойник, разделенный коническими перегородками на ряд ярусов. Каждый ярус работает как самостоятельный отстойник. Очищенная вода движется вверх по направлению к центральной трубе В, по которой она и отводится из аппарата. Осадок, оседающий на

поверхности конических перегородок, сползает по ним вниз, как это показано схематически на рис. 182, слева.

В целях обеспечения сползания осадка угол наклона перегородок должен быть больше естественного угла откоса, под которым располагается осадок. Собирающийся на дне шлам периодически отводится из резервуара вместе с небольшим количеством воды.

Собственно настоящим непрерывнодействующим отстойником или уплотнителем является изображенный на рис. 183 отстойник Дорра. Он представляет собой цилиндрический резервуар *a* с плоским или несколько коническим дном, в середине которого подвешена вертикально медленно вращающаяся ось *b*, имеющая

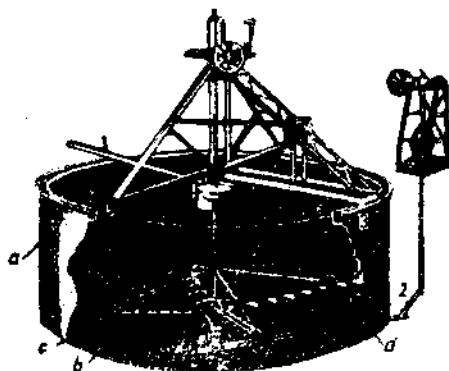


Рис. 183. Отстойник (уплотнитель) Дорра.

наклонные радиальные ручки *c*, к нижней поверхности которых прикреплены короткие железные угольники *d* под таким углом, что при вращении вертикальной оси осаждающийся материал постепенно перемещается к центральному разгрузочному отверстию. Сгущенный шлам удаляется из аппарата либо непосредственно по желобу, либо выводится по трубе, а затем может быть перекачан насосом или сжатым воздухом. Ось мешалки имеет приспособление для подъема ее в случае остановки. Необходимость подъема мешалки вызывается тем обстоятельством, что осадок без

размешивания быстро слеживается, и при пуске мешалки могут иметь место деформации ее.

Ось с гребками вращается со скоростью от 30 до 1,5 оборотов в час, причем расход энергии на вращение ее для аппарата диаметром 10 м составляет примерно около 0,14 л. с.

Приводится в действие мешалка при помощи червячной и ременной передачи от трансмиссии, причем этот передаточный механизм снабжен сигнализацией, указывающей перегрузку аппарата при работе с крупными материалами.

Осветленная жидкость в аппарате Дорра поднимается кверху и стекает через желоб, устроенный вверху по периферии резервуара, а подлежащая осветлению суспензия непрерывно подается через центральную трубу. Осаждающийся шлам может разгружаться через нижний спуск непрерывно. Степень уплотнения шлама или концентрация его зависит от первоначальной концентрации суспензии и иногда достигает 50%.

Выполняются аппараты Дорра самых разнообразных размеров, начиная от самых небольших и кончая такими, которые дают до 3000 т осадка в сутки и достигают диаметра 100 м.

При проведении процесса отстаивания суспензии в одинарных отстойных аппаратах имеют место потери значительного количества жидкости вместе с удаляемым осадком, что приводит к необходимости последующей фильтрации.

Однако частично этого можно избежать и выделить почти всю первоначальную жидкость суспензии, пользуясь методом промывки. По способу, предложенному Дорром, уплотненный шлам

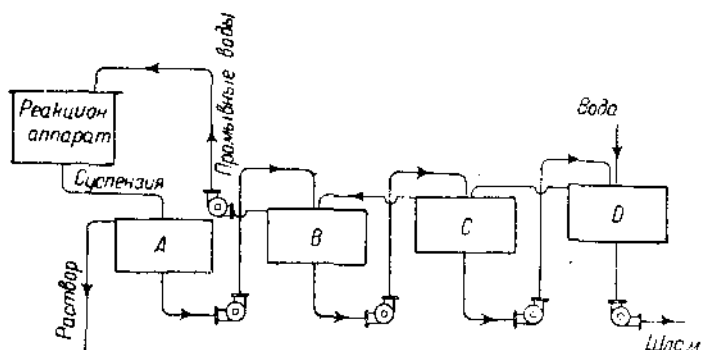


Рис. 184. Схема непрерывной декантации с противоточной промывкой.

из отстойника перебрасывается во второй отстойник, где промывается и разбавляется свежей жидкостью.

Получающийся во втором отстойнике шлам будет содержать такое же количество жидкости, что и в первом, но уже значительно, раз в 10, разбавленной. Если этот шлам перебросить в следующий третий отстойник и снова разбавить жидкостью, то в конечном итоге шлам можно совсем освободить от первоначальной, содержащейся в суспензии жидкости. При трех или четырех уплотнителях, соединенных в одну систему, можно достичь удаления жидкости на 97—98%.

Получающиеся промывные воды утилизируются для получения первоначальной суспензии, причем здесь, чтобы не вводить больших количеств промывной жидкости, обычно работают по принципу противотока: шлам движется по направлению от первого отстойника к последнему, проходя последовательно через все отстойники, свежая же промывная жидкость поступает в последний

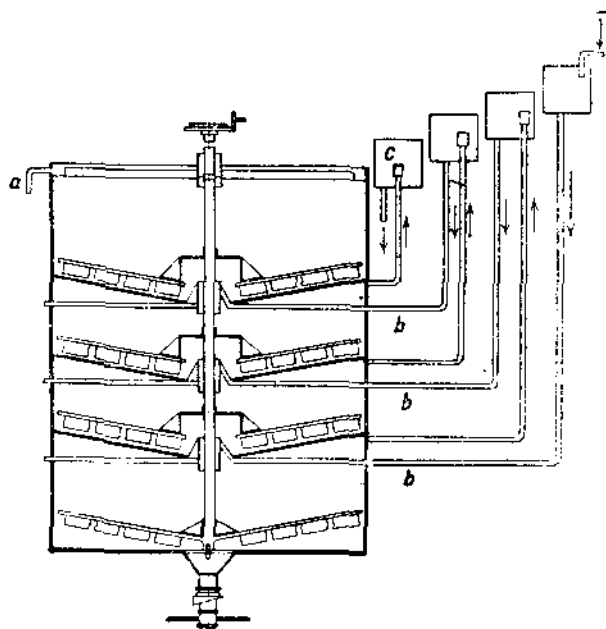


Рис. 185. Четырехъярусный отстойник (уплотнитель) Дорра.

отстойник, из него направляется в предпоследний и т. д., проходит последовательно через все отстойники в направлении, обратном движению шлама.

Схема такой установки для непрерывной декантации с противоточной промывкой представлена на рис. 184.

Такой метод непрерывного отстаивания с промывкой дает значительные преимущества перед промывкой на фильтре, так как устраняет необходимость затраты энергии на просасывание всей жидкости через фильтрующие перегородки.

Для уменьшения площади, занимаемой аппаратом, иногда устанавливают многоярусные уплотнители Дорра, состоящие из нескольких отдельных аппаратов, расположенных по вертикали один над другим. На рис. 185 представлен разрез 4-ярусного уплотнителя Дорра, работающего с промывкой шлама. Здесь подлежащая осаждению суспензия непрерывно подается в верхнюю часть верхнего яруса, свежая же промывная жидкость непрерывно поступает в нижнюю часть предпоследнего яруса.

По мере осветления жидкость из верхнего яруса удаляется непрерывно по особому желобу вверху отстойника через сливную трубу *a*, сгущенный же шлам собирается в находящуюся в днище яруса ловушку и из нее поступающей по трубе *b* из нижележащего яруса промывной жидкостью вымывается и сливается в следующий нижележащий ярус.

Здесь снова происходит отстаивание и вымывание и т. д. В конечном итоге почти совершенно нацело промытый, освобожденный от начальной жидкости шлам вытекает через отверстие в днище нижнего яруса отстойника. Промывная жидкость из верхнего яруса поступает в бак *c* и используется или для приготовления суспензии или для других целей.

В. Фильтрация

39. Основные понятия о фильтрации

В тех случаях, когда при разложении суспензий жидкая фаза составляет лишь относительно незначительную долю всей массы, когда недопустимы потери жидкости со шламом, когда твердые взвешенные частицы весьма плохо оседают или, наконец, когда необходимо выделить твердую фазу в виде не содержащего жидкость осадка, — метод отстаивания и декантации не может дать требуемого результата. В этих случаях разложение суспензий осуществляют при помощи процесса **фильтрации**.

Процесс фильтрации основан на задерживании твердых взвешенных частиц перегородками, снабженными отверстиями или порами, способными пропускать через себя жидкость и задерживать на своей поверхности взвешенные частицы твердой фазы.

В результате непосредственного взаимодействия суспензии с поверхностью пористой перегородки, размеры пор которой меньше частиц твердой фазы, жидкая фаза за счет того или иного давления с некоторой скоростью проходит через поры, твердые же частицы в виде осадка задерживаются на поверхности, образуя некоторый слой, который затем тем или иным способом может быть с нее удален.

Процесс фильтрации в настоящее время находит широкое применение в технике как универсальный метод для разложения суспензий всех категорий, начиная от самых грубых и кончая самыми тонкими мутями, и даже применим для разложения коллоидных растворов, для чего необходимо только подобрать соответствующую тонкости раздробления фильтрующую среду.

На первый взгляд может показаться, что метод фильтрации сводится к простому разделению фаз при помощи сит, фактически же здесь дело обстоит гораздо сложнее, чем при простом просеивании твердых раздробленных материалов.

Прежде всего при фильтровании величина пор фильтрующей перегородки имеет значение только в начальный момент процесса, так как по мере его протекания на поверхности фильтрующей перегородки, а иногда и в ее порах, отлагается осадок взвешенных частиц и таким образом структура, характер и толщина слоя этого осадка, являющегося в свою очередь как бы фильтрующей средой, имеют решающее значение, влияющее на весь ход процесса.

Техника фильтрации как раз и использует этот увеличивающийся по мере протекания процесса слой осадка как фильтрующую среду высокого качества, борясь одновременно с чрезмерным увеличением гидравлического сопротивления, возникающего при прохождении жидкости через поры осадка. Уменьшения гидравлического сопротивления достигают путем периодического или непрерывного удаления осадка с фильтрующей перегородки иногда с последующей промывкой поверхности перегородки соответствующими растворителями.

Другое существенное отличие фильтрации от простого просеивания состоит в том, что при фильтрации приходится считаться с капиллярными явлениями, при этом чем тоньше поры фильтрующей перегородки, тем сильнее дают себя чувствовать явления адсорбции, электро-капиллярности и т. п.

Прохождение жидкости через поры осадка тонкого строения связано с затратой больших количеств работы, при этом движущая сила иногда достигает величины порядка десятка атмосфер.

Осадок, отлагающийся на поверхности фильтрующей перегородки, является основным фактором, решающим успех процесса фильтрации, и от его характера и толщины слоя и зависит главным образом как производительность фильтра с качественной и с количественной стороны, так и расход энергии на проталкивание жидкости.

Качественная и количественная характеристика работы фильтра. Качество фильтра определяется степенью разделения суспензий на жидкую и твердую фазы, которая может быть достигнута на данном фильтре. Если разложение протекает не полностью и некоторая часть суспендированных частиц проходит в фильтрат, то такой фильтр обладает плохой задерживающей способностью; наоборот, фильтр обладает высокой задерживающей способностью, если фильтрат получается совершенно чистым, лишенным твердых взвешенных частиц.

Полнота разделения суспензий в меньшей степени зависит от величины пор и характера фильтрующей перегородки, чем от

характера осадка. Большинство современных фильтрующих перегородок в начале процесса фильтрации обладает низкой задерживающей способностью и при фильтровании тонких суспензий первые порции фильтрата почти всегда содержат в себе большие или меньшие количества суспендированных частиц, прошедших через поры перегородки вместе с жидкостью.

Последнее явление будет наблюдаться до тех пор, пока на поверхности перегородки не возникнет слой осадка, после чего этот слой, имеющий поры значительно меньших размеров, чем поры перегородки, и будет задерживать полностью все твердые частицы.

Полнота разделения в значительной степени зависит от того давления, за счет которого протекает процесс фильтрации. Фильтрат получается более чистым, если фильтрацию начинают при малых давлениях, увеличивая затем давление по мере нарастания осадка.

Существенное значение имеет также характер давления: если давление действует равномерно и непрерывно, полнота разделения будет одна, если же давление будет действовать толчками (что имеет место например при подаче суспензии на фильтры при помощи поршневых насосов), то за счет возникающих при этом гидравлических ударов не исключена возможность прохождения в фильтрат более тонко раздробленных частиц.

Полнота разделения находится в обратной зависимости от количественной производительности фильтра: чем выше количественная производительность данного фильтра, тем ниже полнота разделения, и наоборот.

В количественном отношении производительность фильтров прежде всего зависит от: 1) состава суспензии, 2) количества твердых примесей и 3) характера образующегося осадка и характеризуется скоростью фильтрации, т. е. количеством фильтрата, проходящего через 1 м² фильтрующей перегородки в единицу времени.

Скорость фильтрации зависит от характера осадка, толщины слоя его, давления действующего на жидкостью. Хотя эта зависимость и может быть выражена математически, все же благодаря тому, что характер осадка (т. е. структура и тонкость раздробленности твердых частиц) бывает весьма разнообразный, в каждом частном случае приходится прибегать к помощи опыта. Вообще надо сказать, что процесс фильтрования до сих пор является одним из тех процессов, которые трудно поддаются точному расчету. Не ставя перед собой задачи дать подробное изложение теории процесса фильтрации и методики расчета фильтров, мы здесь остановимся на этом вопросе только в общих чертах.

В предыдущем параграфе при рассмотрении предельных концентраций суспензий мы установили, что теоретически пористость, т. е. объем пустот между частицами шарообразной формы, выраженный в долях от общего объема, составляет:
 $100 - 52,4 = 46,6\%$ при расположении шаров по рис. 173, б, т. е. при $\theta = 90^\circ$.
 $100 - 78,5 = 21,5\%$ при расположении шаров по рис. 173, а, т. е. при $\theta = 60^\circ$.
 Рассматривая рис. 174, мы видим, что площадь просвета между отдельными шарообразными, частицами, выраженная в долях от общей площади, будет равна

$$n = \frac{F - F_1}{F},$$

где F — площадь всей рассматриваемой поверхности, F_1 — площадь, занимаемая частицами.

При этом, если обозначим через z число шарообразных частиц, расположенных на поверхности, то

$$F = z d^2 \sin \theta;$$

$$F_1 = \frac{z \pi d^2}{4}.$$

Подставляя эти значения в выражение n , получим:

$$n = 1 - \frac{F_1}{F} = 1 - \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{d^2 \sin \theta} = 1 - \frac{\pi}{4 \sin \theta}.$$

Последнее уравнение показывает, что отношение площади просветов, между частицами к общей площади, занимаемой частицами, не зависит от диаметра частиц, если только все частицы имеют одинаковые размеры.

При расположении шаров по рис. 174б, т. е. при $\theta = 90^\circ$

$$n = 1 - \frac{\pi}{4} = 0,215 = 21,5\%.$$

а при расположении по рис. 174а, т. е. при $\theta = 60^\circ$:

$$n = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot \sin 60^\circ} = 0,0906 = 9,06\%.$$

При фильтрации площадь просветов между частицами и является тем свободным сечением, через которое протекает фильтрат. Путь, проходимый частицами жидкости через слой осадка, состоящего из шарообразных частиц одинакового диаметра, будет представлять собой некоторую искривленную линию $АНВКС$, схематически представленную на рис. 186, причем эта линия и является осью струи жидкости, протекающей между шарами.

По Слихтеру, исследовавшему явление протекания жидкости через пористые материалы, между длиной l_0 этой оси струи и диаметром d шарообразных частиц существует такая зависимость:

$$\frac{l_0}{d} = 1,195 - 0,39 \frac{\theta}{\pi}. \quad (a)$$

При наиболее плотном расположении шаров, т. е. при $\theta = 60^\circ$, это отношение выразится так:

$$\frac{l_0}{d} = 1,065.$$

В предыдущем параграфе мы нашли высоту ромбоэдра равной:

$$h = \frac{d \sin \theta}{1 + \cos \theta} \sqrt{1 + 2 \cos \theta}.$$

Подставляя в это равенство значение d из уравнения (a) и решая его относительно длины струи, найдем:

$$l_0 = \frac{h (1 + \cos \theta) \left(1,195 - 0,39 \frac{\theta}{\pi} \right)}{\sin \theta \sqrt{1 + 2 \cos \theta}}$$

или по Слихтеру при $\theta = 60^\circ$

$$l_0 = \frac{1,065 (1 + \cos \theta) h}{\sin \theta \sqrt{1 + 2 \cos \theta}}. \quad (195)$$

Площадь сечения струйки жидкости между шарами можно вычислить следующим путем.

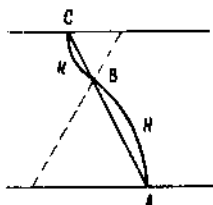


Рис. 186.

При наиболее плотном расположении шаров по рис. 176 имеем из равно-
стороннего треугольника ABC :

$$AB = d = 2r,$$

$$AO = \frac{2}{3} r \sqrt{3}.$$

$$AD = r \sqrt{3};$$

$$SO = \frac{2}{3} r \sqrt{3} - r = r \left[\frac{2}{3} \sqrt{3} - 1 \right].$$

Из геометрии известно, что если R — радиус вписанного в равносторонний тре-
угольник круга, то площадь этого треугольника выражается так:

$$F = R^2 3 \sqrt{3}.$$

Площадь криволинейного треугольника EFD между нашими кругами равна
площади треугольника ABC минус площадь трех секторов круга с углами в 60° ,
т. е. минус площадь, равная половине площади круга; но так как площадь тре-
угольника ABC равна

$$r^2 \sqrt{3},$$

то площадь криволинейного треугольника выразится:

$$F_1 = r^2 \sqrt{3} - \frac{\pi r^2}{2} = 0,1613 r^2,$$

а площадь вписанного в криволинейный треугольник круга будет равна:

$$F_2 = 3 \sqrt{3} OS^2 = 3 \sqrt{3} r^2 \left[\frac{2}{3} \sqrt{3} - 1 \right]^2 = 0,1247 r^2.$$

Действительная площадь сечения струи в наименьшем ее сечении будет лежать
между F_1 и F_2 . По Сликтеру эту действительную площадь сечения можно прини-
мать равной,

$$F = 0,1475 r^2.$$

Так как площадь свободного сечения струи меняется в соответствии с проходом
между шариками, то при расчете, определяя скорость протекания, необходимо
вычислять среднюю величину ее.

Сликтер путем интегрирования нашел, что средняя площадь струи равна:

$$F_{\text{ср}} = 0,2118 r^2.$$

Сравнивая среднюю площадь сечения струйки $F_{\text{ср}}$ с действительной площадью
сечения в наиболее узком месте ее F , имеем:

$$\frac{F_{\text{ср}}}{F} = \frac{0,2118 r^2}{0,1475 r^2} = 1,435,$$

т. е. среднее сечение струйки на 43,5% больше самого узкого сечения ее.

Так как жидкость при фильтрации движется по пустотам, обра-
зованным между частицами осадка, с ничтожными скоростями,
можно при расчете принять как для ламинарного течения уравне-
ние Пуазейля, по которому для трубы круглого сечения с радиу-
сом r расход выражается формулой

$$V_{\text{сек}} = \frac{\pi r^4 P}{8 \mu l}, \quad (196)$$

где P — разность давлений на концах круглой трубы в кг/м^2 ,
 l — длина трубы в м , μ — вязкость в $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$.

Обозначая площадь поперечного сечения через F , зная, что $F = \pi r^2$, уравнение Пуазейля можно переписать в виде:

$$V_{\text{ср}} = \frac{PF^2}{8\pi\mu l}.$$

Средняя скорость протекания жидкости может быть выражена так:

$$w_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{ср}}}{F} = \frac{PF^2}{8\pi\mu l F} = \frac{PF}{8\pi\mu l}.$$

При движении жидкости между шарами площадь поперечного сечения струйки приближается к площади треугольника. Для этого случая, по Буссинэку, среднее значение скорости протекания можно принять равным

$$w_{\text{ср}}' = \frac{PF}{20\sqrt{3}\mu l}.$$

При равных площадях поперечных сечений труб круглого и треугольного сечения средние скорости будут относиться как

$$\frac{w_{\text{ср}}}{w_{\text{ср}}'} = \frac{PF}{8\pi\mu l} : \frac{PF}{20\sqrt{3}\mu l} = \frac{20\sqrt{3}}{8\pi} \approx 1,38,$$

т. е. при круглом сечении скорость протекания будет на 38% выше, чем при треугольном.

При практических расчетах все же пользуются формулой Пуазейля, хотя, как это мы только что видели, по этой формуле получается скорость больше действительной на 38%, так как действительная площадь сечения между шарами близка к треугольной.

Применение формулы Пуазейля основывается на том обстоятельстве, что допускаемая ошибка вполне компенсируется. Действительная длина криволинейной струи (см. стр. 311) на 6,5% выше принятой в расчет прямолинейной и следовательно средняя скорость уменьшается на 6,5%, а во-вторых, площадь поперечного сечения близка к треугольной, что дает уменьшение средней скорости на 38%. Таким образом мы должны уменьшить среднюю скорость в $1,065 \cdot 1,38 = 1,435$ раза, но в то же время среднее сечение струйки в 1,435 больше самого узкого поперечного сечения и поэтому скорость надо увеличить в 1,435 раза; в итоге и получим:

$$w_{\text{ср}} = \frac{PF \cdot 1,435}{8\pi\mu l \cdot 1,065 \cdot 1,38} \approx \frac{PF}{8\pi\mu l};$$

Таким образом при расчете средней скорости или производительности фильтра можно исходить из формулы Пуазейля.

40. Скорость фильтрации

Если F_0 — общая поверхность фильтра в м^2 , V — производительность фильтра за время τ в м^3 , τ — продолжительность фильтрации в сек; h — толщина слоя осадка в м , m — величина пористости, выраженная как отношение объема пустот между шарами к общему

объему, n — площадь просветов, выраженная как отношение свободного сечения к общей поверхности фильтра, w_{cp} — средняя скорость протекания жидкости в м/сек, P — давление в кг/м², то производительность фильтра можно выразить:

$$V = F_0 n w_{cp} \tau \text{ м}^3,$$

где по уравнению Пуазейля

$$w_{cp} = \frac{PF}{8\pi\mu l},$$

в последней формуле F — площадь наименьшего сечения струи, а l толщина слоя фильтрующей среды.

Выше мы имели

$$l = \frac{h(1 + \cos \theta)}{\sin \theta \sqrt{1 + 2 \cos \theta}},$$

а F как площадь криволинейного треугольника по рис. 275 можно выразить половиной разности площадей основного ромба и круга, т. е. как

$$F = \frac{d^2}{2} \sin \theta - \frac{\pi d^2}{2 \cdot 4} = \frac{d^2}{2} \left(\sin \theta - \frac{\pi}{4} \right).$$

Подставляя значения l и F в уравнение скорости, а последнюю в уравнение производительности, найдем

$$V = \frac{\frac{d^2}{2} \left(\sin \theta - \frac{\pi}{4} \right) P \sin \theta \sqrt{1 + 2 \cos \theta} \cdot F_0 n \tau}{8\pi\mu h (1 + \cos \theta)}.$$

По предыдущему мы имели

$$n = 1 - \frac{\pi}{4 \sin \theta},$$

откуда

$$n \sin \theta = \sin \theta - \frac{\pi}{4}$$

следовательно:

$$V = \frac{F_0 d^2 n^2 \sin^2 \theta P \sqrt{1 + 2 \cos \theta} \cdot \tau}{16\pi\mu h (1 + \cos \theta)}.$$

Кроме того выше мы нашли

$$m = 1 - \frac{\pi}{6(1 - \cos \theta) \sqrt{1 + 2 \cos \theta}},$$

откуда

$$(1 - \cos \theta) \sqrt{1 + 2 \cos \theta} = \frac{\pi}{(1 - m) 6}$$

и

$$\sqrt{1 + 2 \cos \theta} = \frac{\pi}{6(1 - m)(1 - \cos \theta)}.$$

Подставляя эти значения в уравнение производительности, найдем:

$$V = \frac{F_0 d^2 P n^2 \sin^2 \theta \pi \tau}{6 \cdot 16 \cdot \pi \mu h (1 + \cos \theta) (1 - m) (1 - \cos \theta)}$$

или

$$V = \frac{F_0 P d^2 n^2 \tau}{96 \mu h (1 - m)}.$$

Обозначая

$$\sigma = \frac{1 - m}{n^2},$$

окончательно формулу производительности находим:

$$V = \frac{F_0 P d^2 \tau}{96 \mu h \sigma}, \quad (197)$$

где σ зависит только от величины угла θ .

При

$$\theta = 90^\circ; m = 0,4764; n = 0,2146$$

и

$$\sigma = \frac{1 - 0,4764}{(0,2146)^2} \approx 11,38.$$

При

$$\theta = 60^\circ; m = 0,2295; n = 0,0931$$

и

$$\sigma = \frac{1 - 0,2295}{(0,0931)^2} \approx 88,9.$$

Практически осадки на фильтрах состоят из твердых частиц самой разнообразной формы и величина их изменяется в широких пределах, начиная от грубых зерен и кончая размерами коллоидальных частиц.

Эти обстоятельства затрудняют, вернее — даже исключают возможность подсчета производительности фильтра по теоретически выведенным формулам и заставляют в каждом конкретном случае вычислять производительность фильтра на основе данных, полученных из опыта.

Для целей практических расчетов мы несколько видоизменим формулу производительности, введя понятие сопротивления как слоя осадка, так и самой фильтрующей перегородки.

Если обозначим:

C — скорость фильтрации, выраженную в $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{мин.}$, т. е. количество фильтрата, проходящее через 1 м^2 фильтра в 1 мин. ,
 τ — продолжительность фильтрации в минутах, то очевидно имеем:

$$C = \frac{V}{F_0 \tau}.$$

Подставляя значение производительности, находим:

$$C = \frac{F_0 P d^2 \tau \cdot 60}{F_0 \tau 96 \mu h \sigma},$$

или

$$C = \frac{P d^2 \cdot 60}{96 \cdot \mu h \sigma},$$

или

$$C = \frac{P}{\frac{96 \cdot \mu h \sigma}{d^2 60}} = \frac{P}{1,6 \frac{\mu \tau}{d^2 h}}.$$

Обозначая теперь:

$$\rho = 1,6 \frac{\mu\sigma}{d^2},$$

имеем:

$$C = \frac{P}{\rho h},$$

где ρ — удельное сопротивление слоя осадка кг/м^2 , представляющее собою потерю напора на 1 м толщины слоя при скорости фильтрации 1 $\text{м}^3/\text{мин}$ (т. к. при $C=1 \text{ м}^3/\text{мин}$, $h=1 \text{ м}$, $\rho=P \text{ кг/м}^2$).

Производительность фильтра при этих обозначениях можно будет выразить:

$$V = CF_0\tau = \frac{PF_0\tau}{\rho h} \text{ м}^3. \quad (\text{a})$$

Кроме сопротивления осадка при фильтрации конечно будет иметь некоторое значение и сопротивление самой фильтрующей перегородки, для которой по аналогии, обозначая: ρ_1 — удельное сопротивление перегородки кг/м^2 , h_1 — толщину перегородки в м, найдем:

$$|V = \frac{P_1 F_0 \tau}{\rho_1 h_1} \text{ м}^3. \quad (\text{b})$$

При установившемся режиме процесса проходящее через фильтр количество жидкости очевидно будет одно и то же как для слоя, так и для фильтрующей перегородки.

Кроме того, пусть: $p - p_1' = P$ — разность давлений по обе стороны слоя осадка, $p_1' - p_1 = P_1$ — разность давлений между обеими поверхностями фильтрующей перегородки, $P_0 = P + P_1 = p - p_1$ — потеря напора при фильтрации.

Уравнения (a) и (b) при принятых нами обозначениях можно представить так

$$\begin{aligned} V\rho h &= F_0\tau(p - p_1') \\ V\rho_1 h_1 &= F_0\tau(p_1' - p_1). \end{aligned}$$

Складывая почленно обе части уравнений, имеем

$$V(\rho h + \rho_1 h_1) = F_0\tau(p - p_1) = F_0\tau P_0,$$

откуда

$$V = \frac{F_0 P_0 \tau}{\rho h + \rho_1 h_1}. \quad (198)$$

Выражая общее сопротивление осадка и фильтрующей перегородки через:

$$H = \rho h + \rho_1 h_1,$$

производительность фильтра найдем:

$$V = \frac{F_0 P_0 \tau}{H}, \quad (199)$$

а скорость фильтрации выразится так:

$$C = \frac{P_0}{H} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{мин}, \quad (200)$$

где H — сопротивление слоя осадка и фильтрующей перегородки, представляющее собою потерю давления в кг/м^2 при скорости фильтрации $1 \text{ м}^3/\text{мин}$ на 1 м^2 фильтра.

Практически величину сопротивления $H = \rho h + \rho_1 h_1$ находят опытным путем в лабораторной или полужаводской обстановке и полученные результаты используют для целей расчета заводских установок.

Рассмотренные выше формулы производительности и скорости фильтрации указывают нам, от каких факторов зависит производительность фильтра. Из них мы видим, что производительность фильтра растет с увеличением давления, уменьшается с возрастанием толщины слоя осадка и зависит также от вязкости. Эта зависимость была также не раз проверена и опытным путем.

По данным Bryden и Dickeg, исследовавших фильтрацию воды через очень тонкий слой мало сжимаемого осадка сульфата бария, скорость фильтрации увеличивается пропорционально давлению, т. е. по закону прямой линии.

Иначе происходит при осадках, способных сокращаться в объеме при повышении давления. Это сокращение в объеме происходит за счет сужения капиллярных каналов, что вызывает не пропорциональное давлению возрастание скоростей фильтрации. Bryden и Dickeg полагают, что изменение скорости фильтрации в зависимости от давления происходит по параболе.

Вообще при осадках сжимаемых увеличение скорости фильтрации отстает от давления и наконец может наступить такой момент, когда скорость фильтрации перестает возрастать, несмотря на увеличение давления. Давление, соответствующее этому моменту, Фабр называет критическим, и повышение давления за его пределы считается невыгодным.

При весьма крупнозернистых и трудно сжимаемых осадках, когда давление достигает значительной величины, не вызывая спрессования слоя осадка, скорость движения жидкости через поры может достигнуть таких пределов, при которых движение будет уже не ламинарным, а турбулентным. Очевидно, что в этом случае сопротивление движению жидкости будет увеличиваться пропорционально не первой степени скорости, а будет возрастать пропорционально квадрату последней. Практически такой случай вряд ли может иметь место в технике фильтрации, так как обычно приходится иметь дело с осадками мелкозернистыми.

Из формулы Пуазейля мы видим также, что скорость фильтрации уменьшается с возрастанием вязкости; отсюда в целях повышения производительности фильтров желательно фильтровать жидкости в подогретом состоянии. Правда, здесь необходимо учесть еще два обстоятельства, а именно: 1) вязкость понижается с повышением температуры сначала очень значительно, а затем все меньше и меньше, так что при некоторых температурах наступает момент, когда с дальнейшим повышением температуры вязкость практически не изменяется и 2) повышение температуры не всегда возможно, так как этим может быть вызвано растворение фильтруемого осадка. Таким образом в каждом конкретном случае наиболее выгодную температуру фильтруемой жидкости можно

установить только опытным путем или пользуясь таблицами вязкости и растворимости. Кроме того температура нередко существенно отражается на повышении химической активности фильтруемой жидкости по отношению к материалу фильтра, с чем также необходимо считаться.

Как мы видели, теория фильтрации в основном исходит из уравнения Пуазейля и приводит к формуле (198):

$$V = CF_0\tau = \frac{F_0 P_0 \tau}{\rho h + \rho_1 h_1},$$

по которой производительность фильтра прямо пропорциональна давлению. Это положение строго применимо только к таким осадкам, величина пор которых не изменяется в зависимости от увеличения давления, т. е. справедливо для осадков несжимаемых.

Практически большинство осадков является сжимаемым, причем степень сжимаемости их весьма различна и не может быть учтена теоретическим путем. В этом случае с увеличением давления величина пор осадка будет уменьшаться, сопротивление его будет расти значительно больше, скорость фильтрации будет изменяться не пропорционально давлению, и при некоторой величине давления может наступить момент, когда сопротивление за счет сжатия настолько возрастет, что скорость фильтрации начнет падать.

Удельное сопротивление слоя сжимаемого осадка практически представляет собою некоторую степенную функцию давления, показателем которой (n) меньше единицы, т. е.

$$\rho = \rho' P^n.$$

Подставляя это значение в выражение производительности фильтра и пренебрегая сопротивлением самой фильтрующей перегородки, имеем:

$$V = \frac{F_0 P_0 \tau}{h \rho' P^n} = \frac{F_0 P_0^{1-n} \tau}{h \rho'}.$$

Так как по мере протекания процесса фильтрации слой осадка на фильтре постепенно увеличивается, то только что приведенная формула производительности соответствует лишь бесконечно малому промежутку времени $d\tau$, в течение которого толщину слоя можно считать постоянной.

Поэтому в общем виде производительность фильтра должна быть выражена в дифференциальной форме так:

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{F_0 P_0^{1-n}}{h \rho'} \quad (201)$$

Если каждый 1 м³ фильтрата откладывает на поверхности фильтра осадок, по объему равный x м³, то объем осадка в любой момент можно выразить равенством:

$$xV = hF_0,$$

откуда

$$h = \frac{xV}{F_0}.$$

Подставляя значение высоты слоя осадка в уравнение (201) находим для производительности фильтра в любой момент выражение:

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{F_0^2 P_0^{1-n}}{\rho' x V}.$$

Интегрирование этого уравнения и приводит нас к окончательным формулам расчета фильтров.

Практически фильтрацию проводят по двум вариантам: 1) при постоянном давлении и постепенно уменьшающейся скорости фильтрации, или 2) при постоянной скорости и постепенно возрастающем давлении.

При постоянной скорости фильтрации $\frac{dV}{d\tau} = \text{const}$ и следовательно:

$$\frac{V}{\tau} = \frac{P_0^{1-n} F_0^2}{\rho' x V},$$

откуда окончательно получаем

$$\frac{V^2}{F_0^2} = \frac{P_0^{1-n} \tau}{\rho' x}. \quad (202)$$

При постоянном давлении

$$\int v dv = \int \frac{F_0^2 P_0^{1-n} d\tau}{\rho x},$$

откуда окончательно:

$$\frac{V^2}{F_0^2} = 2 \frac{P_0^{1-n} \tau}{\rho' x}. \quad (203)$$

Только что полученные уравнения (202) и (203) применимы только для осадков однородных по своей структуре, причем в случае несжимаемости осадка показатель степени $n=1$. Применение их для практических расчетов фильтров все же невозможно без предварительных опытных данных, позволяющих определить сопротивление слоя осадка, причем число опытов должно быть не меньше двух.

Пример 48. Путем двух опытных фильтраций суспензии, дающей однородный осадок, найдено:

ПЕРВЫЙ ОПЫТ

- 1) Продолжительность фильтрации $\tau = 120$ мин.
- 2) Количество фильтрата за весь процесс отфильтрации $V = 0,5$ м³.
- 3) Среднее давление $P = 20\,000$ кг/м².

ВТОРОЙ ОПЫТ

- 1) Продолжительность фильтрации $\tau = 240$ мин.
- 3) Среднее давление $P = 32\,400$ кг/м².
- 2) Количество фильтрата за весь процесс фильтрации $V = 0,75$ м³.

Концентрация суспензии в обоих случаях — 20% сухого осадка, удельный вес жидкой фазы $\gamma = 1,1$.

Фильтрующая поверхность $F_0 = 4$ м². Влажность осадка 40%. Удельный вес осадка 1,2.

Определить удельное сопротивление осадка ρ' и показатель сжимаемости осадка n .

Решение. 1 кг жидкой фазы в суспензии содержит сухого осадка

$$y = \frac{2}{100 - 2} \approx 0,0204 \text{ кг.}$$

Обозначая объем влаги, оставшейся в осадке, через V_w , имеем пропорцию:

$$y \cdot (V + V_w) \frac{1100 - (100 - 40)}{V_w \cdot 1100 - 40},$$

откуда

$$V_w = y(V + V_w) \frac{40}{100 - 40} \approx 0,0204 \frac{40}{60} (V + V_w)$$

или

$$V_w = 0,0138 V.$$

Объем осадка на фильтре

$$V_{ос} = \frac{V_w 1100 \cdot 100}{40 \cdot 1200} = 2,29 V_w = 2,29 \cdot 0,0138 V = 0,0316 V \text{ м}^3.$$

Объем осадка x , приходящийся на 1 м³ фильтрата равен $\frac{0,0316 V}{V} = 0,0316 \text{ м}^3$.

Для двух опытов имеем систему уравнений с двумя неизвестными:

$$\left(\frac{V_1}{F_0}\right)^2 = 2 \frac{P_1^{1-n} \tau_1}{\rho' x};$$

$$\left(\frac{V_2}{F_0}\right)^2 = 2 \frac{P_2^{1-n} \tau_2}{\rho' x}.$$

Деля второе уравнение на первое и перенося τ_1 и τ_2 в левую часть уравнения, имеем:

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{P_2^{1-n}}{P_1^{1-n}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1-n}.$$

По условию имеем: $V_2 = 0,75 \text{ м}^3$; $V_1 = 0,5 \text{ м}^3$; $P_1 = 20\,000 \text{ кг/м}^2$; $P_2 = 32\,400 \text{ кг/м}^2$; $\tau_1 = 120 \text{ мин}$; $\tau_2 = 240 \text{ мин}$.

Подставляя эти значения, находим:

$$\left(\frac{0,75}{0,5}\right)^2 \cdot \frac{120}{240} = \left(\frac{32\,400}{20\,000}\right)^{1-n},$$

или

$$1,125 \approx 1,62^{1-n};$$

$$\lg 1,125 = (1 - n) \lg 1,62;$$

или

$$0,051 = (1 - n) 0,21,$$

откуда

$$n \approx 0,75.$$

Подставляя в уравнение скорости фильтрации данные первого опыта, составленное по данным значение n , имеем при $F_0 = 4 \text{ м}^2$:

$$\left(\frac{0,5}{4}\right)^2 = \frac{2 \cdot 20\,000^{1-0,75} \cdot 120}{\rho' \cdot 0,0316}.$$

Отсюда удельное сопротивление

$$\rho' = \frac{2 \cdot 20\,000^{0,25} \cdot 120 \cdot 4^2}{0,0316 \cdot 0,5^2} \approx 5,8 \cdot 10^8 \text{ кг/м}^2.$$

Пример 49. На рамном фильтпрессе при постоянном давлении и заполнении рам отфильтровывается однородный кристаллический осадок в течение 6 часов при толщине слоя осадка 30 мм и общей поверхности фильтрации 30 м².

Количество фильтрата, прошедшего через фильтр за весь период фильтрации, равно 25 м³. Какой промежуток времени займет промывка осадка на фильтре водой в количестве, равном половине объема фильтрата?

Решение: Для фильтрации при постоянном давлении имеем уравнение:

$$\frac{V^2}{F_0^3} = 2 \frac{P_0^{1-n}}{\rho' x} \tau.$$

или

$$\frac{V^2}{F_0^3} = K \tau,$$

где

$$K = \frac{2 P_0^{1-n}}{\rho' x}.$$

По условию: $\tau = 6$ час; $F_0 = 30$ м²; $V = 25$ м³.

Подставляя эти значения в уравнение скорости фильтрации, имеем:

$$\left(\frac{25}{30}\right)^2 = 6K.$$

откуда

$$K = 0,116.$$

При наличии промывки общее количество фильтрата и промывных вод составит: $V_1 = 1,5 V = 1,5 \cdot 25 = 37,5$ м³ и будет иметь место равенство:

$$\left(\frac{37,5}{30}\right)^2 = 0,116 \tau_1.$$

откуда

$$\tau_1 = \left(\frac{37,5}{30}\right)^2 \cdot \frac{1}{0,116} = 13,5 \text{ час.}$$

Таким образом производительность фильтра уменьшится в $13,5 : 6 = 2,25$ раза.

41. Фильтры периодического действия

Классификация фильтров. Аппараты, при помощи которых осуществляется процесс фильтрации, называют **фильтрами**.

В зависимости от способа действия различают фильтры:

1) периодического действия, 2) непрерывного действия.

В зависимости от тех средств, которыми создается движущий напор, необходимый для проталкивания жидкости через поры фильтрующей среды, различают: 1) простые фильтры, работающие за счет гидростатического давления столба фильтруемой жидкости; 2) вакуумфильтры, работающие за счет разрежения, создаваемого при помощи вакуумнасосов; 3) фильтрпрессы, работающие за счет давления, создаваемого при помощи насосов или компрессоров.

В зависимости от характера фильтрующей перегородки все фильтры можно разделить на четыре группы: 1) фильтры с несвязанной или зернистой перегородкой; 2) фильтры с тканевой или войлочной перегородкой; 3) фильтры с неподвижной жесткой перегородкой; 4) фильтры с полупроницаемой перегородкой.

Выбор той или иной фильтрующей перегородки обуславливается целым рядом факторов, из коих наиболее существенными являются: химические свойства фильтруемой жидкости, рабочее давление, при котором ведется фильтрация, степень раздробленности твердых частиц фильтруемой смеси и наконец масштаб производства.

Фильтры с несвязанной или зернистой перегородкой. Простейшим фильтром может служить сосуд, снабженный решетчатым дном, в котором фильтрующей средой является слой осадка, оседающего на дно, а давление создается собственным весом фильтруемой жидкости.

Такой фильтр является как бы дальнейшим развитием отстойника; в нем удастся удалить еще часть жидкости из отстоявшегося шлама, но только лишь часть, так как твердые частицы всегда удерживают в себе некоторое количество жидкости, состоящее из жидкости, впитавшейся в поры твердых частиц; из жидкости, удерживающейся на поверхности твердых частиц вследствие наличия сил поверхностного натяжения; и наконец — из жидкости, остающейся между твердыми частицами под влиянием капиллярных сил, так как пространство между частицами осадка можно рассматривать как капиллярные трубки.

Для суждения о величине капиллярных сил могут служить следующие данные.

Высота капиллярного подъема жидкости при 15°C

Вещество	Высота подъема
Глина	до 2 м
Песок с зернами средней крупности . . .	40 см
Песок из зерен величиной поперечника более 2 мм	0

Согласно этой таблице, если например на решетчатом дне фильтра будет находиться песок средней крупности слоем в 600 мм, то можно достичь стекания капиллярной жидкости из него лишь в верхних 200 мм.

Величина поверхностного натяжения зависит от вязкости и будет тем меньше, чем меньшей вязкостью обладает жидкость. Поэтому полезно для лучшего стекания жидкости поддерживать более высокую температуру.

Если оставление в осадке маточного фильтрата, удерживающегося между частицами, нежелательно, то этот фильтрат может быть удален посредством промывки осадка другой жидкостью. Промывная жидкость пропускается в том же направлении, куда происходит сток фильтрата. При этом необходимо, чтобы в промываемом слое осадка не было трещин и разрывов, иначе промывная жидкость пройдет через трещины, не промыв равномерно осадка.

При устройстве фильтров с зернистой фильтрующей перегородкой чаще всего применяют тонкий кварцевый песок, дробленый мрамор или чистый известняк, уголь, кокс, шлак, руду, асбест и т. п.

Необходимая степень раздробления зерен таких фильтров зависит от величины твердых отфильтровываемых частиц; чем тоньше раздроблены отфильтровываемые частицы, тем мельче вообще должны быть и самые зерна.

Как правило, фильтр загружают фильтровальным материалом так, чтобы снизу располагались наиболее грубые зерна и крупность их уменьшалась по направлению кверху с тем, чтобы самый мелкий слой был наверху.

Вообще при фильтровании через свежезагрязненный зернистый фильтр вначале всегда фильтрат получается мутный, содержащий взвешенные тонко раздробленные частицы, а вполне прозрачная жидкость начинает вытекать только после того, как сквозь фильтр пройдет такое количество обрабатываемой жидкости, что из последней в промежутках между зернами отложится достаточное количество мелких частиц и этот отложившийся слой начинает играть роль фильтровального материала.

По мере работы зернистые фильтры загрязняются, их пропускная способность уменьшается, вследствие чего приходится прибегать к чистке их. Чистить зернистый фильтр можно путем пропускания через него воды в обратном направлении, т. е. снизу

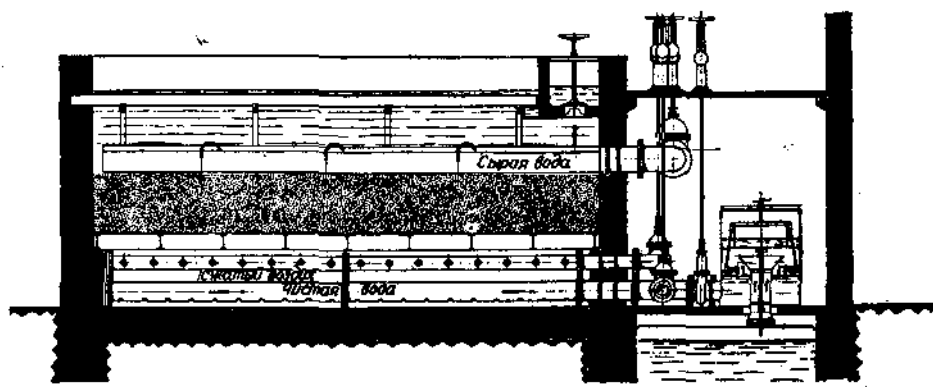


Рис. 187. Песочный фильтр „Дабег“.

вверх. Кроме того, чтобы избежать образования каналов и взмутить всю массу настолько, чтобы зерна могли соприкасаться друг с другом и таким образом очищаться от приставшего к ним осадка, дополнительно вместе с водой ведут продувку воздухом, а иногда прибегают и к перемешиванию зернистой фильтрующей среды при помощи механических мешалок.

Выбор зернистого материала зависит от характера суспензии, подлежащей фильтрации. Для большинства растворов солей применяют обычно тонкий кварцевый песок, так как он практически нерастворим и не реагирует с солями и кислотами. Для щелочной жидкости применяют чаще всего дробленый мрамор или чистый известняк. Жидкости, содержащие смолы, хорошо отфильтровываются при помощи крупно измельченного древесного угля. В последнем случае очевидно очищение жидкости от смол обусловливается явлениями адсорбции.

Песочные фильтры. Наиболее типичными и распространенными аппаратами с зернистой фильтрующей перегородкой являются так называемые песочные фильтры, служащие преимущественно для очистки воды и представляющие собой сосуды и резервуары, заполненные слоями гравия и кварцевого песка; они бывают как открытые, работающие только за счет гидростатиче-

ского давления столба жидкости, так и закрытые, работающие при некотором напоре.

На рис. 187 представлена одна из конструкций песочного фильтра открытого типа „Дабег“. Такой фильтр состоит из резервуара прямоугольной или цилиндрической формы, выполняемого из железа или бетона. Фильтровальный материал засыпается на бронзовую сетку, укрепленную на железной конструкции из двутавровых балок. Подлежащая фильтрации вода поступает по трубопроводу в верхнюю часть фильтра, просачивается через песок и собирается под сеткой. Очистка песка производится или чистой водой, поступающей через трубу с целым рядом отверстий, устано-

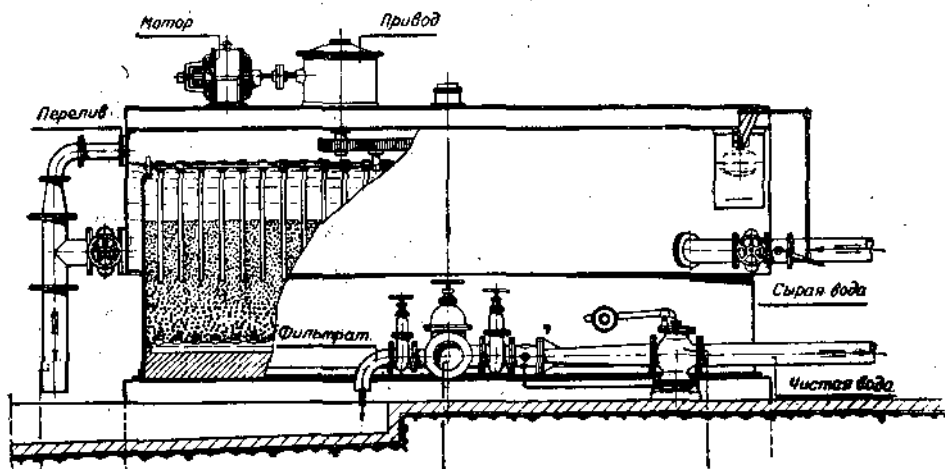


Рис. 188. Песочный фильтр с мешалкой.

вленную внизу под сеткой, или одновременно и водой и сжатым воздухом.

Иногда такие фильтры делают состоящими из нескольких камер, и тогда чистка может производиться для каждой камеры отдельно, что позволяет фактически осуществлять фильтрацию непрерывным способом.

В целях улучшения и ускорения процесса очистки песка от загрязнений песочные фильтры иногда снабжают механическими мешалками, при которых песок взмучивается и тем самым способствует лучшей очистке. Во время фильтрации мешалка не работает и пускается в ход только при очистке обратным током чистой воды.

Конструкция открытого песочного фильтра, снабженного мешалкой, представлена на рис. 188. Устройство и способ действия этого фильтра ясны из чертежа.

На рис. 189 представлен быстро действующий песочный фильтр закрытого типа. Он состоит из вертикально установленного цилиндрического резервуара с коническим низом, заполненного песком. Внизу цилиндрической части резервуара расположена сборная труба, от которой по обеим сторонам идут снабженные отверстиями

трубки из бронзы. Внизу конической части фильтр снабжен специальным приспособлением для промывки песка, представляющим собой как бы струйчатый насос, соединенный с трубой, проходящей по оси аппарата и выступающей несколько выше слоя песка. При пропускании через этот „насос“ при промывке воды, струей последней песок из низа аппарата увлекается по трубе кверху и таким образом промывается. При фильтрации жидкость подается в верхнюю часть аппарата, под некоторым давлением проходит через слой песка и собирается посредством дырчатых труб в общую сборную трубу. Способ действия приспособления для промывки показан на рис. 190; здесь 190,а соответствует периоду фильтрации, а 190,б — периоду промывки.

При фильтровании воды на песочных фильтрах скорость просачивания жидкости через слой песка можно вычислить по формуле:

$$w = 3600 \, c d^2 \frac{h}{l} (0,7 + 1 + 0,03 \, t) \, \text{л/сек.} \quad (20 \text{ в})$$

где d — диаметр песчинок в м, h — потеря напора в м столба жидкости l — толщина слоя в м, c — коэффициент, близкий к 40, t — температура воды в °С.

Зная скорость просачивания, можно приблизительно подсчитать расход жидкости, т. е. производительность фильтра, исходя из пористости печатного слоя, причем, как мы видели выше (см. стр. 311 и 315), при равномерном составе и правильной шаровой форме зерен песка при наиболее плотной насадке объем пор составляет 22,95%, общего объема слоя, а площадь просветов при этом составляет 9,06% общего сечения.

Фильтры с войлочными или тканевыми перегородками. Зернистые фильтры находят применение главным образом только при очистке жидкостей, т. е. когда относительное содержание твердой фазы ничтожно мало по сравнению с жидкой и когда осадок не представляет ценности. В тех случаях, когда, наоборот, количество твердого материала в суспензии велико или когда необходимо использование твердой фазы, отделяемой на фильтре, или наконец, когда необходимо более полное использование жидкой фазы, — наиболее удобными являются тканевые фильтрующие перегородки.

Такие фильтрующие перегородки могут быть сотканы как из

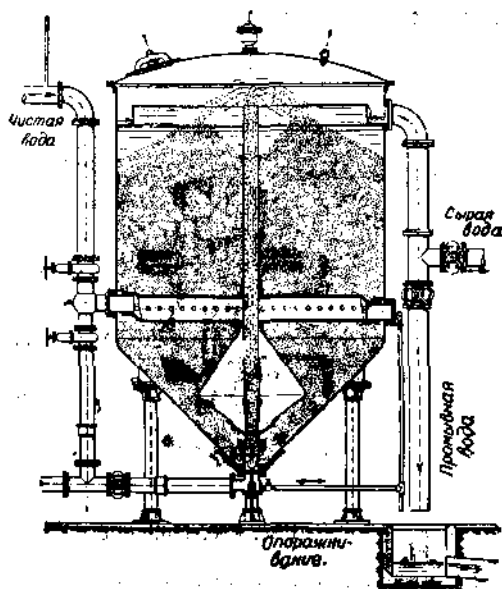


Рис. 189. Быстродействующий песочный фильтр.

волокнистых материалов животного, растительного и минерального происхождения, так и из металлических проволок. Основным фактором, обуславливающим выбор материала ткани, является химическая активность фильтруемой жидкости по отношению к материалу фильтрующей перегородки.

Ткани из волокна животного происхождения — шерстяные (в качестве которых главным образом применяют грубошерстные сукна) сравнительно хорошо противостоят действию кислых жидкостей с температурой порядка не выше $40-50^{\circ}\text{C}$.

Хлопчатобумажные ткани вроде бязи, бельтинга и полотна, а также льняные полотна вроде реVENTуха находят применение

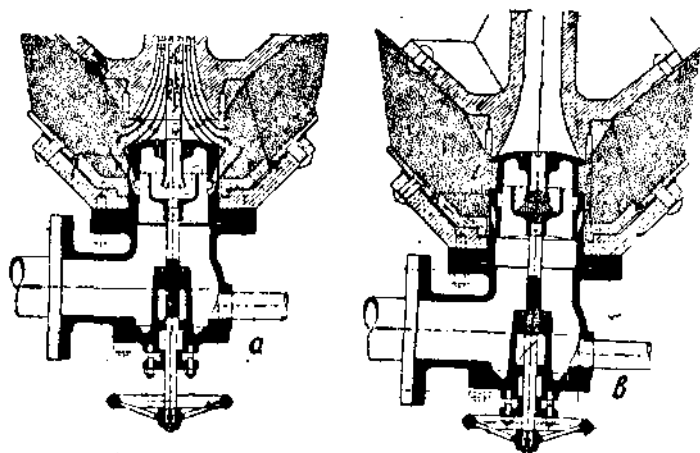


Рис. 190. Приспособление для промывки песка.

при фильтрации слабокислых, слабощелочных и нейтральных жидкостей, по отношению к которым они сравнительно устойчивы.

Ткани из волокон минерального происхождения, главным образом из асбестового волокна, хорошо противостоят действию сильно кислых как холодных, так и нагретых жидкостей, вследствие чего ими пользуются при фильтрации крепких минеральных кислот.

Металлические проволочные ткани чаще всего находят применение при фильтровании сильнощелочных жидкостей, причем в этих случаях их изготавливают из железа или никеля. В настоящее время все чаще применяются проволочные ткани из всевозможных сплавов, стойких к действию кислот, причем наибольшим распространением пользуются медноникелевые сплавы, фосфористая бронза, алюминий и его сплавы, чистый никель, медь, латунь, нержавеющая сталь, сплавы никеля с хромом и т. п.

Так как тканевые фильтрующие перегородки в большинстве случаев обладают весьма незначительной механической прочностью, их укладывают обычно на перфорированные (дырчатые) сетки и решетки из соответствующего материала (дерева или металла).

Основным достоинством тканевых фильтрующих перегородок является то, что они позволяют придать любую форму фильтрам и значительно развить фильтрующую поверхность, что дает воз-

возможность достичь значительной производительности фильтров при небольших размерах их.

Фильтры с тканевыми перегородками изготавливаются для работы как под разрежением, так и под давлением.

Вакуумнотч-фильтры (*Nutschapparaten*). Простейшими фильтрами с тканевой перегородкой являются нутчи, работающие под вакуумом. На рис. 191 представлен тип железной нутчи, широко распространенной в анилинокрасочной промышленности. Нутча представляет собой резервуар с двойным дном, верхнее ложное (дырчатое) дно служит для поддержки слоя фильтрующей перегородки и допускает свободное протекание жидкости в нижнюю

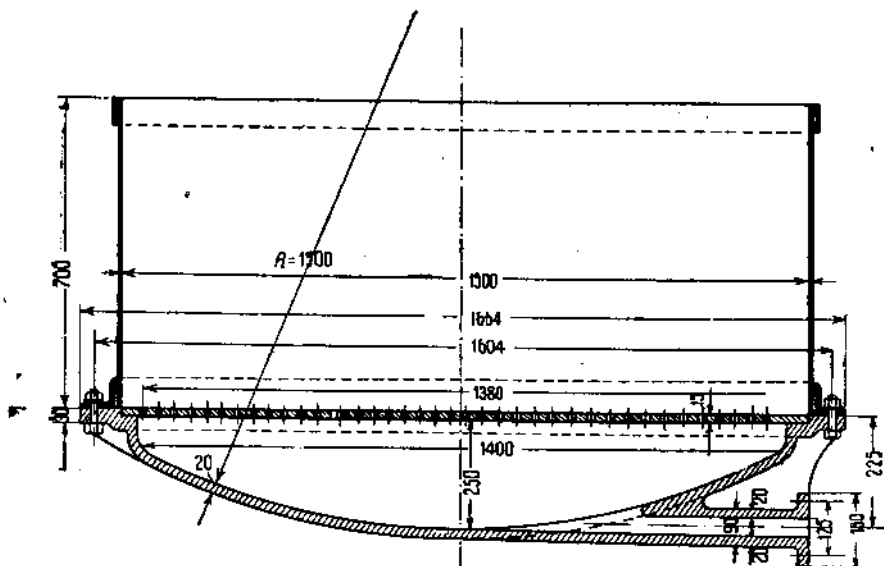


Рис. 191. Железная нутча.

часть. Осадок остается на фильтрующей перегородке, а жидкость (фильтрат) из нижней части аппарата за счет разрежения, создаваемого при помощи вакуумнасоса, протекает в приемный резервуар, откуда затем может быть передана при помощи насоса или сжатого воздуха на дальнейшую обработку или обратно на фильтрацию, если полнота разделения окажется недостаточной. Схема присоединения вакуумной линии к сборнику и нутче показана на рис. 192.

Производительность нутчи зависит от величины поверхности фильтрующей перегородки, толщины слоя осадка и величины вакуума. Фильтрующие поверхности в таких нутчах обычно колеблются в пределах $1 \div 6 \text{ м}^2$, толщина слоя осадка в зависимости от характера его — в пределах $50 \div 400 \text{ мм}$. Практически достигаемый вакуум обычно $500 \div 700 \text{ мм}$.

Основные преимущества нутч состоят в том, что из осадка в фильтрующем слое можно отсосать большую часть жидкости,

вследствие чего при последующих промывках осадка не происходит большого разжижения жидкости промывными водами. Кроме того, нутчи чрезвычайно просты и дешевы по устройству, легко доступны для наблюдения и контроля.

Недостатками их являются: громоздкость, необходимость ручной выгрузки и сравнительно ограниченные размеры фильтрующей поверхности. Кроме того наибольшая достижимая разность давлений при фильтрации в них ограничена всего одной атмосферой, вследствие чего скорости фильтрации в большинстве случаев незначительны.

В тех случаях, когда позволяют местные условия, для более быстрой и удобной разгрузки осадка нутчи изготовляют опрокидывающимися. Корпус нутчи

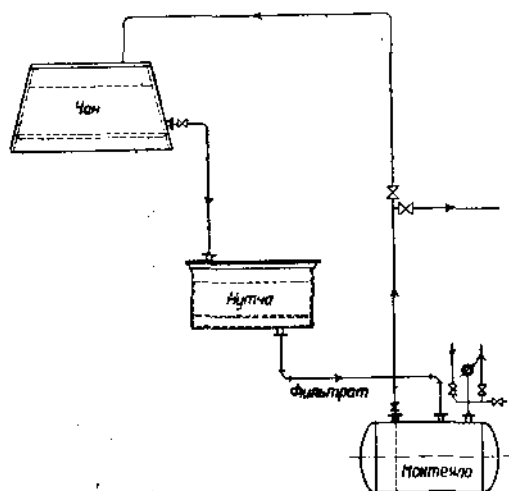


Рис. 192. Схема фильтрации на нутче.

устанавливают в горизонтальных подшипниках и при помощи червяка и ременной передачи вращают вокруг горизонтальной оси. После хорошей промывки и отсасывания осадка включают мотор, и нутча опрокидывается, отчего осадок ссыпается в бункер, из которого и поступает на дальнейшую обработку или в вагонетки. Обратное приведение нутчи в рабочее горизонтальное положение осуществляется путем переключения ременной передачи.

В тех случаях, когда фильтрации подвергаются жидкости, выделяющие вредные или легко воспламеняющиеся пары, отравляющие атмосферу, устраивают нутчи закрытого типа или, как их называют, друкнутчи, работающие в большинстве случаев под давлением за счет сжатого воздуха или инертных газов. Внутренние поверхности друкнутчи нередко эмалируют, что дает возможность фильтровать солянокислые жидкости. Разгрузка осадка осуществляется путем снятия крышки.

Основным недостатком друкнутчи является трудность разгрузки ее от осадка, так как в этих случаях приходится или открывать крышку, что связано с большими затратами рабочей силы и времени, или снабжать боковые стенки нутчи разгрузочными люками.

Наилучшим разрешением этого затруднения надо признать устройство друкнутчи с нижним откидным дном, укрепленным на шарнире и снабженным противовесом и откидными болтами. Ложное дно такой нутчи укрепляется непосредственно на нижнем днище и вместе с последним откидывается. Для разгрузки осадка снимают откидные болты и при помощи противовеса поворачивают днище настолько, чтобы осадок легко ссыпался с фильтрующей

перегородки в соответствующие приемные приспособления. Соединение нижней части нутчи со сборником фильтрата в этом случае осуществляется при помощи гибких труб.

Если при дальнейшей обработке отфильтрованный и промытый осадок снова будет подвергаться процессам, проводимым в жидкой среде, имеет смысл снабжать нутчи мешалками с целью упрощения выгрузки из них осадка. При самой фильтрации мешалку следует вынуть из аппарата и пускать в ход только после того, как в промытый осадок будет залито столько жидкости, сколько

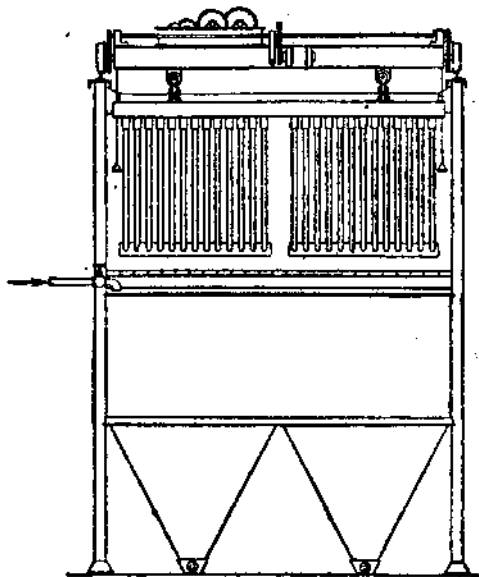


Рис. 194. Фильтр Мура.

нужно для приведения его в такое состояние, при котором возможна перекачка по трубам. При этом мешалка опускается не сразу, а постепенно, срезая при вращении сравнительно тонкие слои осадка и взмучивая его в жидкости. Взмученный таким образом осадок перекачивается при помощи насоса или спускается по трубопроводу самотеком. Устройство нутчи с поднимающейся мешалкой позволяет избежать неприятной ручной разгрузки осадка, связанной с значительными потерями продукта и с распространением грязи в производственных помещениях. Представленная на рис. 193 железная нутча с мешалкой с большим успехом применяется на заводах в Германии и у нас в анилинокрасочной промышленности

при фильтрации жидкостей от гипса. Концентрация гипса при его откачке центробежным насосом достигает здесь 50%.

Листовые фильтры. Один из наиболее старых и простых способов фильтрации через ткани состоит в наполнении фильтруемой жидкостью подвешенного мешка из шерстяной или бумажной ткани. По накоплении осадка внутри такого мешочного фильтра его выворачивают наизнанку и промывают. Это существенное неудобство разгрузки привело к приему погружения фильтрующего мешка целиком в жидкость и отсасыванию фильтрата изнутри, чтобы осадки получались на наружной стороне мешка. Возможность сближения фильтрующих перегородок внутри мешка предупреждается посредством надевания мешка на раму с сетчатой или волнистой поверхностью с таким расчетом, чтобы стенки фильтра, оставаясь в натянутом состоянии, сохраняли внутри свободное пространство для передвижения жидкости к сборным выпускным отверстиям.

Фильтры Мура. Простейшим листовым фильтром является фильтр Мура, представленный на рис. 194, предназначенный для фильтрации жидкостей, содержащих сравнительно немного твердых

частиц. Фильтр работает под вакуумом и состоит из большого количества фильтрующих элементов, собираемых по 30 и более листов, укрепленных на одной раме, поднимаемой при помощи мостового крана.

Отдельный элемент (рис. 195) имеет пустотелую раму *D*, изготавливаемую из трубы, в боковой поверхности которой находятся отверстия, по которым жидкость собирается внутри трубы и отводится по трубочке *E*, к коллектору *F*.

Работа фильтра заключается в том, что фильтрующие элементы погружаются в резервуар, заполненный жидкостью, подлежащей фильтрации. При помощи коллекторной трубы, соединенной с резервуаром, в котором поддерживается определенный вакуум, достигается разрежение внутри отдельных элементов, обтянутых фильтрующей тканью *C*. Жидкость

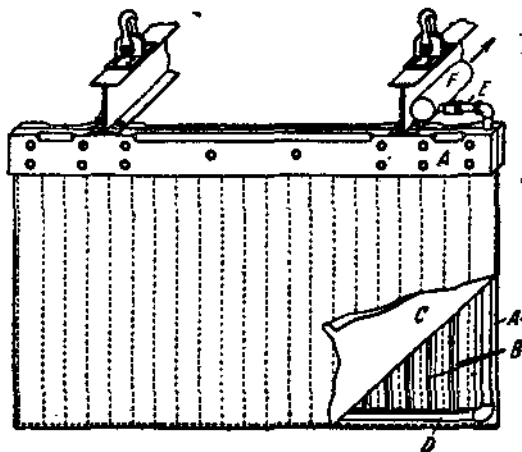


Рис. 195. Элемент фильтра Мура.

проходит через ткань, а осадок остается на ее поверхности. Толщина слоя осадка колеблется в пределах от 5 до 35 мм. Когда достигнута предельная толщина слоя осадка, то, не переставая поддерживать вакуум, способствующий удержанию осадка на фильтрующей перегородке, переносят фильтр в резервуар, где находится вода или раствор, которым производят промывку осадка. После окончания промывки осадок подсушивается просасыванием воздуха и затем разгружается обратным током воды, воздуха или пара. Чтобы предупредить отставание жидкости в резервуаре фильтра, последний снабжают приспособлениями для перемешивания.

Фильтр Келли. Для фильтрации больших количеств жидкости под некоторым незначительным избыточным давлением часто пользуются фильтрами Келли.

Фильтр Келли состоит из набора плоских прямоугольных фильтровальных элементов (рис. 196), каждый из которых представляет полую рамку *1*, в которой укреплен проволочная сетка *2*. Рамка и сетка обтягиваются тканью *3*, закрепляемой при помощи колпачка *4*. Рамы монтируются на лобовой крышке фильтра и вместе с ней могут выдвигаться из резервуара на специально устроенной для этой цели тележке. Каждый фильтрующий элемент имеет выведенную наружу и снабженную краном трубку, которая служит для целей отвода фильтрата.

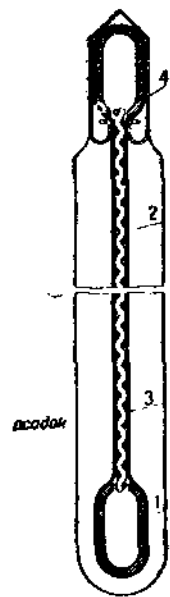


Рис. 196. Элемент фильтра Келли.

Работа фильтра заключается в следующем: в резервуар его, плотно закрываемый крышкой, нагнетается насосом или сжатым воздухом суспензия через штуцер *a* (рис. 197); вытесняемый при этом воздух выходит через штуцер *b* и специальный воздушный клапан. Когда резервуар заполнен, воздушный клапан автоматически закрывается и в резервуаре образуется давление, за счет которого

вытеснение воздуха

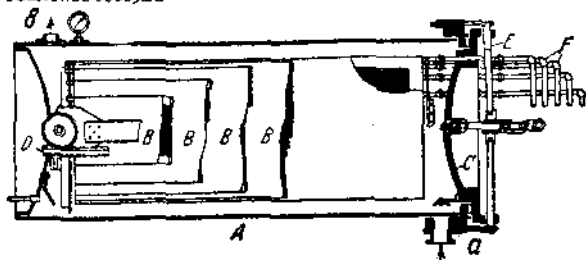


Рис. 197. Фильтр Келли (продольный разрез).

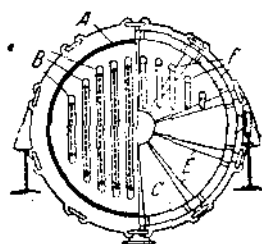


Рис. 198. Фильтр Келли (поперенный разрез).

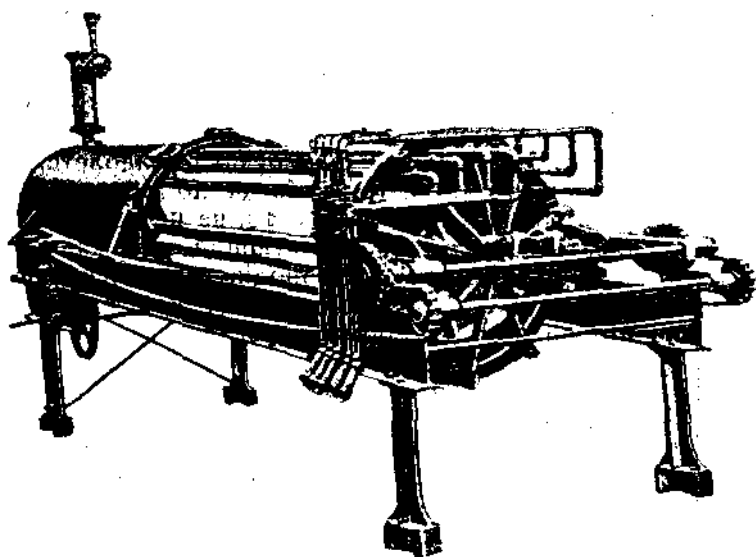


Рис. 199. Общий вид фильтра Келли.

жидкость проталкивается через полотна, и, пройдя рамку *B*, вытекает через краник на отводной трубе *F*.

После того как образовался слой осадка достаточной толщины, суспензию сжатым воздухом вытесняют из резервуара. Затем поддерживая давление, чтобы удержать осадок на фильтрующей поверхности, заполняют резервуар промывной жидкостью и производят промывку осадка. Промывная жидкость из резервуара удаляется также сжатым воздухом, который, после того как вся жидкость будет вытеснена из резервуара, проходит через слой осадка и подсушивает его.

Освобождая зажимы, выкатывают крышку вместе с фильтрующими элементами из резервуара и осадок выгружают обратным током воды, воздуха или пара.

Общий вид фильтра Келли в момент его разгрузки представлен на рис. 199; на рис. 198 представлен вид со стороны лобовой части.

Фильтры Келли строятся с фильтрующей поверхностью величиной от 40 до 112 м² каждый, причем в практике сахарных заводов каждый опоражнивается до 40 раз в сутки. Преимущества фильтров Келли состоят в сокращении обслуживающего рабочего персонала, в меньшем расходе жидкости на промывку и в большей скорости фильтрации. В табл. 46 даны основные размеры фильтров Келли.

Таблица 46

Размеры фильтров Келли

Фильтрующая поверхность в кв. футах	50	150	250	450	850	900	1300
Число листов	6	9	8	10	10	10	12
Емкость резервуара в куб. футах	19	32	75	120	275	118	177
Диам. резервуара в дюймах	30	30	40	48	60	48	60
Длина резервуара	49	82	108	120	168	120	108
Площадь основания	4×10	4×15	5×20	5 1/2×23	7×34	5 1/2×28	7×38

Фильтры Свитланда (рис. 200), мало чем отличающиеся от фильтров Келли, сконструированы из двух полуцилиндрических

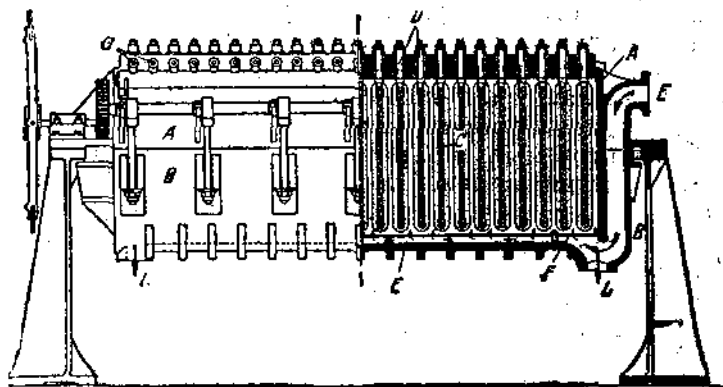


Рис. 200. Фильтр Свитланда (продольный разрез).

отливок. Верхняя половина А жестко укреплена на двух стойках а нижняя В имеет шарнир, с помощью которого она подвешена на верхней половине и уравновешена грузом так, что легко поворачивается вокруг шарнира. Во время работы фильтра обе половины, плотно прикрепляются друг к другу при помощи откидных болтов / (рис. 201).

Фильтрами служат круглые мешки С, сшитые из ткани и натянутые на жесткий каркас, подвешенный к верхней половине фильтра

на выводные трубки D (рис. 201). Фильтрат выходит по этой трубке в общий сборный трубопровод.

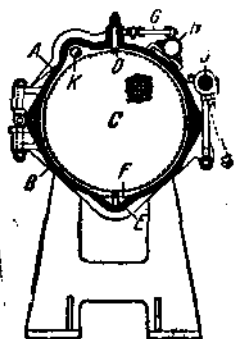


Рис. 201. Фильтр Свитланда (поперечный разрез).

Смена циклов работы: фильтрация, промывка осадка и разгрузка при открытой нижней половине сжатым воздухом, паром или водой, осуществляется так же, как и в фильтрах Келли.

Фильтрпрессы рамные и камерные. Наиболее часто употребляемыми и особенно зарекомендовавшими себя в химической промышленности аппаратами с тканевыми фильтрующими перегородками являются так называемые фильтрпрессы.

Ускорение процесса фильтрации в фильтрпрессах достигается путем применения для проталкивания жидкости через фильтр сравнительно высоких давлений, создаваемых при помощи насосов или сжатого воздуха.

Фильтрпресс в основном состоит из некоторого числа разделенных жесткими перегородками камер, между которыми помещены фильтровальные полотна, служащие фильтрующими перегородками.

Стенки камер снабжены каналами для распределения фильтруемой массы, стока фильтрата, притока и стока промывной жидкости и т. д.

Фильтруемая суспензия подводится в камеры под известным давлением, заставляющим жидкость протекать через полотна и стекать в корыто, а осадок плотно приставать к полотну, образуя спрессованную тестообразную лепешку.

При необходимости фильтрации с нагревом или, наоборот, с охлаждением фильтруемой жидкости фильтрпресс снабжают специальными каналами для подвода пара, воды или холодильного рассола. Иногда для целей обогрева пар впускается непосредственно в фильтруемый материал, для чего пользуются специальным вентилям на питательной линии или на линии впуска промывной воды.

Различают две основные конструкции фильтрпрессов: 1) рамную и 2) камерную.

Рамный фильтрпресс. Рамный фильтрпресс состоит из чередующихся прямоугольных рамок и плит, между которыми зажимается фильтрующая ткань. Каждые две соседние плиты с заключенной между ними рамкой образуют при зажиме пресса самостоятельную работающую фильтровальную камеру. Каждая плита рамного фильтрпресса снабжена дренажными приспособлениями для собирания и отвода фильтрата в сборные каналы и обслуживает одновременно две примыкающие к ней камеры. Стенки плит и рамок достаточно толсты, чтобы выдерживать давление в несколько атмосфер. В верхней части плит и рам устроены совпадающие по оси отверстия так, чтобы создать один общий канал через всю систему плит и рам для подачи фильтруемой жидкости в камеры. В противоположной нижней стенке имеются отверстия для стока фильтрата, закрываемые кранами. Каждый

канал сообщается боковыми ответвлениями с внутренностью двух соседних камер для собирания фильтрата.

На рис. 202 представлен схематический разрез части рамного фильтрпресса, где *a* — рабочие плиты, *b* — задняя плита, *c* — рамки, *d* — полотна. Процесс фильтрации протекает таким образом: фильтруемая суспензия нагнетается в центральный канал и из него, как это представлено на рис. 202, *a*, через отверстия в верхних стенках рамок поступает во внутреннее пространство камер; при этом жидкость проходит через полотно и по канавкам в плитах стекает в нижний сборный канал, в плите и через краник удаляется наружу, осадок же остается на фильтрующей перегородке внутри камер. После того как камеры будут заполнены осадком, что можно заметить по прекращению стекания фильтрата из краников, начинают, если это требуется, промывку осадка.

Для промывки фильтрпресс снабжается одним или двумя самостоятельными каналами, проходящими также в верхней части плит и рамок и сообщенными с пространством камер. Как это изображено на рис. 202, *б*, промывная вода поступает с обратной стороны фильтрующей перегородки, проходит через весь слой осадка в камере и собирается в канале соседней плиты. Для осуществления такого способа промывки необходимо, чтобы краники были открыты не у всех плит, а только по одному у каждой пары. Таким образом при фильтрации необходимо открыть все краники без исключения, в то время как при промывке у всех четных плит, считая от места поступления суспензии, краники должны быть открыты и у всех нечетных — закрыты.

По окончании промывки для осушки осадка через пресс продувают сжатый воздух, обычно через промывные каналы, и затем уже разгружают от осадка.

Рамы и плиты рамных фильтрпрессов в зависимости от химических свойств фильтруемой жидкости делают или чугунные (для щелочных и нейтральных жидкостей) или деревянные (для кислых жидкостей). Толщина рам в зависимости от легкости фильтрования суспензии колеблется в пределах от 20 до 50 мм, число же рам подбирают в зависимости от заданной производительности и количества осадков в пределах от 10 до 60 рам.

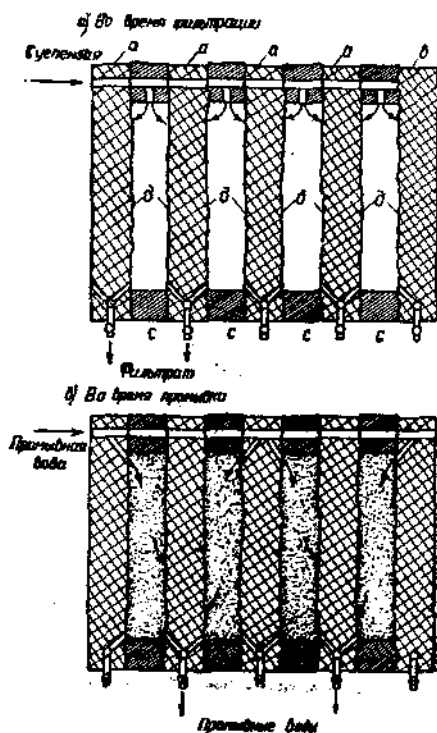


Рис. 202. Схема работы рамного фильтрпресса.

Рамы и плиты при помощи скоб устанавливаются на горизонтальных направляющих, укрепленных в чугунной массивной станине, и могут перемещаться по ним горизонтально взад и вперед.

Прижатие плит и рам одной к другой осуществляется или при помощи ручного винтового зажима или посредством гидравлического зажима. Первый способ применим только при небольшом числе рам, так как при большом их количестве достичь соответствующей плотности винтовым зажимом не удается.

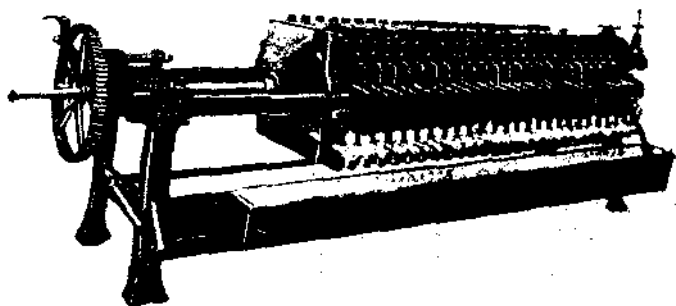


Рис. 203. Общий вид рамного фильтрпресса с деревянными плитами и рамами.

Гидравлический зажим осуществляется или при помощи специальной установки гидравлических насосов высокого давления, снабженных аккумуляторами давлений и приводимых в действие от мотора, или, что значительно проще, при помощи обыкновенных ручных насосов, применяемых для гидравлического испытания сосудов.

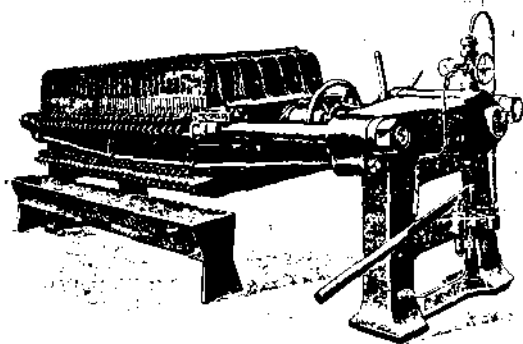


Рис. 204. Фильтрпресс с гидравлическим зажимом.

На рис. 203 представлен общий вид рамного фильтрпресса с деревянными плитами и рамами, снабженного ручным винтовым зажимом. На рис. 204 представлен фильтрпресс на 50 рам размерами 1000×1000 мм, снабженный приспособлением для гидравлического зажима, у которого ручной гидравлический насос помещен непосредственно на станине пресса.

Особым преимуществом рамного типа фильтрпрессов является легкость укрепления фильтровальных полотен на рамах, для чего необходимо всего только отрезать полосу полотна, длиной несколько превышающую двойную высоту рамы, вырезать по шаблону в соответствующих местах дыры и обтянуть этими полосками рамы концами книзу.

Кроме того в рамных фильтрпрессах легко осуществляется разгрузка их от осадка. Для этого разжимают пресс и, отодвигая плитки и рамы, сыпают осадок в установленные под прессом

корыта или бункера. Разгрузка и сборка фильтрпресса с числом рам 30 шт. занимает в среднем около 1 часа.

При продувке осадка сжатым воздухом расход последнего в среднем можно принимать около $2\frac{1}{2}$ м³/час на одну раму.

Камерный фильтрпресс не имеет отдельных рамок, а состоит только из одних фильтровальных плит, окаймленных по краям выступающими ребрами. Последние, будучи прижаты одна к другой, образуют попарно отдельные камеры. Плиты снабжены центральными отверстиями, образующими соединительный канал для всех камер пресса. Этот канал и служит для нагнетания суспензии во все отдельные камеры.

Фильтрат проходит через ткань и стекает по стенкам плиток в выпускные каналы, устроенные в нижней части последних. Схема устройства камерного фильтрпресса представлена на рис. 205. Промывка осадка осуществляется по такой же схеме, как это было рассмотрено в рамных фильтрпрессах.

Обычно ткань сшивается в виде плотного мешка, который натягивается на плитку, и затем края вырезов против центрального канала крепко прижимаются к плитке путем завинчивания пробок с фланцами.

Камерные фильтрпрессы применяются чаще при фильтрации таких суспензий, которые склонны забивать узкие ходы и отверстия и поэтому не фильтруются через рамные фильтрпрессы. В отличие от рамных камерные фильтрпрессы делают исключительно чугунные. На рис. 206 представлен общий вид камерного фильтрпресса с 60 камерами и гидравлическим зажимом.

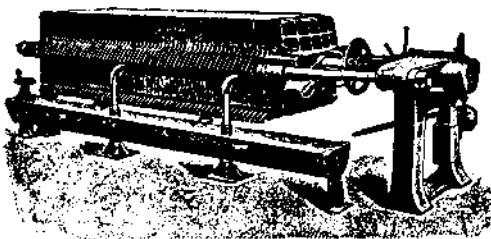


Рис. 206. Общий вид камерного фильтрпресса.

Питание фильтрпресса. Для правильной работы фильтрпресса весьма важно, чтобы подача суспензии велась с постепенно возрастающим по мере нарастания слоя осадка в камерах давлением. Отсюда более целесообразно нагнетать жидкость сжатым воздухом при помощи монтежу, а не насосами. Правда, этот способ подачи обходится сравнительно дороже, но он имеет то неоспоримое преимущество, что позволяет легко регулировать давление, устранять нежелательные гидравлические удары и пульсацию жидкости и не требует постоянного надзора.

Схема фильтрации на фильтрпрессе с промывкой и продувкой осадка сжатым воздухом показана на рис. 207. Здесь на случай прорыва ткани, влекущего за собой проскакивание осадка в фильтррат, сборник фильтррата соединен с насосом, который может подавать жидкость обратно в чан для суспензии и затем на

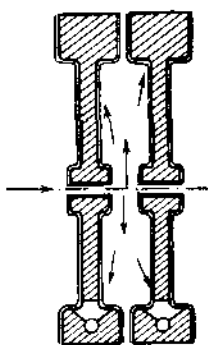


Рис. 205. Схема устройства камерного фильтрпресса.

фильтр, что позволяет осуществить при прорыве ткани вторичную фильтрацию.

Фильтрпрессы в огромном большинстве случаев являются пока непревзойденным по производительности средством для фильтровальных работ. Они имеют целый ряд преимуществ, из которых наиболее существенные:

1) большая фильтрующая поверхность при небольшой площади, занимаемой прессом;

2) возможность применения разнообразных давлений вплоть до 12 ат для нагнетания жидкости при фильтрации и промывке, что

позволяет обслуживать любые процессы фильтрации при любых видах и консистенциях фильтруемых масс;

3) легкость контроля процесса фильтрации и промывки;

4) возможность осуществления совершенной промывки осадка сравнительно небольшими количествами промывных вод, что достигается при помощи обратного тока промывных вод.

Фильтры с неподвижно-жесткой пористой перегородкой. За последнее время широкое применение в технике фильтрования находят фильтрующие перегородки из всевозможных керамических

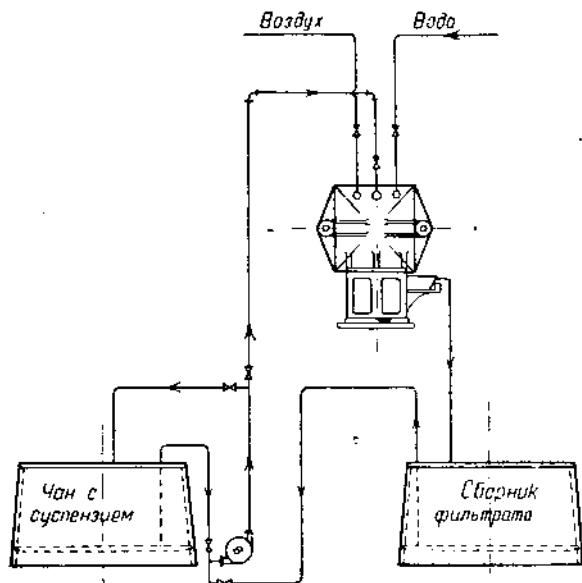


Рис. 207. Схема фильтрации на фильтрпрессе с промывкой и продувкой осадка сжатым воздухом.

пористых плит. В таком фильтре фильтрующая поверхность благодаря своей достаточной механической прочности не нуждается в какой-либо посторонней опоре.

Чаще всего фильтры с пористыми плитками в качестве фильтрующих перегородок делают в виде вакуум-нутчи и реже в виде друк-нутчи.

На рис. 208 представлен разрез и план вакуум-нутчи, выложенной кислотоупорными плитками и снабженной пористой перегородкой из керамических плит. Поверхность фильтрации таких нутчи достигает 12—14 м².

Плиты соединяются между собою при помощи специальных замазок, состав которых обуславливается химическими свойствами фильтруемой жидкости.

Из кислотоупорных замазок у нас в СССР широко известна германская замазка „хехст“, изготавливаемая в зависимости от наз-

начения в нескольких видах. В последнее время был найден способ изготовления кислотоупорных замазок из собственного сырья именно — из андезитового порошка с примесью кремнефтористого натрия. Приводим один из рецептов андезитовой замазки:

- 1) 50 вес. част. андезитового порошка помола, проходящего через сито с 4900 отв./см^2 ,
- 2) 50 вес. част. кварцевого песка такой крупности, чтобы при просеивании оставалось на сите с 300 отв./см^2 $6,5\%$, проходило

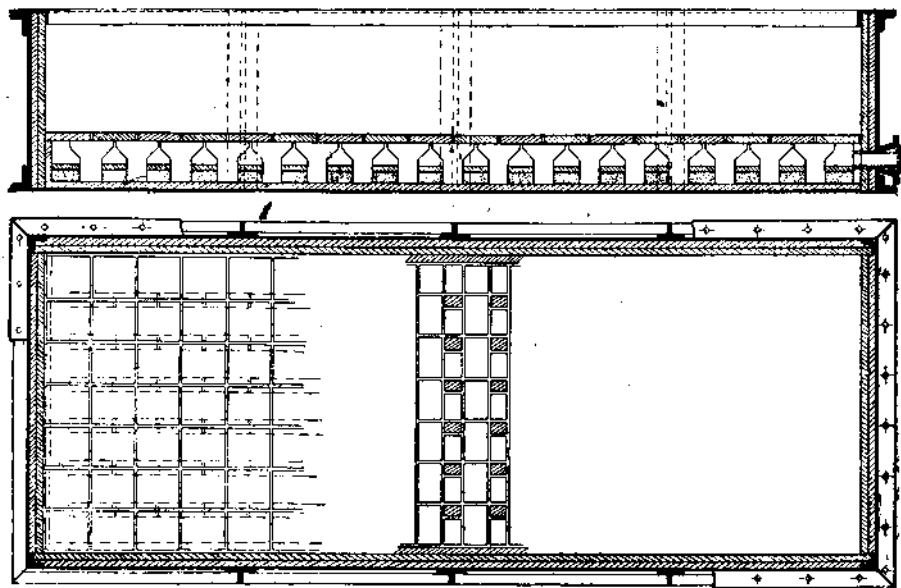


Рис. 208. Вакуум-нутча, выложенная кислотоупорными плитками.

через сито с 300 отв./см^2 и оставалось на сите с 2500 отв./см^2 $72,5\%$ и проходило через сито с 2500 отв./см^2 21% .

- 3) 3 вес. части кремнефтористого натрия,

4) жидкого стекла $38^\circ \text{ В} \text{é}$ в количестве 23 см^3 на 100 г кислотоупорного порошка.

Фильтровальные плитки изготавливаются различных сортов, различающихся по пористости. Так, керамиковые плитки Porolith, весьма устойчивые как против кислот, так и против щелочей и противостоящие высоким температурам порядка 700°C , изготавливаются шести сортов, различающихся по крупности зерен. Сопротивление раздавливанию таких плиток 98 кг/см^2 для плиток из наиболее крупных зерен ($29—50 \mu$) и 383 кг/см^2 для плиток наиболее мелких зерен (порядка 4μ).

Пористость этих плиток, выраженная в процентах к их объему, характеризуется цифрами, приведенными в табл. 47; число фильтрующих капилляров на 1 см^2 при средней пористости колеблется соответственно размерам зерен от 1667 до 12500 шт. Значения скорости фильтрации приведены в той же табл. 47, где цифры

крайней правой графы выражают количество воды в $см^3$, протекающее в 1 сек. через 1 $см^2$ поверхности плиток толщиной в 1 $см$ под постоянным избыточным давлением 200 $мм$ вод. ст.

Таблица 47

Данные о фильтровальных керамических плитках

Обозначения плиток	Сопротивление раз- давлению $кг/см^2$	Размеры зерен в μ	Пористость в % к общему объему	Скорость филь- рации воды в $см^3/см^2 \cdot сек.$
<i>gg</i>	98	509	52	5,1—5,6
<i>g</i>	126	436	48	4,4—5,1
<i>m</i>	184	317	46	3,3—4,1
<i>f</i>	227	236	47	2,6—2,9
<i>ff</i>	272	176	47	1,5—1,6
<i>ultra</i>	383	33,9	46	0,2—0,1

Обычно плитки имеют размеры $250 \times 250 \times 40$ $мм$. Фильтры с жесткими пористыми перегородками являются вообще одними из самых тонких фильтров, применяемых в промышленности; к ним относятся фарфоровые фильтры из неглазурованной бисквитной массы. Такие фильтры из простого фарфора устраивают в виде полых цилиндров или так называемых свечей Чемберлена, Пукля и др. В них фильтруемая жидкость поступает с наружной стороны и собирается во внутреннем канале свечи. Вследствие высокого сопротивления этих фильтров жидкость должна поступать под значительным давлением в металлический резервуар, окружающий полую свечу.

Производительность таких фильтров весьма мала и составляет при диаметре 2,5 $см$ и длине 20 $см$ всего около 30 л/сутки, пока поры не загрязнятся осадками.

Фарфоровые фильтры обладают столь тонкими порами, что задерживают бактерии без каких-либо вспомогательных наслоений. Очистка их от органических загрязнений производится путем прокали в печах при температуре 300° С.

Пример 55. Путем лабораторных испытаний при фильтрации суспензии на вакуум-нутч-фильтре установлено следующее.

I. Средние данные из нескольких опытов при одних условиях: 1) продолжительность фильтрования 2 часа, 2) вакуум 500 $мм$ рт. ст., 3) количество фильтрата 4,5 л, 4) высота слоя осадка 30 $мм$.

II. Средние данные из нескольких опытов при других условиях: 1) продолжительность фильтрования 3 ч. 9 мин. 2) вакуум 650 $мм$ рт. ст., 3) количество фильтрата 5,75 л, 4) высота слоя осадка 40 $мм$.

Кроме того во всех опытах имели: 1) удельный вес жидкости 1,1, 2) удельный вес осадка 0,8, 3) диаметр нутчи 125 $мм$, 4) концентрация суспензии 4% по весу.

Определить путем расчета, какое количество нутч или рамных фильпрессов необходимо установить для фильтрации 50 $м^3$ такой суспензии в сутки.

Решение.

1. Определение удельного сопротивления слоя осадка и показателя степени сжимаемости осадка.

Поверхность фильтрации лабораторной нутчи:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.125^2}{4} \approx 0.0122 \text{ м}^2.$$

Объем осадка на фильтре при высоте его 30 мм:

$$V_{\text{ос}} = Fh = 0.0122 \cdot 0.03 = 0.000366 \text{ м}^3.$$

Объем осадка на фильтре при высоте его 40 мм:

$$V_{\text{ос}}'' = Fh = 0.0122 \cdot 0.04 = 0.000488 \text{ м}^3.$$

Объем осадка, приходящийся на 1 м³ фильтрата в первой серии опытов:

$$\frac{0.000366}{0.0045} = 0.081 \text{ м}^3,$$

Объем осадка, приходящийся на 1 м³ фильтрата во второй серии опытов:

$$\frac{0.000488}{0.00575} = 0.085 \text{ м}^3.$$

Таким образом имеем:

$$V_1 = 0.00450 \text{ м}^3;$$

$$V_2 = 0.00575 \text{ м}^3;$$

$$\tau_1 = 120 \text{ мин.};$$

$$\tau_2 = 189 \text{ мин.};$$

$$P_1 = 500 \text{ мм рт. ст.} = \frac{500}{760} \cdot 10333 = 6780 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_2 = 650 \text{ мм рт. ст.} = \frac{650}{760} \cdot 10333 = 8850 \text{ кг/м}^2;$$

$$x_1 = 0.081 \text{ м}^3;$$

$$x_2 = 0.085 \text{ м}^3.$$

При фильтрации с постоянным давлением имеем систему двух уравнений:

$$\frac{V_1^2}{F_0^2} = \frac{2P_1^{1-n}\tau_1}{\rho'x_1};$$

$$\frac{V_2^2}{F_0^2} = \frac{2P_2^{1-n}\tau_2}{\rho'x_2}.$$

При делении последнего уравнения на первое имеем:

$$\frac{x_2\tau_1}{x_1\tau_2} \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-n}$$

Подставляя значения x_2 , x_1 , V_2 , V_1 , P_2 , P_1 , τ_2 , τ_1 имеем:

$$\frac{0.085 \cdot 120}{0.081 \cdot 189} \left(\frac{5.75}{4.5} \right)^2 = \left(\frac{650}{500} \right)^{1-n},$$

откуда найдем показатель сжимаемости осадка:

$$n = 0.684.$$

Удельное сопротивление осадка ρ' найдем из уравнения:

$$\left(\frac{V_1}{F_0} \right)^2 = \frac{2P_1^{1-n}\tau_1}{\rho'x_1}.$$

а именно:

$$\rho' = \frac{2P_0^{1-n} \tau_1 F_0^2}{x_1 V_1^2} = \frac{2 \cdot 6780^{1-0,884} 120 \cdot 0,0122^2}{0,081 \cdot 0,0045} \approx 3,6 \cdot 10^5 \text{ кг/м}^2.$$

II. Определение количества нутч размерами $2 \times 4 \text{ м}^2$ при толщине слоя осадка 300 мм и разрежении 600 мм.

Поверхность фильтрации:

$$F = 2 \times 4 = 8 \text{ м}^2.$$

Объем осадка на нутче:

$$V_{oc} = Fh = 8 \cdot 0,3 = 2,4 \text{ м}^3.$$

Средний объем осадка, приходящийся на 1 м^3 фильтрата, как среднее из всех опытов:

$$\frac{0,081 + 0,085}{2} = 0,083.$$

Объем фильтрата находим из уравнения:

$$V(1 + 0,083) = 50 \text{ м}^3,$$

откуда

$$V = \frac{50}{1,083} = 46,2 \text{ м}^3.$$

Объем всего осадка в сутки:

$$50 - 46,2 = 3,8 \text{ м}^3.$$

Число нутч, потребное на вмещение суточного количества осадка:

$$\frac{3,8}{2,4} = 1,58 \approx 2 \text{ нутчи}$$

и общая поверхность фильтрации $F = 8 \times 2 = 16 \text{ м}^2$.

Продолжительность фильтрации находим из уравнения:

$$\left(\frac{V}{F_0}\right)^2 = \frac{2P_0^{1-n} \tau}{\rho' x},$$

а именно:

$$\tau = \left(\frac{V}{F_0}\right)^2 \frac{\rho' x}{2P_0^{1-n}} = \left(\frac{46,2}{16}\right)^2 \frac{3,6 \cdot 10^5 \cdot 0,083}{2 \cdot \left(\frac{600}{760} \cdot 10333\right)^{1-0,884}} =$$

$$= 7350 \text{ мин.} = 122,5 \text{ часа} = 5 \text{ сут. } 2,5 \text{ часа},$$

а с разгрузкой можно принять 124 часа.

Общее число нутч, которое необходимо установить:

$$\frac{124}{24} \cdot 2 \approx 10,3 \approx 11 \text{ нутч.}$$

III. Определение количества нутч тех же размеров при толщине слоя осадка 160 мм.

Объем осадка на нутче:

$$8 \cdot 0,160 = 1,28 \text{ м}^3.$$

Число нутч, вмещающих суточное количество осадка

$$\frac{3,8}{1,28} \approx 3.$$

Количество фильтрата, получающееся на одной нутче от одной операции фильтрования:

$$\frac{46,2}{3} = 15,4 \text{ м}^3.$$

Продолжительность фильтрации

$$\tau = \left(\frac{15,4}{8}\right)^2 \frac{3,6 \cdot 10^5 \cdot 0,083}{2 \cdot \left(\frac{600}{760} \cdot 10333\right)^{1-0,884}} \approx 3400 \text{ мин.} = 56,7 \text{ часа,}$$

а с разгрузкой около 60 час.

Общее число нутч, которое необходимо установить:

$$\frac{60}{24} \cdot 3 = 7,5 \approx 7 \div 8 \text{ нутч.}$$

IV. Определение количества рамных фильтпрессов при условии.

1) площадь фильтрации одной рамы $0,5 \text{ м}^2 \cdot 2 = 1 \text{ м}^2$, 2) толщина слоя осадка = 40 мм, 3) объем осадка в одной раме $0,5 \cdot 0,04 = 0,02 \text{ м}^3$, 4) давление $2 \text{ ат} = 20\,000 \text{ кг/м}^2$.

Количество рам, потребное для вмещения суточного количества осадка:

$$\frac{3,8}{0,02} = 190 \text{ рам.}$$

Устанавливая фильтпрессы по $38 \div 40$ рам, имеем число законченных операций в сутки:

$$\frac{190}{38} = 5 \text{ операций в сутки.}$$

Количество фильтрата, проходящего через одну раму за одну операцию:

$$\frac{46,2}{5 \cdot 38} = 0,243 \text{ м}^3.$$

Продолжительность фильтрации:

$$\tau = \left(\frac{V}{F_0}\right)^2 \frac{\rho' x}{2P_0^{1-n}} = \left(\frac{0,243}{1}\right)^2 \frac{3,6 \cdot 10^5 \cdot 0,083}{2 \cdot 20\,000^{1-0,884}} = 39 \text{ мин.,}$$

а с разгрузкой и сборкой фильтпресса можно общую продолжительность фильтрации принять равной 2 час.

Число фильтпрессов, которое необходимо установить:

$$\frac{5 \cdot 2}{24} \approx 0,40 \approx 1 \text{ шт.}$$

Разобранный пример наглядно показывает преимущества фильтпрессов по сравнению с вакуум-нутчами.

42. Фильтры непрерывного действия

Конструкция фильтров непрерывного действия. Осуществление современных мощных производственных установок, работающих по принципу непрерывного потока, диктовало необходимость создания таких типов фильтрующих аппаратов, которые позволили бы и процесс фильтрации проводить непрерывным путем, с непрерывной автоматической разгрузкой без участия рабочей силы.

Впервые непрерывные фильтры крупных размеров были введены в производстве аммиачной соды для отделения бикарбоната натрия от раствора и в настоящее время широко применяются в самых разнообразных отраслях техники.

Существующие конструкции фильтров непрерывного действия рассчитаны на работу только под вакуумом, причем последний во время работы фильтра поддерживается более или менее по-

стоянным; следовательно здесь мы имеем процесс фильтрации, протекающий при постоянном давлении.

Всякий непрерывно действующий фильтр представляет вращающийся барабан, или диск, внутри которого поддерживается разрежение при помощи вакуум-насоса. Поверхность барабана, или диска, представляет собою пористую фильтрующую перегородку. При вращении барабана часть его поверхности погружается в фильтруемую суспензию, вследствие чего за счет вакуума внутри барабана фильтрат проходит через фильтрующую перегородку, а осадок осаждается на ней. По мере вращения барабана осадок выходит из жидкости, отсасывается, промывается и наконец снимается с поверхности барабана непрерывно при помощи ножа. Таким образом создается непрерывное автоматическое выполнение

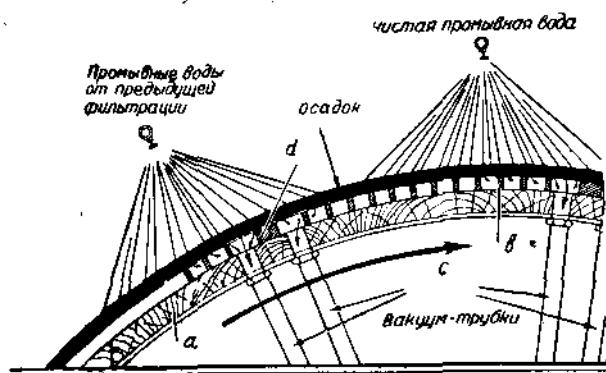


Рис. 209. Схема работы вакуум-фильтра Оливера.

Основной частью фильтра Оливера является вращающийся на горизонтальной оси барабан, нижней своей частью погруженный в фильтруемую суспензию, причем наибольшее погружение равно 35% от поверхности всего барабана.

Схему устройства и принцип действия вакуум-фильтра Оливера можно проследить на рис. 209, 210, 211. Барабан имеет двойные боковые стенки, причем внутренние стенки, непроницаемые для жидкости и газов, изготавливаются в зависимости от химических свойств фильтруемой жидкости из чугуна, литой стали, латуни, специальных кислотоупорных сплавов или дерева.

На наружной стороне этих стенок укреплены поддерживающие планки *в* (рис. 209), расположенные по образующей барабана таким образом, что они не мешают движению жидкости к всасывающим трубам *с*. Поверх планок барабан обтянут сеткой, на которую надевается фильтрующая ткань. При таком устройстве между фильтрующей тканью и внутренней стенкой барабана получается кольцевая полость, разделенная на окружности продольными перегородками *d* на 12—24 секции. Каждая секция несколькими трубками соединена с распределительным приспособлением в виде золотников, при помощи которых и осуществляется смена циклов процесса фильтрации. Распределительный золотник схематически

всех циклов работы фильтра: фильтрования, промывки, сушки и разгрузки.

Барабанные вакуум-фильтры Оливера. Американская фирма Оливер (Oliver Continuous Filter Co) одна из первых осуществила производство непрерывно действующих фильтров, которые и нашли широкое применение в различных отраслях техники.

представлен на рис. 212. Вращающийся диск,^{*} соединенный трубами со всеми камерами, перекрывается неподвижным диском, в котором имеются три больших щели. Пока отверстия вращаю-

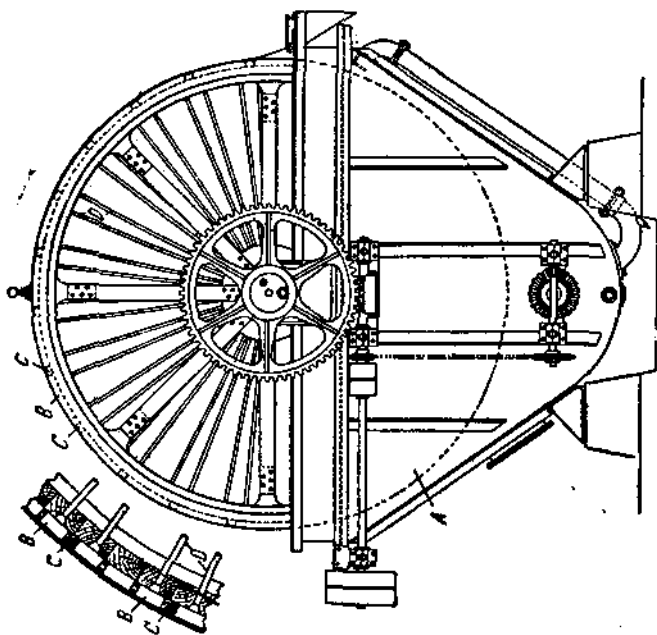


Рис. 211. Вакуум-фильтр Оливера (поперечный разрез).

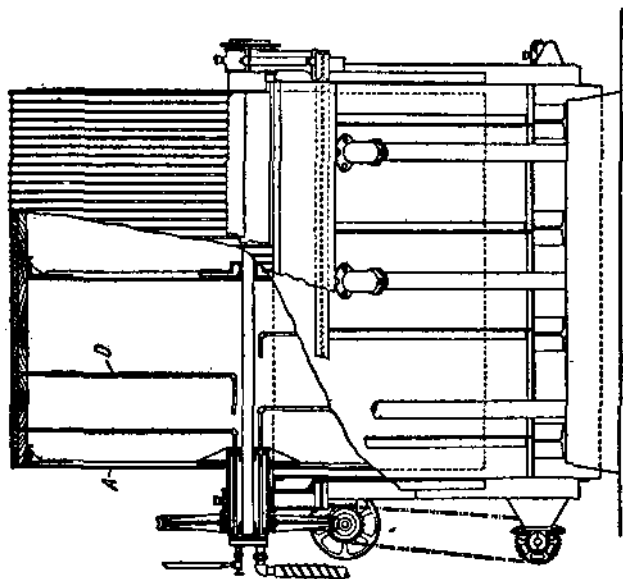


Рис. 210. Вакуум-фильтр Оливера (продольный разрез).

щегося диска находятся против большой щели А, камеры фильтра соединены с вакуум-насосами и жидкость попадает в сборник фильтрата. Щель В соединяет камеры с приемником первых промывных вод, и наконец третья щель С соединяет камеры с прием-

никами сильно разбавленных промывных вод. Отверстия *D* и *E* соединяют камеры с трубопроводом сжатого воздуха для осушки осадка и прочистки фильтрующей поверхности.

Толщина слоя осадка в непрерывно действующих фильтрах Оливера поддерживается в пределах 2—4 см, а иногда при трудной фильтруемых осадках толщина слоя достигает всего 5—10 мм. Вообще толщина слоя зависит от числа оборотов барабана, которое практически колеблется в широких пределах от 0,1 до 1½ об/мин. Влажность получающегося осадка редко достигается ниже 10% и практически чаще составляет 30%.

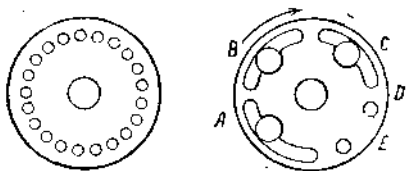


Рис. 212. Схема распределительно-го механизма вакуум-фильтра Оливера.

Внешний вид вакуум-фильтра Оливера представлен на рис. 213, а размеры его приведены в табл. 48.

Таблица 48

Размеры барабанных вакуум-фильтров Оливера

Диаметр мм	Длина мм	Поверхность фильтрации м²	Диаметр мм	Длина мм	Поверхность фильтрации м²
915	150	0,372	1 830	915	5,115
915	305	0,837	1 830	1 830	10,230
915	610	1,674	1 830	2 745	15,345
915	1 220	3,348	2 440	2 440	18,600
1 220	915	3,441	2 440	3 050	23,250
1 220	1 220	4,650	2 440	3 660	27,900
1 220	1 830	6,975	2 440	4 270	32,550
1 220	2 745	10,230	3 505	3 660	39,900
1 600	1 220	6,45	3 505	4 270	46,500
1 600	1 830	9,300	3 505	4 880	53,475
1 600	1 830	12,09	4 270	4 270	56,730
1 600	3 050	15,345	4 270	4 880	65,100
1 600	3 660	18,600	4 270	5 490	73,470

Схема всей установки для фильтрации при помощи вакуум-фильтра непрерывного действия представлена на рис. 214. Для сбора фильтрата и промывных вод установлены два вертикальных ресивера *A* и *B*, из коих один служит для приема основного фильтрата, а другой — для промывных вод. Ресиверы соединены с барометрическим конденсатором *D*, орошаемым холодной водой и соединенным в свою очередь с воздушным вакуум-насосом. При работе вакуум-насоса во всей системе создается разрежение, вследствие чего фильтрат проходит через фильтрующую перегородку и собирается в ресивере, из которого непрерывно или периодически перекачивается при помощи центробежного насоса *C* на дальнейшую переработку. Чтобы жидкость из ресивера поступала

в насос, последний должен быть установлен с таким расчетом, чтобы расстояние по вертикали от оси насоса до дна ресивера было не меньше 1 м.

Пар и газы от верхней части ресивера отводятся по трубе в конденсатор, в котором разрежение поддерживается при помощи вакуум-насоса. Если насос не успевает отвести всей поступающей в ресивер жидкости, появляется опасность переполнения последнего и возможность попадания фильтрата в конденсатор. Чтобы предупредить это нежелательное явление, наверху вакуум-ресивера ставят автоматический клапан *K*, связанный с поплавком *E*. При поднятии уровня жидкости до определенного предела поднимающийся вместе с жидкостью поплавок открывает клапан, ресивер сообщается с атмосферой и в него поступает воздух, вакуум падает, фильтрация замедляется и насос откачивает избыток жидкости из ресивера; между тем уровень жидкости понижается, поплавок опускается вниз, вслед-

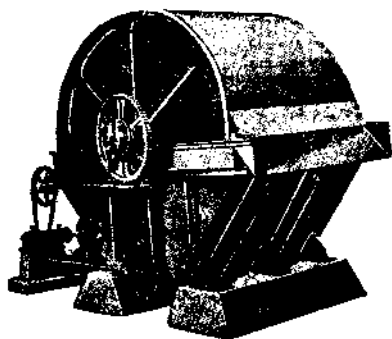


Рис. 213. Общий вид вакуум-фильтра Оливера

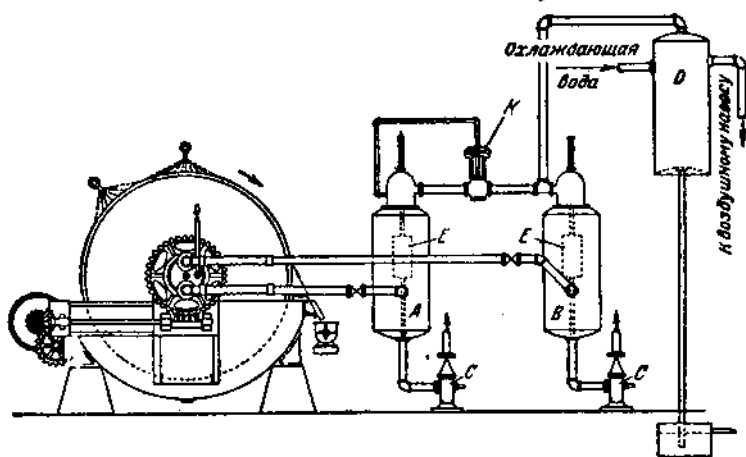


Рис. 214. Схема установки вакуум-фильтра Оливера.

ствие чего ресивер разобщается с атмосферой и соединяется с конденсатором.

Барабанные вакуум-фильтры Вольфа. У нас в СССР из числа непрерывно действующих вакуум-фильтров наиболее широко известны фильтры, изготавливаемые германской фирмой Вольф (R. Wolf, V. G., Magdeburg-Buckau).

По принципу действия фильтр Вольфа мало чем отличается от фильтров Оливера. Он состоит из корыта с механической мешалкой (или без нее) и фильтрующего барабана, вращающегося в горизонтально установленных подшипниках. Барабан снабжен распре-

делительной головкой и приспособлением для непрерывного снятия осадка. Общий вид фильтра Вольфа представлен на рис. 215, барабан со снятой фильтрующей тканью — на рис. 216 и распределительная головка — на рис. 217.

Корыто служит для приема фильтруемой суспензии, на нем же монтированы подшипники барабана и привод. Корыто состоит

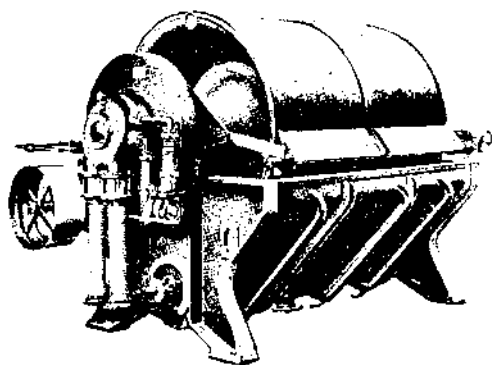


Рис. 215. Общий вид фильтра Вольфа

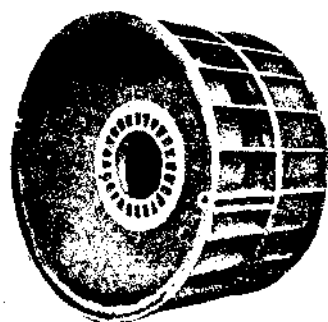


Рис. 216. Барабан фильтра Вольфа.

из двух чугунных стенок с ножками и из средней части, изготовленной из котельного железа и соединенной с боковыми стенками посредством болтов. В целях устранения возможности отставания корыто снабжают приспособлением для перемешивания в виде механической мешалки или воздушного барботера.

Фильтрующий барабан радиальными стенками разделен на множество отдельных воронкообразных ячеек, сообщающихся каналами с лобовой шайбой, к которой примыкает распределительная головка.

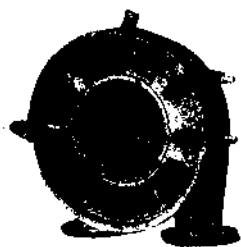


Рис. 217. Распределительная головка фильтра Вольфа.

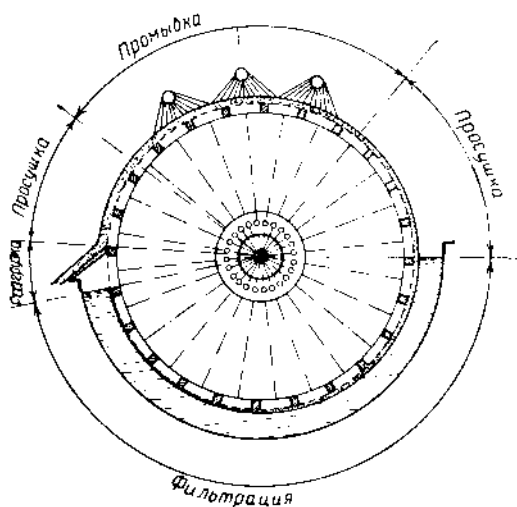


Рис. 218. Схема смены циклов в фильтре Вольфа.

Распределительная головка соединяет ячейки группами, или каждую в отдельности поочередно с подводящими и отводящими трубопроводами. Обычно распределительная головка имеет четыре камеры, из которых две более крупные находятся в соединении с отсасывающим трубопроводом, а две другие — с линией сжатого воздуха или с атмосферой. При вращении барабана каждая из ячеек последовательно сообщается с камерами отсасывания и нагнетания. Таким образом фильтрование, промывка, просушка и снятие осадка происходят непрерывно. Смена циклов на фильтре схематически представлена на рис. 218.

Корпус фильтрующего барабана имеет обшивку из тяжелых листов с щелевидными дырами, поверх которой натягивается фильтрующая ткань или проволочная сетка. Образующийся на поверхности ткани слой осадка снимается стальным скребком. Барабан вращается со скоростью от $1\frac{1}{3}$ до 3 об/мин, причем наи-

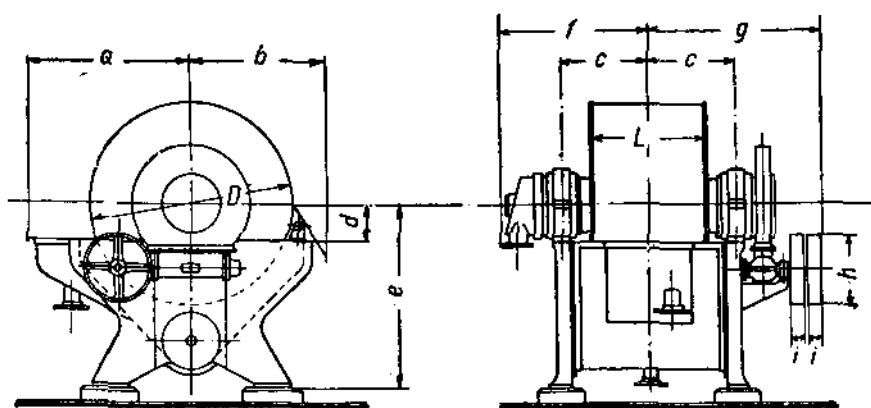


Рис. 219. Размеры фильтра Вольфа.

более выгодное число оборотов для каждого частного случая должно быть установлено опытным путем.

Основные размеры фильтров Вольфа приведены на рис. 219 и в табл. 49.

Таблица 49

Размеры барабанных вакуум-фильтров Вольфа (в мм) (рис. 219)

Тип	D	L	Число рас- пред. головок	a	b	c	d	e	f	g	h	i	Площадь филь- трации в м ²
$1\frac{1}{3}$	1 200	150	1	815	880	250	200	950	575	775	400	80	0,5
$1\frac{1}{2}$	1 400	420	1	1 135	900	475	200	1 250	765	1 150	500	100	1,5
3	1 400	745	1	1 135	900	600	250	1 275	1 125	1 180	500	100	3
4,5	1 400	1 100	1	1 135	900	780	250	1 275	1 335	1 400	500	100	4,5
6	1 400	1 490	2	1 135	900	1 020	250	1 275	1 550	1 625	500	100	6
10	2 500	1 400	1	1 900	1 600	1 100	400	2 000	1 700	2 225	600	175	10
20	2 500	2 800	2	1 900	1 600	2 035	400	2 000	2 800	3 000	600	175	20
32	2 500	4 000	2	1 900	1 600	2 650	400	2 000	3 300	3 675	600	175	

Вся установка вакуум-фильтра Вольфа, так же как и фильтра Оливера, состоит из воздушного насоса, вакуум-ресивера, конденсатора и центробежного насоса. Если высота помещения позволяет установить к ресиверу барометрическую трубу высотой приблизительно 10,5 м, то воздушный вакуум-насос соединяют с ним непосредственно и таким образом нужда в установке конденсатора устраняется. Такая установка требует наличия 4-этажного здания.

Если фильтрат и промывные воды должны собираться отдельно друг от друга, то устанавливают два ресивера. Расход энергии на вращение фильтра от 0,5 до 5 л. с.

Барабанные вакуум-фильтры Дорра. Барабанные непрерывно действующие вакуум-фильтры Оливера и Вольфа имеют тот существенный недостаток, что фильтруемая суспензия находится снаружи барабана, вследствие чего на фильтрующей ткани осаждаются

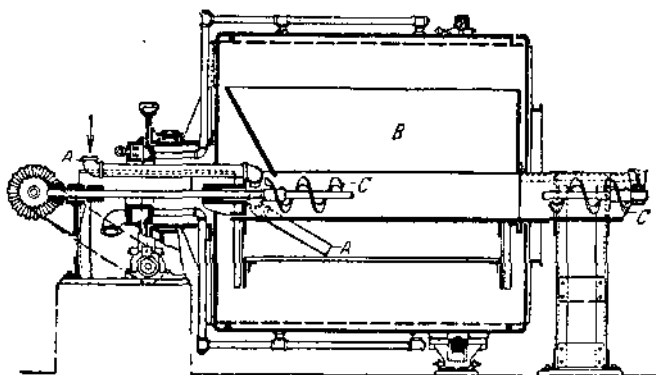


Рис. 220. Фильтр Дорра (продольный разрез).

в первую очередь наиболее мелкие взвешенные частицы, так как крупные, благодаря их большой тяжести, располагаются в нижних слоях жидкости в корыте. Образование первоначального слоя осадка из наиболее мелких частиц затрудняет фильтрацию и уменьшает производительность фильтра.

Для устранения этого недостатка в 1927 г. фирмой Дорра был выпущен вакуум-фильтр непрерывного действия с внутренней фильтрующей поверхностью.

Схема устройства фильтра Дорра представлена на рис. 220 и 221, из которых видно, что в данной конструкции ячейки расположены кольцом по окружности барабана, рабочей стороной, снабженной фильтрующей тканью, во внутрь барабана. Работа фильтра протекает следующим образом: суспензия поступает внутрь барабана и располагается в его нижней части, при этом на фильтрующей поверхности в первую очередь будет осаждаться как более тяжелые наиболее крупные частицы, вследствие чего забивка пор ткани мелкими частицами устраняется.

Смены циклов работы фильтра те же самые, что и в выше рассмотренных конструкциях непрерывно действующих фильтров. Осадок, снимаемый при помощи ножа, падает на помещенный внутри барабана ленточный или шнековый транспортер и таким образом удаляется через открытую торцевую часть барабана.

Горизонтальные ячейковые вакуум-фильтры. В последнее время фирмы Оливера и Вольфа выпускают одновременно с бара-

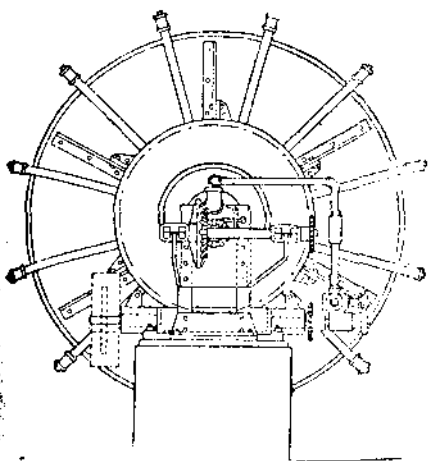


Рис. 221. Вакуум-фильтр Дорра (поперечный разрез).

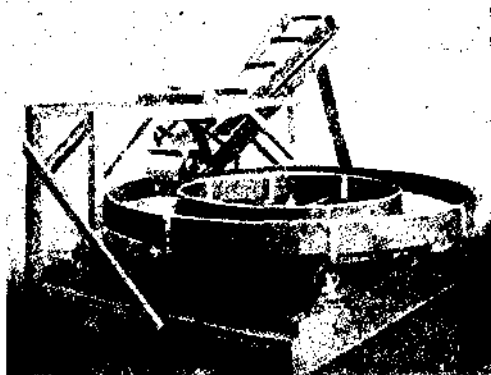


Рис. 222. Горизонтальный ячейковый вакуум-фильтр Оливера.

банными вакуум-фильтрами горизонтальные ячейковые фильтры, у которых барабан вращается вокруг вертикальной оси. По способу действия эти фильтры мало чем отличаются от соответствующих барабанных. Внешний вид горизонтальных ячейковых фильтров представлен на рис. 222 (Оливера) и на рис. 223 (Вольфа).

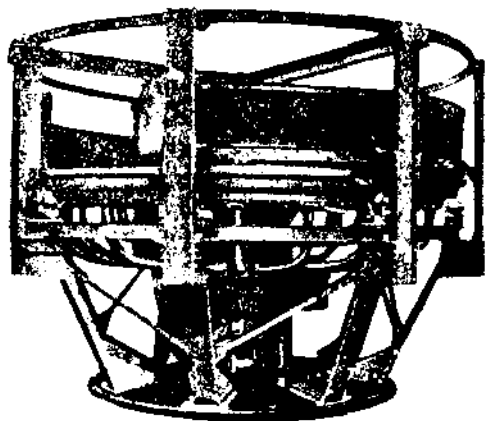


Рис. 223. Горизонтальный ячейковый вакуум-фильтр Вольфа.

Дисковые вакуум-фильтры Вольфа. Фирма Вольфа в последнее время выпускает новый тип вакуум-фильтра — дисковый фильтр, который с успехом применяется в разных отраслях промышленности. Он состоит из отдельных полых дисков, вертикально укрепленных на одном валу, причем присасывание жидкости и отложение осадков происходит с обеих сторон каждого диска. Общий вид

такого фильтра представлен на рис. 224.

Подлежащая фильтрации суспензия подается в корыто, в котором вращаются диски. Вследствие разрежения внутри дисков, достигаемого посредством вакуум-насоса, присоединенного к фильтру по такой же схеме, как и в барабанном фильтре, жидкость прохо-

дит через фильтрующую ткань внутрь дисков и по полуму валу удаляется в приемник-ресивер.

Осадок пристает к фильтрующей поверхности каждого диска в виде слоя, толщина которого зависит от свойств осадка и жидкости. Смена циклов протекает так же, как и в барабанном фильтре.

Основными преимуществами дисковых вакуум-фильтров сравнительно с барабанными по данным фирмы являются: 1) более низкая стоимость их, 2) значительно меньшая площадь для их установки,

3) значительно меньший расход энергии, 4) легкая и быстрая смена фильтрующей ткани, 5) экономный расход фильтрующей ткани, так как при повреждении меняется фильтрующая ткань не всего диска, а только одного сектора, составляющая десятую часть диска, 6) большая поверхность фильтрации.

Расчет фильтров непрерывного действия. Смена отдельных циклов в непрерывно действующих

фильтрах фактически протекает так же, как и в периодически действующих. Здесь также толщина слоя осадка возрастает с течением времени, вследствие чего непрерывно за каждый цикл сопротивление фильтра изменяется от некоторого минимума до величины, максимальной при данных условиях.

За бесконечно малый промежуток времени $d\tau$ приращение сопротивления слоя осадка будет также бесконечно мало и может быть выражено уравнением:

$$dH = \rho dh,$$

где ρ — удельное сопротивление слоя осадка, h — толщина слоя осадка.

Если за время τ минут через 1 м^2 фильтрующей поверхности пройдет фильтрата 1 м^3 , то приращение объема осадка за бесконечно малый промежуток времени выразится:

$$xCd\tau,$$

где C — скорость фильтрации в $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{мин}$, x — объем осадка, проходящий на 1 м^3 фильтрата.

При равномерном распределении осадка по всей фильтрующей поверхности приращение толщины слоя осадка может быть выражено так:

$$dh = xCd\tau, \quad (204)$$

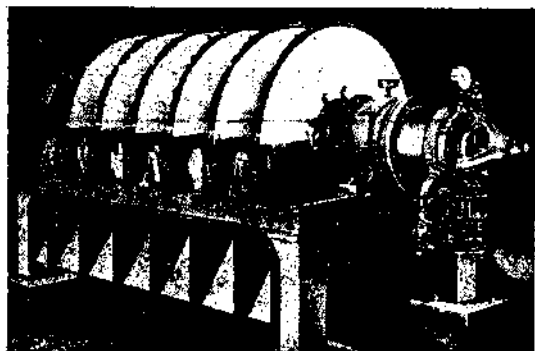


Рис. 224. Дисковый вакуум-фильтр Вольфа.

а приращение сопротивления:

$$dH = \rho dh = \rho x C d\tau. \quad (205)$$

Скорость фильтрации по предыдущему мы можем выразить так:

$$C = \frac{P}{H} \quad (205a)$$

и, подставив ее значение в уравнение (205), найдем для приращения сопротивления второе уравнение

$$dH = \rho x \frac{P}{H} d\tau,$$

или

$$H dH = \rho x P d\tau. \quad (205b)$$

В непрерывно действующих фильтрах давление в течение всего цикла практически остается неизменным и следовательно при заданных условиях фильтрации сопротивление слоя осадка может быть найдено путем интегрирования уравнений (205) и (205b) при постоянном давлении.

Из уравнения (205) имеем:

$$H = \rho x \int C d\tau + a_1, \quad (206)$$

а из уравнения (205b)

$$H^2 = 2\rho x \int P d\tau + a_2, \quad (206a)$$

где a_1 и a_2 — постоянные интегрирования, значение которых найдем из начальных условий фильтрации, т. е. когда $\tau = 0$ и $C d\tau = 0$. При этих условиях

$$H = a_1 = \rho_1 h_1 = R,$$

$$H^2 = a_2 = (\rho_1 h_1)^2 = R^2,$$

где $\rho_1 h_1$ — сопротивление самой фильтрующей перегородки.

Подставляя найденные значения постоянных интегрирования в уравнения (206) и (206a), окончательно для сопротивления фильтра найдем уравнения:

$$H = \rho x C \tau + R \quad (207)$$

и

$$H^2 = 2\rho x P \tau + R^2. \quad (208)$$

Производительность непрерывно действующего фильтра кроме прочих условий зависит от соотношения промежутков времени, затрачиваемых на проведение отдельных циклов.

За один оборот барабана каждая секция его проходит все циклы в порядке последовательности: фильтрация, подсушка, промывка, подсушка, снятие осадка, причем каждый из этих циклов в зависимости от заданных условий для его осуществления требует определенного промежутка времени. Практически в каждый момент времени все секции барабана распределяются таким образом, что в каждом из циклов участвует одновременно какая-то

часть от общего числа секций или, что то же самое, какая-то часть общей фильтрующей поверхности фильтра. Схема распределения секций по отдельным циклам представлена на рис. 218.

Определим продолжительность одного цикла и фильтрующую поверхность непрерывно действующего фильтра.

Обозначим: F_0 — общая фильтрующая поверхность в м^2 , F — фильтрующая поверхность, погруженная в суспензию, в м^2 , q — производительность 1 м^2 поверхности фильтра в м^3 фильтрата в 1 мин., τ_0 — продолжительность одного оборота барабана в минутах, τ — продолжительность цикла фильтрации в минутах, τ_1 — продолжительность промывки в минутах, τ_2 — продолжительность просушки и разгрузки в минутах, V_0 — производительность фильтра в м^3 фильтрата в час, n — число об/мин барабана, z_0 — общее число секций, z_1 — число секций, занятых промывкой, z_2 — число секций, занятых просушкой и разгрузкой, μ — вязкость фильтрата (в любых единицах), μ_1 — вязкость промывных вод (в тех же единицах), P — вакуум в период фильтрации в $\text{кг}/\text{м}^2$, P_1 — вакуум в период промывки в $\text{кг}/\text{м}^2$, h — толщина слоя осадка в м , H — сопротивление слоя осадка при фильтрации, H_1 — сопротивление слоя осадка при промывке.

При постоянном давлении за бесконечно малый промежуток времени через 1 м^2 фильтрующей поверхности пройдет фильтрата

$$dq = C d\tau,$$

а за время τ погружения секции в суспензию производительность 1 м^2 поверхности выразится:

$$q = \int_0^{\tau} C d\tau.$$

Скорость фильтрации C находим из уравнений (205а) и (208). По уравнению (208)

$$H^2 = \left(\frac{P}{C} \right)^2 = 2\rho x P \tau + R^2,$$

откуда

$$C = \frac{P}{\sqrt{2\rho x P \tau + R^2}}.$$

Подставляя это значение C в уравнение производительности q , имеем:

$$q = \int_0^{\tau} \frac{P}{\sqrt{2\rho x P \tau + R^2}} d\tau,$$

или после интегрирования:

$$q = \frac{1}{\rho x} (\sqrt{2\rho x P \tau + R^2} - R). \quad (209)$$

Если величина фильтрующей поверхности, погруженной в суспензию, равна $F = \varphi F_0$, где φ — коэффициент погружения, причем

$$\varphi = \frac{F}{F_0},$$

то производительность фильтра за промежуток времени τ погружения секции в суспензию в м^3 фильтрата выразится так:

$$V = \frac{\tau V_0}{60} = qF = \frac{\varphi F_0}{\rho x} (V \sqrt{2\rho x P \tau + R^2} - R), \quad (210)$$

или

$$V_0 = \frac{60 \varphi F_0}{\rho x \tau} (V \sqrt{2\rho x P \tau + R^2} - R) \text{ м}^3/\text{час}. \quad (211)$$

При заданной производительности общая фильтрующая поверхность фильтра может быть найдена следующим образом.

Общая продолжительность полного цикла, т. е. продолжительность одного полного оборота барабана, выражается:

$$\tau_0 = \tau + \tau_1 + \tau_2.$$

Но отношение продолжительности просушки и разгрузки к общей продолжительности всего цикла может быть выражено как отношение числа секций, занятых под просушкой и разгрузкой, к общему числу секций фильтра, т. е.

$$\frac{\tau_2}{\tau_0} = \frac{z_2}{z_0},$$

откуда находим

$$\tau_2 = \tau_0 \frac{z_2}{z_0}.$$

При промывке слой осадка на фильтре имеет постоянную толщину, вследствие чего сопротивление слоя осадка при промывке (H_1) может изменяться только за счет изменения вязкости промывных вод по сравнению с вязкостью основного фильтрата. Практически можно принять, что

$$\frac{H_1}{H} = \frac{\mu_1}{\mu}$$

или

$$H_1 = H \frac{\mu_1}{\mu} = \rho h \frac{\mu_1}{\mu} + R \frac{\mu_1}{\mu}.$$

Если на промывку расходуют воды $K \text{ м}^3$ на каждый 1 м^3 осадка на фильтре, то количество промывных вод, проходящих через 1 м^2 фильтра, будет:

$$q_1 = K q x,$$

а средняя скорость промывки:

$$C_1 = \frac{q_1}{\tau_1}, \text{ откуда } q_1 = C_1 \tau_1.$$

По уравнению Пуазейля

$$C_1 = \frac{P_1}{H_1}$$

и следовательно

$$Kqx = q_1 = C_1 \tau_1 = \frac{P_1 \tau_1}{H_1} = \frac{P_1 \tau_1}{\rho h \frac{\mu_1}{\mu} + R \frac{\mu_1}{\mu}},$$

откуда

$$\tau_1 = \frac{Kqx \rho h \frac{\mu_1}{\mu} + Kqx R \frac{\mu_1}{\mu}}{P_1}.$$

По предыдущему высота слоя осадка выражается:

$$h = \frac{xV}{F} = xq.$$

Подставляя значение h в уравнение продолжительности промывки, найдем последнюю равной

$$\tau_1 = \frac{Kqx \rho x q \frac{\mu_1}{\mu}}{P_1} + \frac{Kqx R \frac{\mu_1}{\mu}}{P_1}. \quad (212)$$

Обозначая через

$$\alpha = \frac{Kx^2 \rho \frac{\mu_1}{\mu}}{P_1}, \quad (213)$$

$$\beta = \frac{Kx R \frac{\mu_1}{\mu}}{P_1}, \quad (214)$$

окончательно продолжительность промывки выразим так:

$$\tau_1 = \alpha q^2 + \beta q. \quad (215)$$

Общая продолжительность полного цикла будет

$$\tau_0 = \tau + \tau_1 + \tau_2 = \tau + \alpha q^2 + \beta q + \tau_0 \frac{z_2}{z_0}$$

или

$$\tau_0 = \frac{\tau + \alpha q^2 + \beta q}{1 - \frac{z_2}{z_0}}. \quad (216)$$

Степень погружения фильтрующей поверхности в суспензию $\varphi = \frac{F}{F_0}$ может быть выражена отношением продолжительности

цикла фильтрации к продолжительности полного оборота барабана.
т. е.

$$\varphi = \frac{F}{F_0} = \frac{\tau}{\tau_0},$$

откуда общая фильтрующая поверхность будет равна

$$F_0 = F \frac{\tau_0}{\tau}.$$

Но из уравнения (210)

$$F = \frac{V_0 \tau}{60 \cdot q}$$

и следовательно

$$F_0 = \frac{V_0 \tau}{60 q} \cdot \frac{\tau_0}{\tau} = \frac{V_0 \tau_0}{60 q},$$

или, подставляя значение

$$\tau_0 = \frac{\tau + \alpha q^2 + \beta q}{1 - \frac{z_2}{z_0}},$$

имеем:

$$F_0 = \frac{V_0}{1 - \frac{z_2}{z_0}} \left(\frac{\tau}{q} + \alpha q + \beta \right) \cdot \frac{1}{60}. \quad (217)$$

Последнее уравнение и служит для определения общей фильтрующей поверхности непрерывно действующего фильтра при заданных условиях и производительности V_0 м³/час.

Пример 56. Путем лабораторных испытаний при фильтрации суспензии под вакуумом в 245 мм рт. ст. найдено, что удельное сопротивление слоя осадка $\rho = 50 \cdot 10^6$ и что сопротивление фильтрующей ткани $R = 2 \cdot 10^4$. Определить производительность непрерывно действующего вакуум-фильтра с общей фильтрующей поверхностью 20 м² и степенью погружения 0,4 при вращении барабана со скоростью: 1) один оборот в 10 мин., 2) один оборот в 2,5 мин. Объем осадка 0,9 м³ на 1 м³ фильтрата.

Решение. Производительность непрерывно действующего фильтра определяется уравнением:

$$V_0 = \frac{60 \tau F_0}{\rho x \tau} (\sqrt{2 \rho x P \tau + R^2} - R) \text{ м}^3/\text{час}.$$

По условию имеем:

$$\varphi = 0,4; F_0 = 20 \text{ м}^2; x = 0,9; P = \frac{515}{760} \cdot 10,333 \approx 7000 \text{ кг/м}^2.$$

Для первого случая при продолжительности фильтрации $\tau = \varphi \tau_0 = 0,4 \cdot 10 = 4$ мин. имеем:

$$V_0 = \frac{60 \cdot 0,4 \cdot 20}{50 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 4} [\sqrt{2 \cdot 50 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 7000 \cdot 4 + (2 \cdot 10^4)^2} - 2 \cdot 10^4] \approx 4,15 \text{ м}^3/\text{час}$$

Для второго случая при $\tau = 0,4 \cdot 2,5 = 1$ мин.:

$$V = \frac{60 \cdot 0,4 \cdot 20}{50 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 1} [\sqrt{2 \cdot 50 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 7000 \cdot 1 + (2 \cdot 10^4)^2} - 2 \cdot 10^4] \approx 8,3 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Пример 57. Определить общую фильтрующую поверхность непрерывно действующего фильтра Вольфа со степенью погружения 0,35, потребную для фильтрации 5 м³/час фильтрата при вакууме 515 мм рт. ст. и $x = 0,4$.

Из опыта известно, что для данных условий $\rho = 50 \cdot 10^6$ и $R = 2 \cdot 10^5$.

Осадок на фильтре промывается водой в количестве, равном 2 м³ на 1 м³ осадка. Вязкость основного фильтрата 0,6 сантипуаза. Вязкость промывных вод 0,4 сантипуаза. Вакуум при промывке тот же, что и при фильтрации. Фильтр состоит из 24 секций, из которых одновременно участвуют в подсушивании и разгрузке осадка 6 шт. Удельный вес осадка 1,5.

Решение. Принимаем продолжительность цикла фильтрации $\tau = 1$ мин.

По условию имеем: $\varphi = 0,35$ и $P = \frac{515}{760} \cdot 10\,333 \approx 7\,000$ кг/м².

Производительность фильтра на 1 м² фильтрующей поверхности, погруженной в суспензию:

$$q = \frac{1}{\rho x} (\sqrt{2\rho x P \tau + R^2} - R)$$

$$q = \frac{1}{50 \cdot 10^6 \cdot 0,4} [\sqrt{2 \cdot 50 \cdot 10^6 \cdot 0,4 \cdot 7\,000 \cdot 1 + (2 \cdot 10^5)^2} - 2 \cdot 10^5] \approx 0,01825 \text{ м}^3 \text{ филь-}$$

трата на 1 м² фильтрующей поверхности за один цикл фильтрации.

Коэффициент

$$\alpha = \frac{K x^2 \rho \frac{\mu_1}{\mu}}{P_1}$$

По условию: $K = 2$; $x^2 = 0,4^2 = 0,16$; $\frac{\mu_1}{\mu} = \frac{0,4}{0,6}$;

$$P_1 = P \approx 7\,000 \text{ кг/м}^2;$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot 0,4^2 \cdot 50 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,4}{0,6}}{7\,000} \approx 1\,528.$$

Коэффициент

$$\beta = \frac{K x R \frac{\mu_1}{\mu}}{P_1} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,4}{0,6}}{7\,000} \approx 15,2.$$

Продолжительность одного полного оборота фильтра

$$\tau_0 = \frac{1 + 1528 \cdot (0,01825)^2 + 15,2 \cdot 0,01825}{1 - \frac{6}{24}} \approx 2,38 \text{ мин.}$$

Общая фильтрующая поверхность фильтра

$$F_0 = \frac{V_0 \tau_0}{60 q} = \frac{5 \cdot 2,38}{60 \cdot 0,01825} \approx 10,7 \text{ м}^2.$$

С. Центрофугирование

43. Конструкции центрофуг

С целью повышения давления и ускорения процесса разделения жидких неоднородных систем в технике широко пользуются методом центрофугирования, основанным на применении центробежной силы.

Аппараты, работающие на принципе использования центробежной силы для целей обработки жидких неоднородных систем, носят общее название центрофуг.

Первые практические результаты применения центробежной силы в области отделения твердых веществ от жидкостей, а также и в области разделения жидкостей различных удельных весов относятся только к середине XIX в.: в 1849 г. Seyrig построил первую центрофугу для обезвоживания кристаллов.

К концу прошлого века метод обработки жидких смесей посредством центрофугирования распространился на все отрасли, где приходится сталкиваться с необходимостью отделения жидкостей от твердых осадков.

Одновременно с применением центробежных аппаратов для целей обработки твердых осадков началось развитие центрофуг и для непрерывного процесса разделения эмульсий, причем впервые такие центрофуги, или сепараторы, были применены для выделения сливок из молока.

В настоящее время методом центрофугирования широко пользуются при обработке как суспензий, так и эмульсий во всех областях химической техники, и число типов и конструкций центрофуг весьма велико.

По роду действия центрофуги разделяются на две группы: аппараты одной группы (собственно центрофуги) служат для уменьшения степени влажности твердых материалов, т. е. для отделения жидкостей от твердых тел; аппараты другой группы (сепараторы) предназначаются для разделения жидкостей различного удельного веса.

Основной частью центрофуги является барабан (с отверстиями или без них), вращающийся с большой скоростью на вертикальном или горизонтальном валу. Принцип действия центрофуги заключается в том, что материал, загруженный в быстро вращающийся барабан, располагается вследствие действия центробежной силы концентрическими слоями по внутренней поверхности барабана.

Если стенки барабана снабжены отверстиями, а обрабатываемый материал представляет собою неоднородную смесь твердого вещества с жидкостью, то последняя пройдет сквозь отверстия, а твердые частицы осядут на внутренней поверхности барабана. Если стенки барабана сплошные, то материал располагается по удельному весу, причем непосредственно у стенок образуется пояс с большим удельным весом.

В зависимости от устройства барабана различают: 1) центрофуги с продырявленными стенками барабана; 2) центрофуги с цельным барабаном и 3) центрофуги фильтрующие, у которых стенки барабана представляют фильтр.

В зависимости от способа действия различают центрофуги: 1) периодического действия, 2) полунепрерывного действия и 3) непрерывного действия.

Периодически действующие центрофуги. Работа центрофуги периодического действия складывается из следующих периодов: 1) пуска центрофуги в ход, 2) вращения барабана с постоянной скоростью, вследствие которого протекает процесс разделения неоднородной смеси, 3) остановки центрофуги и 4) опорожнения барабана, т. е. разгрузки его.

В зависимости от метода разгрузки барабана различают центрофуги: 1) с верхней выгрузкой и 2) с нижней выгрузкой.

Способ разгрузки барабана центрофуги обуславливается характером осадков. Для материалов волокнистых почти исключительно применяют центрофуги с верхней выгрузкой, в то время как для материалов зернистых и мелкораздробленных предпочитают нижнюю выгрузку.

В зависимости от способа установки различают центрофуги: 1) стоячие и 2) подвешенные, причем как те, так и другие могут быть как с верхней, так и с нижней выгрузкой материала.

Центрофуги периодического действия имеют вертикальное расположение барабана, причем вал вращается в двух подшипниках, из которых нижний подшипник монтируется в качающейся втулке. Так как при вращении вала возможны его колебания, то для восприятия последних снабжают центрофугу буферами и пружинами.

Во избежание разбрызгивания выделяющейся жидкости и с целью более удобного ее собирания барабан окружается кожухом (рубашкой), служащей также предохранительным средством против возможного разрыва барабана.

Барабан центрофуги приводится в действие посредством ременной передачи при помощи шкива, укрепленного в нижней части вала. При помощи барабана под воздействием центробежной силы жидкость проталкивается через ситчатую стенку барабана, собирается в кольцевом пространстве между наружным кожухом и барабаном и удаляется в трубопровод.

Для облегчения остановки центрофуги, а также на случай неравномерного распределения обрабатываемого материала, что вызывает чрезмерно сильные, а потому небезопасные колебания барабана, центрофугу снабжают тормозом.

На рис. 225 представлена схема стоячей центрофуги, изготовляемой известной немецкой фирмой Гаубольд (Haubold A. G., Chemnitz), с верхней разгрузкой материала и с приводом от трансмиссии. Основные установочные размеры таких центрофуг приведены в табл. 50.

Таблица 50

Основные размеры стоячих центрофуг Гаубольда с верхней выгрузкой
(рис. 225)

Диаметр барабана в мм	Размеры в мм							
	a	b	c	d	e	f	g	h
700	500	350	1 040	900	175	1 700	220	100
850	650	400	1 135	1 050	250	1 700	260	100
1000	700	400	1 200	1 200	280	2 000	260	100
1200	850	400	1 300	1 400	360	2 000	350	175
1500	1 100	400	1 520	1 850	500	2 200	350	175

В центрофугах с верхней выгрузкой отжатый материал после останова центрофуги выбирается из барабана вручную через верхнее отверстие. Такая выгрузка представляется не вполне удобной и крайне нежелательной в тех случаях, когда обрабатываемые материалы вредно действуют на человеческий организм. Вслед-

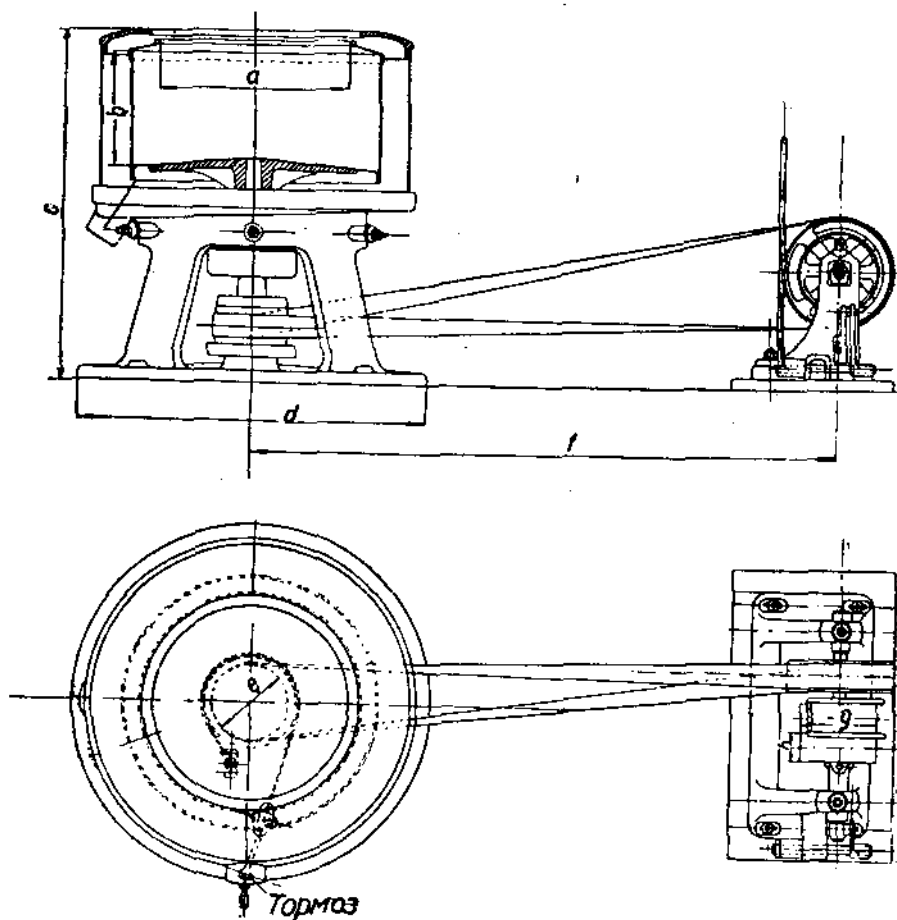


Рис. 225. Стоячая центрофуга Гаубольда с верхней выгрузкой.

ствие этого предпочитают пользоваться центрофугами с нижней выгрузкой. В этом случае барабан центрофуги снабжают нижним отверстием, которое окружает вал и может закрываться во время работы диском или колпаком.

Для выгрузки барабана диск и колпак поднимаются кверху и материал ссыпается через отверстие в бочки или в транспортирующие приспособления. Схема стоячей центрофуги с нижним опорожнением в исполнении фирмы Гаубольда представлена на рис. 226, где *a* — прикрывающий отверстие диск, приподнимающийся

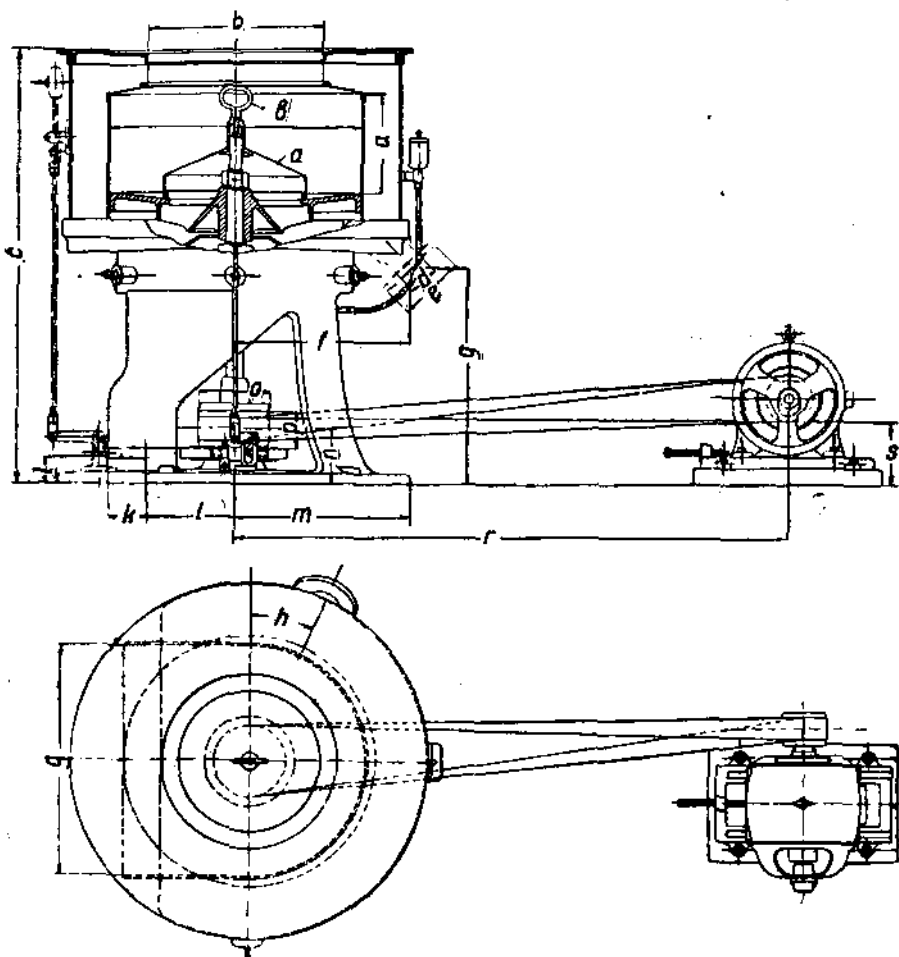


Рис. 226. Стоячая центрифуга Гаубольда с нижней выгрузкой.

Основные размеры стоячих центрифуг
(рис.

Диаметр барабана в мм	Разме								
	a	b	c	d	e	f	g	h	i
600	300	450	1 200	80	200	415	560	25°	100
700	350	500	1 515	100	230	500	765	0°	100
850	400	550	1 610	100	230	580	820	25°	100
1000	400	700	1 740	120	260	700	860	25°	100
1200	400	850	1 900	120	260	800	1 020	0°	100
1500	400	1 100	2 200	200	350	960	1 030	0°	100

во время разгрузки за ручку *б*. Основные размеры таких центрофуг приведены в табл. 51.

Рассмотренные центрофуги приводятся в действие от ременной передачи, что не всегда удобно, так как центрофуга в этом случае занимает много места. В последнее время предпочитают устанавливать центрофуги, приводимые в действие от электромотора.

На рис. 227 изображена установка двух висячих центрофуг с нижней выгрузкой и с электромоторами на валу, изготовленных той же фирмой Гаубольд. На левой центрофуге виден приподнятый на время разгрузки колпак, обычно прикрывающий разгрузочное отверстие.

Химические заводы предпочитают пользоваться центрофугами с висячими барабанами, более удобными для обслуживания вследствие их небольшой высоты.

Висячим центрофугам отдается предпочтение и потому еще, что подвешенный на валу барабан, даже при неравномерной нагрузке, скорее и лучше центрируется (самобалансируется), чем при барабане с нижней опорой. В таких центрофугах вал, жестко скрепленный с барабаном, подвешен к станине при помощи нескольких шарикоподшипников. В этом случае валы должны изготавливаться из материала более прочного, чем для центрофуг с нижней опорой барабана, так как при подвесных барабанах в валу вызываются изгибающие напряжения вследствие сильных его колебаний. Соединение вала с дном барабана осуществляется при помощи чугунного кольца в виде колеса, так что выгрузка барабана осуществляется между спицами колеса. Во время загрузки центрофуги рекомендуется замедлить движение барабана для того, чтобы



Рис. 227. Висячие центрофуги Гаубольда с нижней выгрузкой и индивидуальными приводами.

Таблица 51

Гаубольда с нижней выгрузкой

226)

Р а з м е р ы в м м									
<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	
100	230	450	145	150	80	600	1 500	170	
125	250	550	160	175	100	680	1 700	185	
150	300	600	190	250	120	780	1 700	215	
150	350	700	220	250	140	920	2 000	245	
150	450	800	235	360	140	1 100	2 000	260	
150	550	925	280	500	180	1 300	2 200	305	

достигнуть более равномерного и свободного распределения материала, что способствует более быстрому отделению жидкости. Схема устройства центрофуги с подвешенным барабаном представлена на рис. 228.

В тех случаях, когда твердые осадки обрабатываемого материала так мелки, что проходят через любой фильтр, необходимо при-

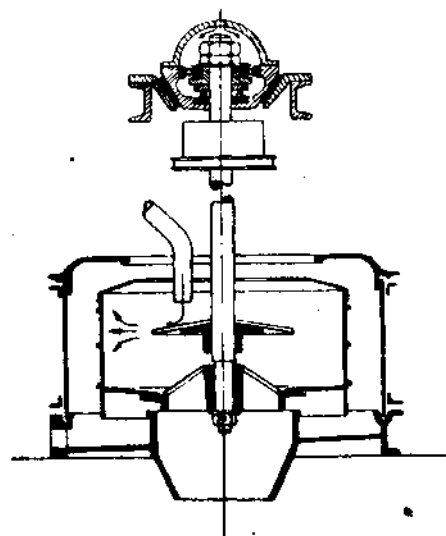


Рис. 228. Схема устройства центрофуги с подвешенным барабаном.

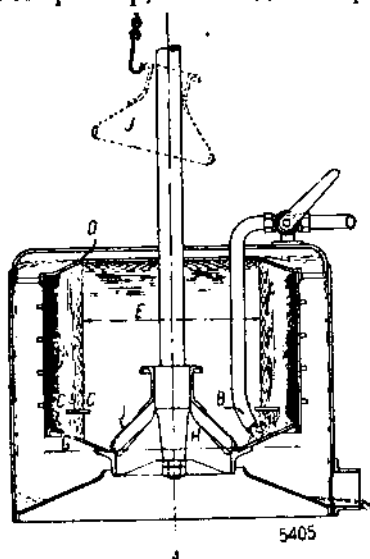


Рис. 229. Отстойная центрофуга.

менять для центрофугирования лишь „отстойные“ центрофуги, т. е. без дырчатых барабанов. Схема устройства такой центрофуги представлена на рис. 229.

При вращении барабана твердые взвешенные частицы дей-

Общие данные о полунепрерывно

Размеры подвижного барабана в мм	Число оборотов барабана в мин.	Нагрузка в кг	Кольцо наполнения		Расход энергии		Размеры шкива мм
			содержимое в л	толщина в мм	при пуске л. с.	при работе л. с.	
900 × 400	800	140	95	80	8	1,5	250 × 100
1200 × 400	600	250	157	120	12	2,5	400 × 140
1500 × 400	550	350	250	150	18	4	500 × 150
2000 × 500	500	600	540	00	35	8	600 × 200
2500 × 750	400	1200	1270	255	60	10	800 × 250

ствием центробежной силы прижимаются к его стенкам, а жидкость через верх барабана переливается в пространство между стенками кожуха и барабана и удаляется в трубопровод. По мере накопления осадка центрофугу останавливают и разгружают через нижнее отверстие барабана. Такие центрофуги применяются при выделении крахмала из крахмального молока. В случае разделения сильно разбавленных и тонких суспензий пользуются центрофугами высокой скорости типа аппарата Лавала и Шарплесс, о которых мы скажем несколько позже.

Полунепрерывно действующие центрофуги. Стремление сделать процесс центрофугирования непрерывным привело прежде всего к осуществлению центрофуг полунепрерывного действия, работающих автоматически. В них, так же как и в периодически действующих центрофугах, работа складывается из отдельных, последовательно чередующихся циклов загрузки, отжима и разгрузки, но все эти операции осуществляются автоматически при помощи специальных распределительных приспособлений.

Подлежащая разложению суспензия загружается в центрофугу из напорного резервуара с механическим перемешиванием по трубопроводу или винтовому транспортеру при половинной скорости вращения барабана. После равномерного распределения материала в центрофуге барабану автоматически придается полная скорость вращения, вследствие чего и протекает процесс отделения жидкости. По окончании центрофугирования привод выключается и скребок автоматически выталкивает отложившийся на стенках осадок по направлению к разгрузочному отверстию. По окончании разгрузки снова автоматически включается привод, открывается кран на трубопроводе, подающем суспензию, и происходит наполнение центрофуги и т. д.

Центрофуги полунепрерывного действия отличаются от периодически действующих своей высокой производительностью и чаще всего выполняются с горизонтальным расположением барабана.

Таблица 52

действующих центрофугах Гаубольда

Полная высота в мм	Занимаемая площадь в мм ²	Занимаемая площадь с автоматом в мм ²	Вес центрофуги с автоматом в кг	Вес без автомата в кг	Количество за- грузок в час	Производи- тельность в л/час
1320	1 300 × 1 700	—	—	—	10	850
1700	1 700 × 1 800	—	3 500	2 460	8	1 280
1950	1 900 × 2 000	1 900 × 3 800	4 300	3 900	6	1 800
2500	2 100 × 2 700	2 700 × 4 000	7 900	6 500	4	2 400
3100	3 200 × 4 600	3 200 × 6 600	1 500	13 500	3	3 000

На рис. 230 изображена схема и на рис. 231 — общий вид центрофуги полунепрерывного действия, изготовляемой фирмой Гаубольд. На схеме рис. 230 положение *a* соответствует моменту загрузки барабана при половинной скорости вращения его, положение *b*

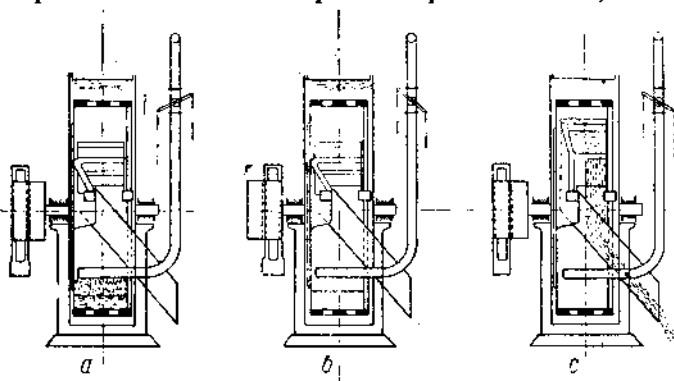


Рис. 230. Схема устройства центрофуги полунепрерывного действия.

соответствует моменту центрофугирования и, наконец, положение *c* соответствует моменту опоражнивания. Основные данные, характеризующие центрофуги Гаубольда полунепрерывного действия, приведены в табл. 52.

В центрофугах полунепрерывного действия возможно производить также и промывку осадка. После промывки открывается клапан, через который и удаляется оставшаяся в барабане жидкость, а скребки очищают барабан от осадка.

Непрерывно действующие центрофуги. Существенным недостатком периодически и полунепрерывно действующих центрофуг является необхо-

димость останавливать их для разгрузки отжатого материала и нового наполнения. При этом теряется не только время, но и создается излишний расход энергии на разгон барабана и доведение его до полного числа оборотов, накопленная же барабаном живая сила непроизводительно теряется во время торможения. Кроме того в период пуска и торможения фактически центрофугирование не имеет места, что ведет к уменьшению производительности центрофуги.

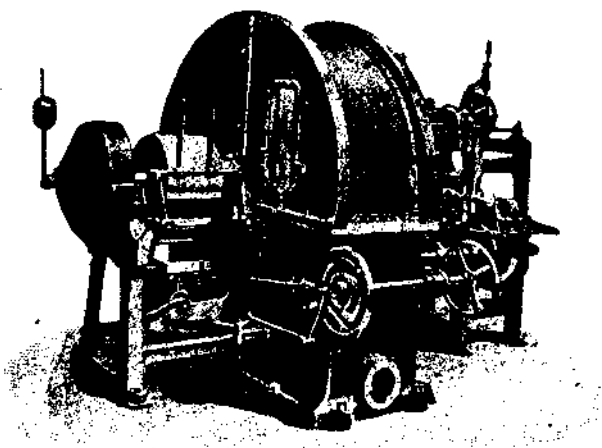


Рис. 231. Общий вид центрофуги полунепрерывного действия.

Все эти недостатки устраняются при применении непрерывного процесса центрифугирования. Наиболее удачное разрешение задачи непрерывного центрифугирования осуществлено в центрифуге „Тер-Меер“, выполняемой фирмой Моффей (L. A. Moffei A. G.); у этой центрифуги благодаря полной автоматичности и непрерывному вращению барабана все операции происходят на полном ходу. Кроме сбережения энергии и увеличения производительности в этом случае получается еще одно преимущество: работа центрифуги не зависит от внимательности или произвола обслуживающего персонала и качество конечного продукта получается совершенно однородное.

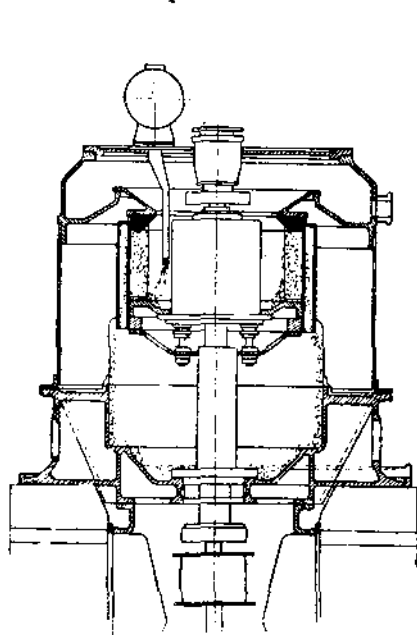


Рис. 232. Непрерывно действующая центрифуга „Тер-Меер“ во время центрифугирования.

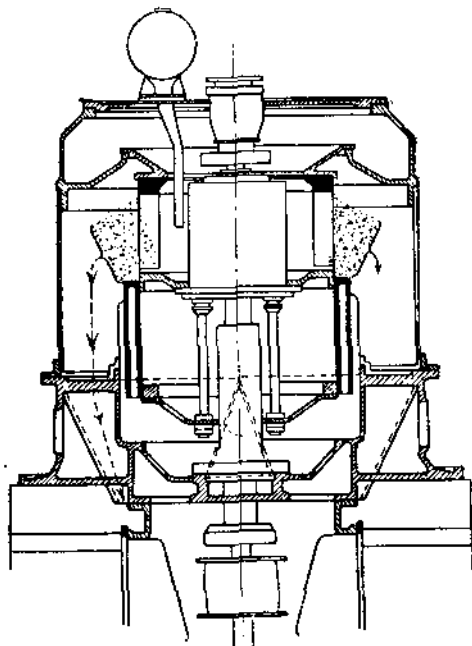


Рис. 233. Непрерывно действующая центрифуга „Тер-Меер“ во время разгрузки осадка.

Выполняются центрифуги „Тер-Меер“ двух типов: с вертикальным и горизонтальным расположением барабана.

На рис. 232 и 233 представлен разрез вертикальной центрифуги „Тер-Меер“ в два различных периода ее работы: во время наполнения барабана и во время опоражнивания.

Как видно из рисунков, мы имеем здесь центрифугу с нижней опорой и с барабаном, снабженным ситом, т. е. центрифугу фильтрующего действия, пригодную для отжимки материалов зернисто-кристаллического строения, которые, отлагаясь слоем на сите, допускают проход через них жидкости. Наружная стенка барабана сплошная; пройдя через сито, фильтрат ударяется об эту стенку и стекает по ней вниз в специальный жолоб, из которого отводится наружу. Вся центрифуга заключена в кожух.

Особенностью конструкции этой центрофуги является то, что обечайка барабана имеет возвратно-поступательный ход вниз и вверх в осевом направлении. На рис. 232 показан барабан в верхнем положении, при котором имеет место загрузка материала на ходу и одновременное центрофугирование. Затем загрузка прекращается и некоторое время идет дополнительное центрофугирование остатка жидкости и промывка отжатого материала, если она необходима. После этого барабан автоматически опускается вниз под давлением масла, подаваемого специально для этой цели установленным насосом через вал барабана. При опускании барабана кромка нижнего днища его, остающаяся неподвижной, препятствует опусканию осадка вместе со стенками барабана. Осадок, лишенный опоры, под действием силы тяжести выбрасывается вниз в приемный бункер. При этом благодаря специальному зазору в несколько миллиметров на сите остается тонкий слой неснятого материала, который после дальнейшего подъема барабана и начала следующей загрузки служит как бы фильтром, задерживающим проскакивание мелких твердых частиц вместе с фильтратом, и таким образом способствует получению более осветленной жидкости.

Данные, характеризующие эти центрофуги, приведены в табл. 53.

Таблица 53

Общие данные о непрерывно действующих центрофугах „Тер-Меер“

Тип	Диаметр барабана мм	Продолжительность центрофугирования в мин.	Производительность	Расход энергии л. с.
Вертикальн.	1 160	3 $\frac{2}{5}$	2 800—3 800 кг/час сухого материала	16—20
	1 800	4—5	12 000—15 000 кг/час сухого материала	45—50
Горизонтальн.	900	5	6—10 м ³ /час сырого материала	12
	800	5	4—9 м ³ /час сырого материала	16—20

Сепараторы. Разделению в непрерывно действующих центрофугах подвергаются преимущественно эмульсии, не содержащие твердых примесей. Практически высшим пределом содержания твердого вещества в обрабатываемой жидкости при центрофугировании в центрофугах непрерывного действия считают 2%, более богатые примесями жидкости рациональнее разделять другими методами.

Для разделения эмульсий, т. е. неоднородных смесей двух взаимно нерастворимых жидкостей различного удельного веса, применяют такие центрофуги, барабан которых имеет сплошные стенки и снабжен разделяющей перегородкой, при наличии которой каждая из жидкостей собирается и отводится отдельно. Такие центрофуги называют сепараторами.

В сепараторах, если мы проведем аналогию с центрофугами, роль твердой среды играет дисперсная фаза, а роль жидкости — дисперсионная среда. Под влиянием центробежной силы взвешенные частицы (дисперсная фаза) приобретают большие ускорения и движутся к периферии, если удельный вес дисперсной фазы больше удельного веса дисперсионной среды и, наоборот, от периферии к центру, если удельный вес дисперсной фазы меньше удельного веса дисперсионной среды.

И в том и в другом случае образуются два отдельных слоя жидкостей, подводя к которым трубопроводы, можно непрерывно отбирать каждый слой отдельно.

Первые промышленные центрофуги для разделения тонких эмульсий с числом оборотов 3000—6000 в мин. были построены шведским инженером де-Лавалем, известным изобретателем паровой турбины. После изобретения де-Лавала разделение эмульсий при помощи центробежных аппаратов широко проникло во все отрасли техники вплоть до массовой обработки нефтяных продуктов. В настоящее время американская фирма Шарплс изготавливает центрофуги с огромным числом оборотов (до 40000 об/мин), названные сверхцентрофугами, или суперцентрофугами.

Схема работы простейшего сепаратора представлена на рис. 234. Здесь подлежащая разложению эмульсия подается непрерывно по трубе *C* в нижнюю часть барабана. За счет центробежной силы более тяжелая жидкость образует слой *M*, непосредственно прилегающий к стенке барабана, а с внутренней стороны к этому слою прилегает слой *H* жидкости с меньшим удельным весом. В верхней части барабана расположена горизонтально кольцевая перегородка, которая препятствует смещению жидкостей при их отводе из барабана. Слой тяжелой жидкости отводится по верхней трубе *L*, а легкой — по нижней трубе *E*.

Поперечный разрез такого сепаратора, изготовляемого французской фирмой Инетт (Hignett), представлен на рис. 235. По способу укрепления вала он относится к стоячим центрофугам, приводимым в действие от ременной передачи.

Существенное улучшение в конструкцию сепараторов ввел Beschfolsheim, который внутреннее пространство барабана в направлении действия центробежной силы разбил на мелкие слои, устроив ряд конусообразных тарелок, при наличии которых разделение эмульсии протекает в тонких слоях.

Схема устройства барабана с коническими полками представлена на рис. 236. Эмульсия подается в барабан сепаратора по центральной трубе *A* и направляется в самый низ барабана. Благодаря ряду отверстий в конических перегородках жидкость разделяется на тонкие слои между этими перегородками и имеет возможность

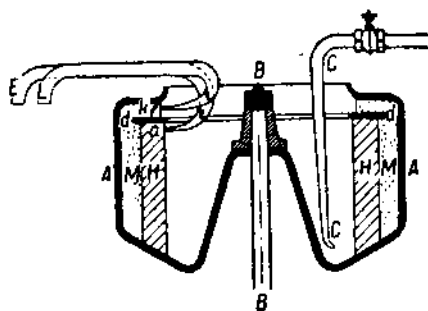


Рис. 234. Схема работы простейшего сепаратора.

подниматься вверх. Во время движения между перегородками происходит центробежное разделение в тонких слоях. Более тяжелая жидкость скользит по каждой полке вниз, собирается обширной полости у периферии барабана и отводится через отверстие *C*.

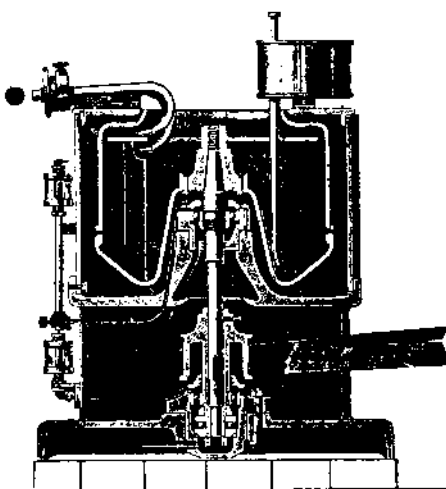


Рис. 235. Сепаратор Иннет.

Легкая жидкость, наоборот, поднимается по перегородкам вверх к центру и выливается через кольцевой канал *B*, расположенный ближе к оси вращения.

Наличие конических перегородок в барабане сепаратора позволяет достичь значительно большей производительности и большей степени разделения. Их делают обыкновенно из металла толщиной 0,5—1 мм. Расстояние между перегородками зависит от свойств веществ, которые подвергаются обработке.

Допустим, как это представлено на рис. 237, мы имеем: α — угол, образованный перегородкой с вер-

тикалью, h , — расстояние между перегородками по вертикали, d — расстояние по горизонтали между перегородками, f — расстояние между перегородками по нормали к их поверхности, s — путь частицы жидкости

$$s = \frac{D}{\sin \alpha}; \quad d = \frac{f}{\cos \alpha}; \quad h = \frac{f}{\sin \alpha}.$$

Путь частицы жидкости s и следовательно время прохождения частиц при постоянной скорости тем больше, чем меньше угол α . Чем меньше угол α , тем, с одной стороны, меньше расстояние d , т. е. тоньше слой в направлении действия центробежной силы, и, с другой стороны, тем больше время центрофугирования, т. е. создаются два условия, благоприятные для разделения жидкой неоднородной системы.

Чем круче поднимается стенка, тем больше высота h , а следовательно и полная высота перегородки H и высота барабана.

Это явление с конструктивной точки зрения нежелательно, но отчасти компенсируется большой продуктивностью и позволяет уменьшить число перегородок.

При определении угла наклона α необходимо иметь в виду угол нормального откоса перерабатываемого продукта, который колеблется в пределах 30—40°.

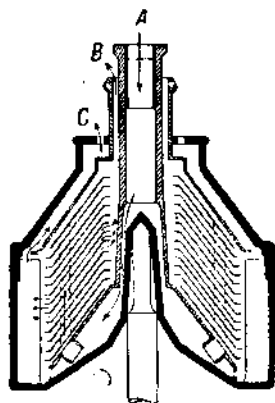


Рис. 236. Барабан сепаратора с коническими полками.

Сверхцентрофуга Шарплъс. С целью увеличения центробежного ускорения в центрофугах можно увеличивать либо диаметр барабана, либо число оборотов. Как увидим ниже, ускорение возрастает пропорционально диаметру барабана, и следовательно можно достичь больших ускорений при малых диаметрах за счет развития числа оборотов. Этот путь наиболее правильный, так как при малом диаметре барабана легче обеспечить прочность стенок последнего.

Американская фирма Шарплъс изготовляет сверхцентрофуги скоростью от 17 000 до 40 000 об/мин; при этом ускорение центробежной силы выражается величиной, в 13 200—17 000 раз превосходящей силу тяжести.

По своей конструкции сверхцентрофуга Шарплъс представляет собой узкий и длинный цилиндр, подвешенный вертикально в своей верхней части к гибкой оси. Размеры цилиндра: длина 920 мм, диаметр 115 мм. Поперечный разрез сверхцентрофуги Шарплъс представлен на рис. 238.

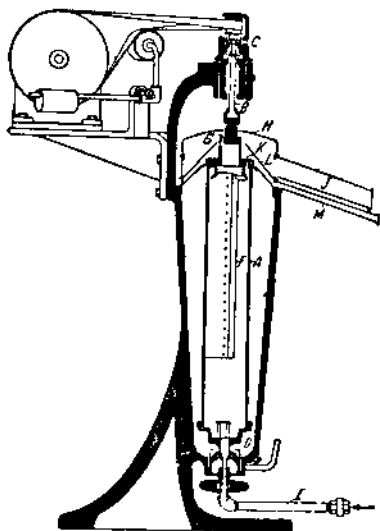


Рис. 238. Центрофуга Шарплъс.

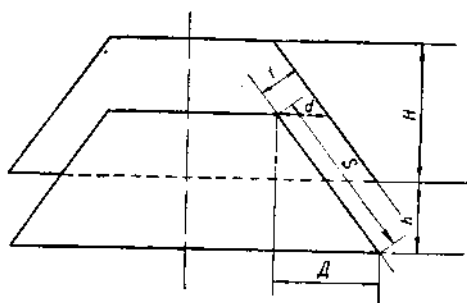


Рис. 237.

При разделении тонких суспензий и мутей жидкости в зависимости от ее вязкости подается самотеком за счет разности уровней или при помощи насоса в барабан через втулку *D* при помощи трубки *E*. Эта трубка для подвода жидкости служит в то же время для предохранения цилиндра от колебаний и отклонений от вертикальной оси.

По мере движения вдоль барабана жидкость распадается на слои сообразно их удельному весу или из нее выделяются твердые частицы, которые находились во взвешенном состоянии. В верхней части барабана помещена перегородка, которая разделяет поднимающийся поток на две части: более тяжелая часть выходит через нижнее отверстие, а более легкая — через верхнее. Такая центрофуга перерабатывает от 100 до 2 000 л в час.

При наличии в обрабатываемой жидкости твердых примесей, отлагающихся на внутренней поверхности барабана, приходится периодически останавливать аппарат для очистки, что делают тогда, когда вес скопившегося осадка достигает приблизительно 7 кг.

При обработке жидкостей, не смешивающихся с водой и включающих в себе твердые частицы, является возможным организовать

процесс в полном смысле непрерывно. Для этой цели в барабан центрофуги вводят одновременно с более легкой жидкостью воду, которая, располагаясь слоем у внутренней поверхности барабана, переносит твердые взвешенные частицы к выводному отверстию и выводит их из барабана.

Данные о размерах и производительности сверхцентрофуг Шарплъс приведены в табл. 54.

44. Основания расчета центрофуг

Величина центробежной силы. Если какое-либо тело вращается вокруг оси, то на него будет действовать сила инерции, возникающая за счет изменения направления движения; эту силу и называют центробежной.

Если обозначить: G —вес вращающегося тела в кг, ω —скорость вращения в м/сек, r —радиус вращения в м, g —ускорение силы тяжести—9,81 м/сек², n —число об/мин, то действующую на вращающееся тело центробежную силу можно выразить:

$$C = \frac{m\omega^2}{r} = \frac{G\omega^2}{gr}.$$

Подставляя в это выражение значение окружной скорости

$$\omega = \frac{2\pi rn}{60},$$

получаем другое выражение центробежной силы:

$$C = \frac{G}{g} \left(\frac{2\pi rn}{60} \right)^2 \frac{1}{r} = \frac{G\pi^2 rn^2}{g900} \text{ кг.}$$

Приняв приближенно величину

$$\pi^2 \approx 9,86,$$

получаем

$$C = \frac{Grn^2}{900} \text{ кг.} \quad (218)$$

Из последней формулы хорошо видно, что увеличение центробежной силы легче достигается увеличением числа оборотов, чем увеличением диаметра барабана, поэтому барабаны с небольшим диаметром, но с большим числом оборотов позволяют развить большую центробежную силу, чем барабаны большого диаметра, но с небольшим числом оборотов.

Если принять вес вращающегося тела G равным 1 кг, а радиус вращения $r = 1$ м, получим значение для центробежной силы

$$C_1 = \frac{n^2}{900}. \quad (218a)$$

Находя по этой формуле значение центробежной силы при различных числах оборотов, будем иметь нижеследующую таблицу (табл. 55).

Значение центробежной силы в зависимости от числа оборотов
при $G = 1$ кг и $r = 1$ м

Число об/мин	Центробеж- ная сила в кг	Число об/мин	Центробеж- ная сила в кг	Число об/мин	Центробеж- ная сила в кг
0	0	900	900	4 000	17 778
50	2,77	1 000	1 111	4 500	22 500
100	11,11	1 200	1 600	5 000	27 778
200	44,4	1 400	2 180	6 000	40 000
300	100	1 600	2 844	7 000	54 500
400	178	1 800	3 600	8 000	71 100
500	278	2 000	4 444	9 000	90 000
600	400	2 500	6 944	10 000	111 111
700	544	3 000	10 000	20 000	444 444
800	711	3 500	13 611	50 000	2 777 778
				100 000	11 111 111

Как видно из таблицы, при помощи центробежной силы можно развить чрезвычайно большие усилия, а именно такой величины, которые при теперешнем состоянии техники используются лишь в незначительной мере.

Скорость центрофугирования. Осаждение твердых частиц в центрофугах аналогично осаждению за счет силы тяжести при обычном отстаивании. В отличие от простого отстаивания на твердую частицу при центрофугировании действуют две силы: сила тяжести частицы и центробежная сила. Пренебрегая на основании данных табл. 55 силой тяжести как ничтожно малой по сравнению с центробежной силой, развиваемой при вращении барабана центрофуги, можно найти скорость осаждения взвешенной частицы по формулам, рассмотренным нами при отстаивании, заменяя в них ускорение силы тяжести ускорением центробежной силы, равным

$$\frac{w^2}{r}.$$

Так как при центрофугировании мы имеем очень значительные ускорения, то вправе считать сопротивление среды, оказываемое движущейся частице, пропорциональным квадрату скорости осаждения и следовательно пользоваться не формулой Стокса, а формулой (165), по которой

$$w_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{dg(\gamma_1 - \gamma_2)}{\zeta \gamma_2}} \text{ м/сек.} \quad (219)$$

Заменяя ускорение силы тяжести g ускорением центробежной силы, скорость осаждения при центрофугировании найдем:

$$w_u = \sqrt{\frac{4d(\gamma_1 - \gamma_2)w^2}{3 \zeta \gamma_2 r}} \text{ м/сек.} \quad (219a)$$

Из последней формулы как следствие вытекает, что:

1) скорость осаждения при центрофугировании тем выше, чем больше разность в удельных весах дисперсной фазы и дисперсионной среды;

2) скорость осаждения при центрофугировании тем выше, чем больше размеры частиц и чем меньше вязкость жидкости (значение ζ); поэтому нагревание ведет к ускорению процесса.

Из уравнений (219) и (219а) отношение скорости осаждения при центрофугировании к скорости свободного осаждения под влиянием только силы тяжести находим равным

$$K = \frac{w_4}{w_0} = \sqrt{\frac{w^2}{gr}} = \sqrt{\frac{4\pi^2 r^2 n^2}{60^2 rg}} = \sqrt{\frac{rn^2}{900}} \quad (220)$$

или

$$K = \frac{n}{30} \sqrt{r}. \quad (221)$$

Сравнивая уравнение (220) с уравнением (218), нетрудно видеть, что отношение скорости осаждения при центрофугировании к скорости свободного осаждения (т. е. величина K) равно корню квадратному из центробежной силы, развиваемой 1 кг вращающегося тела, т. е.

$$K = \sqrt{\frac{rn^2}{900}} = \sqrt{C}. \quad (221a)$$

Поверхность жидкости в барабане. При вращении барабана с жидкостью в нем на последнюю действуют две силы: сила тяжести G и центробежная сила C , вследствие чего свободная поверхность жидкости принимает форму параболоида вращения (рис. 239).

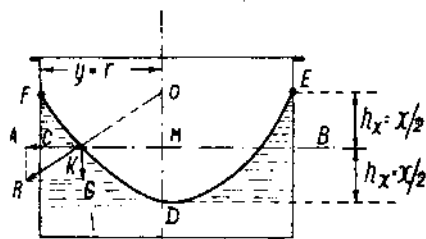


Рис. 239.

Продолжая направление равнодействующей силы R до пересечения с осью барабана в точке O , а направление центробежной силы C до пересечения с осью в точке M , получаем треугольник KOM . Условие равновесия жидкости заключается в том, чтобы свободная поверхность ее в любой точке была нормальна к направлению равнодействующей R .

Эта поверхность, изображенная кривой FDE , характеризуется постоянством отрезка OM для всех точек, лежащих на ней. Это положение следует из подобия треугольников KRG и OMK , из которых мы имеем:

$$\frac{OM}{MK} = \frac{G}{C},$$

MK представляет радиус вращения r' данной точки, откуда следует, что

$$OM = \frac{G}{C} r';$$

но

$$C = \frac{Grn^2}{900},$$

откуда

$$OM = \frac{Gr}{\frac{Grn^2}{900}} = \frac{900}{n^2};$$

т. е. при данном числе оборотов OM есть величина постоянная.

Такое постоянство величины OM характерно для параболы, уравнение которой имеет вид:

$$y^2 = 2px,$$

где p и есть постоянная величина OM .

Подставляя значение

$$p = OM = \frac{900}{n^2} = \left(\frac{30}{n}\right)^2$$

в уравнение параболы, имеем:

$$y^2 = 2 \left(\frac{30}{n}\right)^2 x,$$

откуда

$$x = \frac{1}{2} \left(\frac{ny}{30}\right)^2 = \frac{(ny)^2}{1800}.$$

Если радиус центрофуги r , то $y = r$, а высота поднятия уровня жидкости x равна OD и следовательно величину последней можно определить так:

$$x = \frac{(nr)^2}{1800}. \quad (222)$$

Полная глубина воронки

$$h = x = \frac{(nr)^2}{2 \cdot 900} = \frac{1}{2} \left(\frac{nr}{30}\right)^2 \text{ м.} \quad (223)$$

Формула (222) указывает нам, что даже при самых незначительных числах оборотов барабана уровень жидкости у его стенок поднимается так высоко, что вся масса загружаемого в барабан материала выбросится из него раньше, чем центрофуга дойдет до полного числа оборотов. Поэтому во избежание такого выбрасывания жидкости барабан центрофуги снабжают в верхней части закраиной с таким расчетом, чтобы под ней мог поместиться весь слой жидкости.

Практически при наличии закраин дно центрофуги совершенно обнажается, и форму жидкости у стенок можно считать цилиндрической, а нагрузку на стенки барабана, создаваемую давлением жидкости,—равномерной.

Производительность центрофуг. Обычно производительность центрофуг выражают в кг/час или л/час загружаемого в барабан центрофуги материала или полученного отжатого товара.

Если обозначить: a — содержание влаги в обрабатываемом материале до центрофугирования в процентах, b — содержание влаги в материале после центрофугирования в процентах, G_a — количество сырого материала, поступающего на центрофугирование в кг/час, G_b — количество отжатого материала на центрофуге в кг/час, то на основании материального баланса имеем:

$$G_a(100 - a) = G_b(100 - b),$$

откуда

$$G_a = G_b \frac{100 - b}{100 - a} \text{ кг} \quad (224)$$

и

$$G_b = G_a \frac{100 - a}{100 - b} \text{ кг.} \quad (224a)$$

Если τ — продолжительность одного полного цикла центрофугирования в мин., γ — удельный вес сырого материала в кг/м³, G_1 — вес одной загрузки материала в кг, V_1 — объем одной загрузки материала в м³, то

$$G_1 = \frac{G_a \tau}{60} \text{ кг} \quad (225)$$

и

$$V_1 = \frac{G_1}{\gamma} \text{ м}^3,$$

или

$$V_1 = \frac{G_a \tau}{60 \gamma} \text{ м}^3 \quad (225a)$$

Вообще производительность центрофуги, как это видно из формул (224) и (224a), зависит от заданной конечной влажности материала: чем меньше заданная конечная влажность материала, тем меньшей производительности можно достичь при центрофугировании.

Если подвергнуть действию центробежной силы какое-либо вращающееся влажное тело, то действие центробежной силы будет заставлять жидкость отрываться от тела в виде капель. По мере центрофугирования будут отрываться все новые количества жидкости, но все же в конце концов на поверхности тела останется более или менее тонкая оболочка жидкости, противостоящая вследствие поверхностного натяжения и сцепления действию центробежной силы, причем эта остающаяся оболочка имеет величину поверхности тела. Чем меньше размеры частиц последнего, тем больше его поверхность и тем больше жидкости удерживается на нем при центрофугировании. В табл. 56 дана зависимость между диаметром, объемом и поверхностью шаровидного материала. Определенное весовое количество шариков диаметром 5 мм обладает по сравнению с таким же весовым количеством шариков диаметром в 1 мм поверхностью в 5 раз меньшей, т. е. будет удерживать

на своей поверхности в 5 раз меньше жидкости и таким образом может быть осушено значительно лучше.

Таблица 56

Увеличение поверхности тел при раздроблении

Диаметр шаров мм	Объем одного шара мм ³	Из 1 л материала получается	
		число шаров	общая поверхность этих шаров мм ²
125	100 000	1	0,049088
5	65,4	15 290	1,200886
1	0,523	1 912 045	6,003821
0,1	0,000523	1 912 045 000	60,038213

Отсюда вывод, что чем полнее должна быть удалена из материала влага, тем больше надо стараться сохранить материал при предварительной обработке в крупных кусках. Вообще полное отделение жидкости путем даже очень длительного центрофугирования недостижимо. Практически влажность отжатого на центрофуге материала колеблется в пределах 10—20%.

Путь, который должна пройти жидкость при центрофугировании, тем больше, чем больше толщина слоя осадка на стенке барабана. Как и при фильтрации, увеличение толщины слоя вызывает уменьшение скорости протекания жидкости, и следовательно для ускорения процесса центрофугирования необходима небольшая толщина слоя осадка в барабане; однако при этом в той же пропорции уменьшается наполнение, а следовательно и производительность. Таким образом производительность рабочего периода не улучшается, а так как у центрофуг периодического действия вспомогательные работы (наполнение, разгрузка) требуют времени почти столько же, сколько и рабочий период, то общая пропускная способность центрофуги при работе с тонким слоем уменьшилась бы.

Расход энергии при центрофугировании. Работа центрофуги соответственно расходу энергии распадается на три периода: 1) пуск центрофуги в ход, 2) отжатие влаги при полном числе оборотов и 3) остановка, или торможение центрофуги.

1. Период пуска. При пуске центрофуги в ход приходится преодолеть инерцию массы барабана и загруженного в него материала. Если U — угловая скорость вращения в радианах, T — работа, затрачиваемая на вращение в кгм, то элементарная работа, затраченная на вращение массы dm , получившей скорость w , будет:

$$pT = \frac{dmw^2}{2}$$

или

$$dT = \frac{dm U^2 r^2}{2}.$$

Работа, затраченная на сообщение скорости вращения ω всему телу, будет:

$$T = \int \frac{dm U^2 r^2}{2} = \frac{U^2}{2} \int r^2 dm.$$

Так как произведение массы тела, равной $\sum dm$ на квадрат расстояния (r^2) есть момент инерции (I), то

$$\int r^2 dm = I$$

и

$$T = \frac{U^2}{2} \cdot \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cdot \frac{I}{2} = \frac{\pi^2 n^2 I}{1800}. \quad (226)$$

При пуске центрифуги угловая скорость U сообщается как массе барабана, так и массе загруженного материала.

Обозначим: G_0 — вес барабана в кг, G_1 — вес загруженного материала в кг, V — объем (емкость) барабана в m^3 , R — наружный радиус барабана в м, r_2 — внутренний радиус барабана в м, b — высота барабана в м, r_1 — внутренний радиус слоя жидкости при вращении в барабане в м, $M_0 = \frac{G_0}{g}$ — масса барабана, $M_1 = \frac{G_1}{g}$ — масса жидкости в барабане, U_0 — угловая скорость вращения барабана, U_1 — угловая скорость вращения жидкости, γ_1 — удельный вес в $кг/м^3$ жидкости.

Принимая, что масса барабана сосредоточена на внешней окружности оболочки с радиусом R , работу, необходимую для сообщения барабану скорости U при моменте инерции массы барабана, равном

$$I_0 = M_0 R^2 = \frac{G_0}{g} R^2,$$

находим как:

$$T_1' = \frac{U_0^2}{2} I_0 = \frac{U_0^2 R^2 G_0}{2g}.$$

Но $U_0^2 R^2 = \omega_0^2$ — окружная скорость вращения барабана на внешней поверхности его с радиусом R и

$$T_1' = \frac{\omega_0^2 G_0}{2g} \text{ кгм}. \quad (227)$$

Когда барабан центрифуги достигает нормального числа оборотов, жидкость, находящаяся в нем, практически принимает форму полого цилиндра с радиусами r_2 и r_1 .

Выделим из общего объема жидкости элементарный объем с осью вращения r , равный:

$$2\pi r b dr.$$

Масса этого элементарного объема равна

$$dm = 2\pi b r dr \frac{\gamma_1}{g},$$

а момент инерции

$$dI = dm r^2 = 2\pi b \frac{\gamma_1}{g} r^3 dr.$$

Момент инерции всей массы жидкости, находящейся в барабане

$$I_1 = 2\pi b \frac{\gamma_1}{g} \int_{r_1}^{r_2} r^3 dr,$$

или после интегрирования:

$$I_1 = 2\pi b \frac{\gamma_1}{g} \left(\frac{r_2^4 - r_1^4}{4} \right).$$

Работа, затрачиваемая на приведение этой массы жидкости во вращательное движение с заданной скоростью, выразится так:

$$T_1'' = \frac{U_1^2}{2} I_1 = U_1^2 \frac{\pi b \gamma_1}{4g} (r_2^4 - r_1^4).$$

Практически объем загрузки материала принимают равным 0,5 полного объема барабана центрофуги, и следовательно можно написать равенство:

$$0,5\pi r_2^2 b = \pi b (r_2^2 - r_1^2),$$

откуда

$$r_1 = 0,71 r_2.$$

Подставляя это значение r_1 в выражение работы, имеем:

$$T_1'' = U_1^2 r_2^2 \frac{\pi r_2^2 b \gamma_1 \cdot 0,75}{4g}.$$

Но $\pi r_2^2 b = V$ — полный объем центрофуги в m^3 и $U_1 r_2$ — окружная скорость вращения, равная $\omega_1 = \frac{\pi n r_2}{30}$.

Окончательно работу, затрачиваемую на сообщение массе жидкости заданной скорости, выразим так:

$$T_1'' = \frac{0,75 \omega_1^2 \gamma_1 V}{4g} \text{ кгм.} \quad (228)$$

Как при пуске барабана, так и при вращении его с полной скоростью расходуется некоторая работа на преодоление сопротивлений трения вала в подшипниках и трения стенок барабана о воздух.

Трение вала в подшипниках вызывает расход энергии

$$N_1''' = \frac{f G \omega_0}{75} \text{ л. с.,} \quad (229)$$

где f — коэффициент трения, равный $0,07 \div 0,1$, ω_0 — окружная скорость вращения барабана в m/sec , G — общий вес всех вращающихся частей центрофуги вместе с загруженным в нее материалом в $кг$.

Расход энергии на трение барабана о среду может быть подсчитан по формуле:

$$N_1''' = \frac{\beta}{10^6} D^2 \omega_0^3 \gamma_a \text{ л. с.} \quad (230)$$

где D — внешний диаметр барабана в м , ω_0 — скорость на внешней окружности барабана, γ_a — удельный вес воздуха в кг/м^3 , β — коэффициент сопротивления, в среднем равный 2,3.

Полный расход мощности при продолжительности пуска центрофуги, равной τ минут, будет:

$$N_1 = \frac{T_1' + T_1''}{60 \cdot 75 \cdot \tau} + N_1''' + N_1'''' \quad (231)$$

При определении мощности мотора практически принимают запас в $10 \div 20\%$, определяя ее:

$$N_m = \frac{N_1}{0,9} + \frac{N_1}{0,8} \text{ л. с.} \quad (232)$$

2. Рабочий период. Значение его заключается в том, что за этот период жидкость перемещается в барабане центрофуги от центра к периферии и проталкивается через слой осадка.

Расход энергии на это перемещение и проталкивание жидкости зависит от свойств и характера осадка. Теоретические подсчеты расхода энергии за время второго периода нельзя считать вполне точными, так как сопротивления протеканию жидкости в центрофуге трудно поддаются учету. Практически принимают в среднем расход мощности за рабочий период равным около 30% от пускового.

3. Период остановки. Третий период работы центрофуги состоит в том, что при остановке центрофуги приходится запас живой силы вращения поглощать вредными сопротивлениями в виде специально для этой цели установленных тормозов. Расход энергии за этот период не имеет места.

Напряжение в оболочке барабана центрофуги. Материал барабана центрофуги, который испытывает большие напряжения от центробежной силы при центрофугировании, должен обладать большой прочностью, вследствие чего при конструировании необходимо с большой осторожностью подходить как к выбору его, так и к определению толщины стенок.

Это обстоятельство заставляет нас остановиться на методике механического расчета стенок барабана.

Практически стенки барабана испытывают напряжение от действия сил: 1) центробежной силы, развиваемой при вращении массой самих стенок, 2) центробежной силой, развиваемой при вращении массой материала, загруженного в барабан.

Разберем каждое напряжение отдельно.

Напряжение в оболочке вращающегося барабана, не заполненного жидкостью. Обозначим: r — радиус окружности центра тяжести кольцевого сечения барабана в м , γ_0 — удельный вес материала барабана в кг/м^3 , r_0 — расстояние центра тяжести половины кольцевого сечения

от оси вращения, U — угловая скорость вращения $= \frac{\pi n}{60}$
 n — число об/мин, s — толщина стенки барабана в м, σ_0 — напряжение материала стенки, возникающее при вращении порожнего барабана, в кг/м².

Возникающая при вращении кольца вокруг оси, проходящей через его центр, центробежная сила стремится оторвать полукольцо ADB (рис. 240) от другой половины кольца по линии AB , причем разрывающая сила равняется центробежной силе, развиваемой массой полукольца, и выражается так:

$$C = mr_s U^2.$$

Но

$$m = \frac{G_0}{2g} = \frac{V \gamma_0}{2g} = \frac{\pi R s b \gamma_0}{2g}$$

и

$$C = \frac{\pi r_s R U^2 s b \gamma_0}{2g}.$$

Эту силу должны уравновешивать внутренние силы стенок, равные $2bs\sigma_0$

и следовательно должно иметь место равенство:

$$\frac{\pi r_s R s b \gamma_0 U^2}{2g} = 2bs\sigma_0,$$

откуда

$$\sigma_0 = \frac{\pi r_s R U^2 \gamma_0}{2g},$$

или, так как:

$$R = \frac{2r_s}{\pi} \text{ и } U^2 r_s^2 = w_s^2,$$

то

$$\sigma_0 = \frac{\gamma_0}{g} w_s^2 \text{ кг/м}^2.$$

Выражаем напряжение стенок материала в кг/см², обозначая его через K_0 , и подставляем в формулу значение $g = 9,81$, тогда:

$$K_0 = \frac{\gamma_0 w_s^2}{98100} \text{ кг/см}^2. \quad (233)$$

Из формулы мы видим, что напряжение в стенках порожнего барабана при его вращении зависит только от удельного веса материала стенок и скорости вращения.

Напряжение в оболочке вращающегося барабана от давления, развиваемого жидкостью. Как мы видели выше, при вращении барабана за счет центробежной силы поверхность жидкости принимает форму параболоида вращения, вследствие чего давление материала на стенку барабана по высоте будет неодинаково, и максимальное значение этого давления будет в нижней части барабана.

Рассматривая случай максимального давления материала на стенку, возьмем столб жидкости h_x (рис. 239), вес которого

$$G_1 = \pi r_2^2 h_x \gamma_1.$$

Давление жидкости на половину цилиндра, действующее вследствие наличия центробежной силы, будет:

$$C = m U_1^2 r_s',$$

где r_s' — расстояние центра тяжести полуцилиндра жидкости от оси вращения, равное $\frac{4}{3} \frac{r_2}{\pi}$.

Но

$$m = \frac{G_1}{2g} = \frac{\pi r_2^2 h_x \gamma_1}{2g},$$

и следовательно подставляя значения m и r_s' в выражение центробежной силы, имеем:

$$\begin{aligned} C &= \frac{\pi r_2^2 h_x \gamma_1 U_1^2}{2g} \cdot \frac{4}{3} \frac{r_2}{\pi} = \\ &= \frac{2}{3g} r_2^3 \gamma_1 h_x U_1^2 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Действие центробежной силы должно быть уравновешено сопротивлением стенки, которое выражается так:

$$p = 2s h_x \sigma_1,$$

где σ_1 — напряжение материала стенки на растяжение, вызываемое давлением жидкости, в кг/см^2 .

Условия прочности требуют равенства

$$C = p$$

или

$$\frac{\frac{2}{3} r_2^3 \gamma_1 h_x U_1^2}{g} = 2s h_x \sigma_1,$$

откуда

$$\sigma_1 = \frac{1}{3 \cdot 9,81} \cdot \frac{r_2^3 U_1^2 \gamma_1}{s}.$$

Имея в виду, что

$$r_2^3 U_1^2 = \omega_1^2$$

и переходя к напряжению, выраженному в кг/см^2 , последнее находим равным:

$$K_1 = \frac{r_2 \gamma_1 \omega_1^2}{294300s} \text{ кг/см}^2, \quad (234)$$

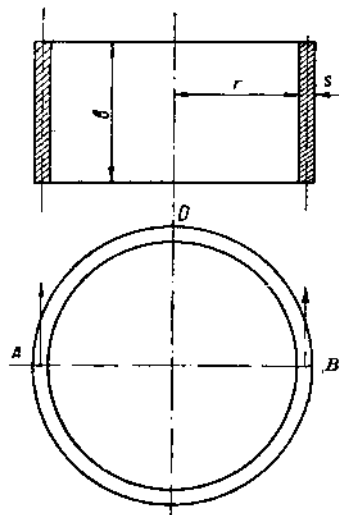


Рис. 240.

где s — толщина стенки в м , r_2 — внутренний радиус барабана в м , γ_1 — удельный вес материала в кг/м^3 , w_1 — окружная скорость на внутренней окружности барабана в м/сек , причем $w_1 = \frac{2\pi r_2 n}{60} \text{ м/сек}$.

Полное напряжение стенки барабана на растяжение равно:

$$K = K_0 + K_1 = \frac{\gamma_0 w_0^2}{98100} + \frac{r_2 \gamma_1 w_1^2}{294300s} \text{ кг/см}^2. \quad (235)$$

Ввиду малой величины s , по сравнению с r_2 в барабанах большого диаметра, можно практически считать

$$w_0 = w_1$$

и тогда

$$K = w_1^2 \left(\frac{\gamma_0}{98100} + \frac{r_2 \gamma_1}{294300s} \right) \text{ кг/см}^2. \quad (235a)$$

или

$$K = \frac{w_1^2 \gamma_0}{98100} + \frac{r_2 \gamma_1 w_1^2}{294300 \cdot s} = K_0 + \frac{w_1^2 r_2 \gamma_1}{294300s},$$

При заданном допускаемом напряжении толщину стенки барабана в м найдем так:

$$s = \frac{r_2 \gamma_1 w_1^2}{294300(K - K_0)} + a, \quad (236)$$

где a — коэффициент, учитывающий ослабление стенок и равный 0,001 — 0,003 м .

Практически принимают значение K в кг/см^2 : для литой стали — 720 — 1680, для литого железа — 540 — 900, для сварочного железа — 540, для красной меди — 500 кг/см^2 .

Пример 58. При помощи периодически действующих центрофуг Гаубольда с нижней выгрузкой, с диаметром барабана 1000 мм , высотой 400 мм и весом 250 кг требуется обработать в течение суток суспензию с содержанием 50% влаги и удельным весом 1300 кг/м^3 . Производительность установки 25 т отжатого с влажностью 8% товара в сутки. Продолжительность одной операции 30 мин.

Определить число центрофуг, толщину стенок барабана из литой стали и мощность мотора к каждой центрофуге при продолжительности пуска 2 мин.

Решение.

1. Число центрофуг

Влажность суспензии $a = 50\%$.

Влажность осадка $b = 8\%$.

Количество обрабатываемой суспензии:

$$G_a = G_b \frac{100 - b}{100 - a} = 25000 \frac{100 - 8}{100 - 50} = 46000 \text{ кг/сутки}.$$

Суточный объем суспензии:

$$\frac{46000}{1300} = 35,2 \text{ м}^3/\text{сутки}.$$

Полный объем барабана центрофуг:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h = \frac{3,14 \cdot 1^3}{4} \cdot 0,4 \approx 0,31 \text{ м}^3.$$

Объем одной загрузки суспензии, принимая степень заполнения равной 0,5:

$$V_1 = 0,31 \cdot 0,5 = 0,155 \text{ м}^3.$$

Вес одной загрузки суспензии:

$$G_1 = 0,155 \cdot 1\,300 \approx 200 \text{ кг.}$$

Число операций в сутки:

$$\frac{46\,000}{200} = 230 \text{ операций.}$$

Число операций, проводимых в сутки на одной центрофуге:

$$\frac{24 \cdot 60}{30} = 48 \text{ операций.}$$

Число центрофуг, которое нужно поставить:

$$\frac{230}{48} = 4,8 \approx 5 \text{ центрофуг.}$$

II. Толщина стенок барабана

Удельный вес стали $\gamma_0 = 7\,860 \text{ кг/м}^3$.

Удельный вес суспензии $\gamma_1 = 1\,300 \text{ кг/м}^3$.

Число оборотов барабана $n = 1\,000 \text{ об/мин.}$

Радиус внутренней поверхности барабана $r_2 = 0,5 \text{ м.}$

Окружная скорость вращения на внутренней поверхности барабана

$$w_1 = \frac{2\pi r_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 1\,000}{30} \approx 52,4 \text{ м/сек.}$$

Принимаем: 1) допускаемое напряжение для стали

$$K = 900 \text{ кг/см}^2,$$

2) коэффициент, учитывающий ослабление стенок

$$a = 0,003 \text{ м,}$$

3) напряжение стенки за счет центробежной силы, развиваемой при вращении порожнего барабана:

$$K_0 = \frac{\gamma_0 \cdot w_0^2}{98\,100} = \frac{7\,860 \cdot 52,4^2}{98\,100} \approx 220 \text{ кг/см}^2.$$

Отсюда толщина стенки:

$$s = \frac{r_2 \gamma_1 w_1^2}{294\,300 (K - K_0)} + a = \frac{0,5 \cdot 1\,300 \cdot 52,4^2}{294\,300 (900 - 220)} + 0,003 \approx 0,012 \text{ м} = 12 \text{ мм.}$$

III. Мощность мотора

Работа, затрачиваемая на вращение порожнего барабана в момент пуска:

$$T_1' = \frac{w_1^2 G_0}{2 \cdot 9,81} = \frac{52,4^2 \cdot 250}{19,62} = 37\,600 \text{ кг.м.}$$

Работа, затрачиваемая на вращение жидкости в барабане в момент пуска:

$$T_1'' = \frac{0,75 w_1^2 \gamma_1 V}{4 \cdot g} = \frac{0,75 \cdot 52,4^2 \cdot 1\,300 \cdot 0,310}{4 \cdot 9,81} = 22\,600 \text{ кг.м.}$$

Коэффициент трения принимаем $f = 0,07$.

Вес барабана с загруженной в него суспензией $G = 250 + 200 = 450 \text{ кг.}$

Диаметр вала 70 мм и его радиус $r_a = 0,035 \text{ м.}$

Окружная скорость вращения вала на наружной окружности

$$w_a = \frac{\pi r_a n}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,035 \cdot 1\,000}{30} \approx 3,66 \text{ м/сек.}$$

Мощность, затрачиваемая на трение

$$N_1''' = \frac{fGw_s}{75} = \frac{0,07 \cdot 450 \cdot 3,66}{75} \approx 1,54 \text{ л. с.}$$

Внешний диаметр барабана

$$D = 1000 + 2s = 1000 + 2 \cdot 12 \approx 1024 \text{ мм} = 1,024 \text{ м.}$$

Удельный вес воздуха при 20°

$$\gamma_s = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Окружная скорость на внешней окружности барабана:

$$w_0 = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,024 \cdot 1000}{60} \approx 53,2 \text{ м/сек.}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения барабана о воздух:

$$N_1''' = \frac{\beta}{10^8} D^2 w_0^3 \gamma_s = \frac{2,3}{10^8} \cdot 1,024^3 \cdot 53,2^3 \cdot 1,2 = 0,435 \text{ л. с.}$$

Полный расход мощности в центрофуге при продолжительности пуска $\tau = 2$ мин.:

$$N_1 = \frac{T_1' + T_1''}{60 \cdot 75 \tau} + N_1''' + N_1'''' = \frac{37\,600 + 22\,600}{60 \cdot 75 \cdot 2} + 1,54 + 0,435 = 8,8 \text{ л. с.}$$

Мощность мотора:

$$N_m = \frac{N_1}{0,9} = \frac{8,8}{0,9} \approx 9,8 \text{ л. с.}$$

Задачи

1. Определить продолжительность отстаивания суспензии, состоящей из воды и взвешенных в ней частиц сульфата кальция размерами 15 μ при температуре 60° С, если резервуар заполнен жидкостью на высоте 1,5 м?
Ответ. 1 час. 36 мин.

2. При опытной фильтрации в лабораторной обстановке при температуре 20° С водной суспензии с удельным весом 1,3, содержащей 7% твердых продуктов найдено:

	Первая серия опытов	Вторая серия опытов
1) Продолжительность фильтрации	4 часа	6 часов
2) Концентрация осадка	60% по весу	40% по весу
3) Удельный вес осадка	1,2	1,5
4) Давление в фильтре	2 ата	Вакуум 650 мм
5) Поверхность фильтрации	0,5 м ²	0,6 м ²

Определить удельное сопротивление осадка и показатель сжимаемости, если в обоих случаях обработке подвергалось 0,2 м³ суспензии?

Ответ. 20 · 10⁴.

3. Скорость фильтрации моногидрата серной кислоты через кислотоупорные плитки при температуре 20° выражается величиной 0,01 м³/м² · мин. Как изменится скорость фильтрации такой же суспензии при температуре 80° С и при всех прочих равных условиях?

Ответ. 0,0158 м³/м² · мин.

4. Камерный фильтрпресс отделяет при постоянном давлении однородный осадок от маточного раствора. Фильтрпресс имеет 50 камер, внутренние размеры которых 700 × 700 × 25 мм. За 5 часов пропускается до полной забивки камер 50 м³ фильтрата. Как удлинится продолжительность работы одного цикла фильтра при введении промывки осадка количеством воды, равным 1/3 объема фильтрата (вязкость маточного раствора и промывных вод одинаковы)?

Ответ. Удлинится в 1,73 раза.

5. Определить количество рамных фильтрпрессов, потребных для фильтрации осадка от маточного раствора с последующей промывкой, если известно:

- 1) удельный вес осадка 0,9,
- 2) количество фильтруемой суспензии 25 м³/сутки,
- 3) удельный вес сухого продукта 1,4,
- 4) удельный вес жидкости 1,05,
- 5) концентрация суспензии 10% по весу,
- 6) влажность осадка 60% по весу,
- 7) средняя скорость фильтрации 0,001 м³/м² · мин,
- 8) внутренние размеры рам фильтрпресса, состоящего из 30 рам $0,71 \times 0,71 \times 0,030$ м,
- 9) осадок промывается 3-кратным по отношению к его объему количеством воды,
- 10) продолжительность сборки и разборки пресса 1 1/2 часа.

Ответ. 12 шт.

6. Определить для тех же условий число и размеры вакуумнута-филтра столшней слоя осадка 250 мм и средней скоростью фильтрации 0,00053 м³/м² · мин.

Ответ. $\approx \frac{47}{F}$, где F — выбираемая поверхность фильтрации нутчи.

7. Суспензия кристаллов углекислого кальция в сахарном сиропе при концентрации 0,05 кг сухого осадка на 1 кг чистой жидкости предварительно доводится путем отстаивания и декантации до концентрации 15 кг на 1 кг чистой жидкости. Шлам после декантации поступает на ф-трацию на непрерывно действующий барабанный вакуумфилтр.

Определить фильтрующую поверхность филтра при следующих ус. а и

- 1) вакуум при фильтрации 650 мм,
- 2) удельное сопротивление слоя осадка $50 \cdot 10^7$ кг/м²,
- 3) сопротивление ткани $0,02 \cdot 10^7$ кг/м²,
- 4) наименьшая толщина слоя осадка 10 мм,
- 5) удельный вес жидкости 1,05 кг/л,
- 6) удельный вес влажного осадка 1,3 кг/л,
- 7) влажность осадка 50%.
- 8) количество жидкости в суспензии до отстаивания 70 м³/час.

Ответ. $\approx 27,5$ м².

8. Определить число центрофуг, толщину стенок барабана и мощность мотора при центрофугировании для следующих условий:

- 1) количество обрабатываемой суспензии 50 т/сутки,
 - 2) влажность шлама до центрофугирования 40% по весу,
 - 3) влажность шлама после центрофугирования 5% по весу,
 - 4) удельный вес жидкой фазы 1,1 удельный вес сухого твердого осадка 1,8,
 - 5) продолжительность одной операции 25 мин.,
 - 6) продолжительность пуска центрофуги 1,5 мин.,
 - 7) размеры центрофуги: диаметр 1200 мм, высота 400 мм, диаметр вала 65 мм, скорость 800 об/мин, вес барабана 275 кг, материал — красная медь.
- Ответ. Число центрофуг 3 шт.; толщина стенки 10 мм, мощность ≈ 6 л. с.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

45. Теория измельчения

Почти во всех отраслях техники при проведении технологических процессов возникают задачи, связанные с уменьшением размеров кусков различных обрабатываемых твердых материалов, как-то: горных пород, руд, топлива, сырья, полуфабрикатов и готовых продуктов. В частности в химической технологии имеется

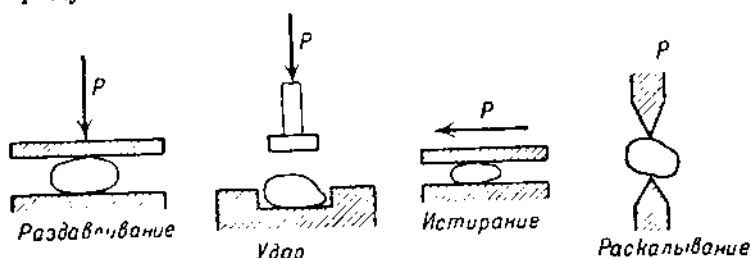


Рис. 241. Схема измельчения при помощи различных усилий.

целый ряд отраслей, где уменьшение размеров кусков обрабатываемых материалов составляет одну из основных операций производства. Примерами таких производств могут служить цементное, суперфосфатное, калийное и др.

Измельчением принято называть процесс уменьшения размеров не крупных кусков, осуществляемый, главным образом, при помощи удара и истирания; процесс же уменьшения размеров более крупных кусков, главным образом сырых материалов, непосредственно на месте их добычи, достигаемый при помощи раздавливания, называют дроблением.

Дробление и измельчение требуют затраты больших количеств механической энергии. Это обстоятельство одновременно с большой распространенностью процессов измельчения и дробления обуславливает тот факт, что они играют чрезвычайно важную роль не только в экономике отдельных производств, но и во всей экономике народного хозяйства страны.

Измельчение принято называть крупным, если оно производится в пределах кусков с поперечником от 1000 до $100 \div 150$ мм, средним или промежуточным — в пределах от 120 до $25 \div 10$ мм, мелким — в пределах от 50 до $10 \div 2$ мм и наконец тонким — в пределах от 2 мм и меньше.

Отношение размера поперечника наиболее крупных кусков до измельчения к поперечнику кусков, полученных после измельчения, называют степенью измельчения.

Обозначая через D — поперечник куска до измельчения в см, d — поперечник куска после измельчения в см, степень измельчения n выразим как

$$n = \frac{D}{d}. \quad (237)$$

Общая степень измельчения характеризует суммарный результат измельчения, выполненного в несколько приемов. За один прием обычно степень измельчения не превосходит:

для крупных и большой твердости кусков	2 ÷ 6
для средних кусков	5 ÷ 10
для мелких кусков	10 ÷ 50
для самых мелких	50 и выше

Измельчение может быть достигнуто за счет различных механических усилий, а именно: раздавливания, раскалывания, истирания и удара. Схема измельчения при помощи различных усилий показана на рис. 241.

Практически в большинстве случаев эти измельчающие усилия встречаются в комбинации одно с другими; например раздавливание с истиранием, удар с раздавливанием и истиранием, а иногда к этим главным усилиям присоединяются побочные — изгибающие и разрывающие усилия.

При выборе характера дробящего усилия, а также и степени измельчения необходимо, как правило, всегда считаться с физическими свойствами измельченного материала и в первую очередь — с его твердостью и величиной кусков.

Для материалов, отличающихся большой твердостью, более эффективными являются удар и раздавливание, для материалов вязких предпочтительнее истирание, для хрупких — раскалывание.

Крупные куски обычно измельчаются раздавливанием, куски средней величины, а также мелкие, — ударом или раздавливанием, тонкие — истиранием, соединенным с ударом и раздавливанием.

Одним из наиболее существенных моментов, характеризующих процесс измельчения, несомненно является количество затрачиваемой энергии. Затраты эти тем больше, чем большей прочностью обладает данный материал.

С теоретической стороны вопрос о затрате энергии на измельчение освещен весьма недостаточно и исследования по этому вопросу не соответствуют тому огромному значению, какое имеет процесс измельчения, и до настоящего времени для многих измельчающих машин мы еще не имеем достаточно полной разработанной методики расчета, а для некоторых и совсем нет никаких теоретических обоснований.

По вопросу определения работы, потребной на измельчение твердых материалов, существуют две теории: теория Риттингера и теория Кика.

Теория Риттингера. Теория Риттингера исходит из следующих положений. Допустим, что требуется измельчить кусок какого-

нибудь материала, причем для упрощения выводов примем, что этот кусок имеет форму куба с длиной ребра, равной единице. При степени измельчения, равной n , длина ребра куба, получающегося в конечном итоге в результате измельчения, соответственно будет выражаться величиной $\frac{1}{n}$.

Процесс измельчения такого кубика мы можем рассматривать как распад его под воздействием тех или иных дробящих усилий по плоскостям, параллельным его граням.

Для того чтобы получить новые кубики с длиной ребра, равной $\frac{1}{2}$, очевидно необходимо, чтобы первоначальный кубик распался

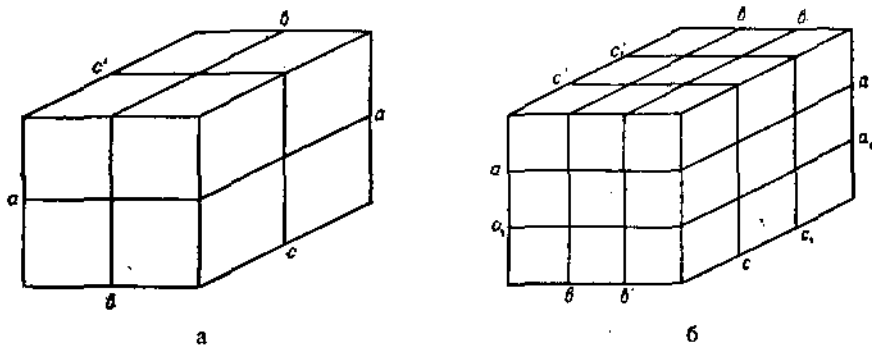


Рис. 242.

по трем плоскостям симметрии aa' , bb' и cc' (рис. 242а), причем будет получено 8 кубиков с длиной ребра, равной $\frac{1}{2}$. Чтобы получить кубики с длиной ребра, равной $\frac{1}{8}$, необходимо, чтобы первоначальный кубик распался по шести плоскостям, параллельным граням aa' , a_1a_1' , bb' , b_1b_1' , cc' и c_1c_1' (рис. 242б); при этом число кубиков с длиной ребра $\frac{1}{8}$ будет равно 27. Чтобы получить кубики с длиной ребра $\frac{1}{4}$, необходимо, чтобы первоначальный кубик распался по девяти плоскостям, параллельным его граням, а число новых кубиков с длиной ребра в $\frac{1}{4}$ будет равно 64 и т. д.

Таблица 56а

Величина и число кусков в зависимости от степени измельчения

Степень измельчения	Размер ребра	Число плоскостей распада	Число кубиков
2	$\frac{1}{2}$	$3 = 3(2 - 1)$	$8 = 2^3$
3	$\frac{1}{3}$	$6 = 3(3 - 1)$	$27 = 3^3$
4	$\frac{1}{4}$	$9 = 3(4 - 1)$	$64 = 4^3$

Напишем ряд, в котором поместим для каждой степени измельчения соответствующее число плоскостей распада первоначального кубика с длиной ребра, равной единице, и число вновь полученных кубиков (табл. 56а).

Из табл. 56а мы видим, что между степенью измельчения, числом плоскостей распада и числом получающихся кубиков существует определенная зависимость, а именно: при степени измельчения, равной n , число плоскостей распада равно $3(n-1)$, а число кубиков $= n^3$, при этом размеры плоскостей распада остаются равными площади грани первоначального кубика.

Если величину работы, которую необходимо затратить для распада первоначального кубика по одной из плоскостей, мы обозначим через A , то при измельчении первоначального кубика по схеме, рассмотренной на стр. 390, до степени измельчения n необходимо будет затратить работу, равную

$$T = 3(n-1)A. \quad (238)$$

При измельчении таким же способом и такого же первоначального кубика со степенью измельчения n' затрата работы выразится величиной

$$T' = 3(n'-1)A.$$

Деля первое равенство на второе, найдем

$$\frac{T}{T'} = \frac{n-1}{n'-1}.$$

Принимая во внимание, что практически значения n и n' сравнительно велики по отношению к единице, в соотношении работ как в числителе, так и в знаменателе единицей можно пренебречь. Тогда отношение работ при двух различных степенях измельчения выразится так

$$\frac{T}{T'} = \frac{n}{n'}, \quad (239)$$

что указывает на то, что работа, затрачиваемая на измельчение, прямо пропорциональна степени измельчения.

Обозначая линейные размеры, т. е. длину ребра вновь полученных кубиков, в первом случае через $\frac{1}{n} = a$ и во втором через $\frac{1}{n'} = b$ и определив из этих выражений

$$n = \frac{1}{a} \text{ и } n' = \frac{1}{b},$$

подставим значения последних в формулу (239). При этом полу-

чаем, что $\frac{T}{T'} = \frac{\frac{1}{a}}{\frac{1}{b}}$ или $\frac{T}{T'} = \frac{b}{a}$, т. е. работа, затрачиваемая на

измельчение, обратно пропорциональна линейным размерам по-

лучаемых при измельчении кусков. Это положение и является основным выводом в теории Риттингера. Оно объясняет тот кажущийся на первый взгляд непонятным факт, что на измельчение какого-нибудь материала в крупные куски энергии расходуют меньше, чем на измельчение того же самого материала, предварительно измельченного, взятого в том же самом количестве, — в муку.

Выведенные Риттингером формулы выражают определенную зависимость затрачиваемой на измельчение работы от степени измельчения, но абсолютной величины работы не дают. Практически конечно более существенное значение имеет численное выражение затрачиваемой работы, которое, пользуясь теорией Риттингера, можно найти только опытным путем.

В формуле $T = 3A(n - 1)$ в правой части равенства при заданной степени измельчения неизвестной величиной является только A — работа, которую надо затратить на распад первоначального кубика по одной плоскости, зависящая исключительно от свойств измельчаемого тела и которая может быть определена только опытным путем.

Из формулы $T = 3A(n - 1)$ мы видим, что величина работы измельчения прямо пропорциональна числу поверхностей распада, а так как от числа поверхностей распада зависит общая поверхность измельченного материала, можно сделать вывод, что степень увеличения общей поверхности частиц измельченного материала может служить непосредственной мерой затрачиваемой работы.

Таким образом если при измельчении общая поверхность увеличилась, допустим, в 2 раза при затрате мощности N л. с., то при увеличении поверхности в 10 раз затрата мощности будет выражаться величиной, равной

$$N_1 = \frac{10}{2} N.$$

Отсюда мы приходим к сравнительно простому методу определения затрачиваемой работы при любой степени измельчения. Для этого необходимо произвести опытное измельчение определенного количества данного материала с той или иной степенью измельчения и измерить затрачиваемую работу при этом, а также измерить поверхность кусков до измельчения и после измельчения. Зная, во сколько раз увеличивается затрата силы при определенном увеличении поверхности кусков, легко подсчитать затрату силы при любом увеличении поверхности кусков того же самого материала.

Простота этого метода, к сожалению, осложняется тем обстоятельством, что та правильная форма кусочков, какие мы предполагаем в наших рассуждениях, в действительности конечно не имеет места, так как куски материала и до измельчения и после измельчения имеют самые разнообразные формы, что и создает большие затруднения в точных измерениях общей поверхности измельченных кусочков.

Очевидно, что общая поверхность измельченного материала при одной и той же степени измельчения и при одном и том же количестве измельченного материала для кусков неправильной формы будет значительно больше, чем для кусков, имеющих правильную

форму куба. По опытам Герзама общая поверхность кусков неправильной формы, проходящих через сита с квадратными отверстиями, будет в $1,2 \div 1,7$ раза больше, чем общая поверхность кубиков правильной формы, имеющих тот же объем и размеры, равные размерам отверстий. По опытам Ройтта при просеивании через сито с квадратными отверстиями средняя поверхность проходящего через сито кусочка была в $4 \div 4,2$ раза больше площади отверстия, что, примерно, соответствует увеличению общей поверхности за счет неправильных форм в тех же пределах, что и в опытах Герзама.

Таким образом работу измельчения по Герзаму мы получим подстановкой в формулу Риттингера поправочного коэффициента $K = 1,2 \div 1,7$. Так, если на измельчение 1 см^3 материала в 8 кубиков с ребром, равным $0,5 \text{ см}$, расходуется работа, равная T , то для измельчения такого же объема того же материала, состоящего из кусочков неправильной формы, проходящих через отверстия в 1 см^2 , в частицы неправильной формы, проходящие через сито с квадратными отверстиями, стороны которых равны $0,5 \text{ см}$, — затрата работы по Герзаму выразится как произведение TK .

Величина K зависит от физических свойств материала и от способа измельчения. Для одного и того же типа измельчающих машин и для одного и того же материала K имеет постоянную величину.

Пользуясь общим положением Риттингера и опытными данными Герзама, можно вывести общую формулу, выражающую количество работы, затрачиваемой на измельчение кусков материала неправильной формы.

Прежде всего, принимая, что A есть работа, затрачиваемая на распад кубика по одной плоскости, площадь которой равна 1 см^2 , то при длине ребра первоначального кубика $D \text{ см}$ работа, затрачиваемая на разделение его по одной плоскости, будет не A , а AD^2 , а работа измельчения при степени измельчения, равной n , теоретически выразится так:

$$T = 3AD^2(n - 1).$$

Допустим, что при измельчении первоначальный кубик с длиной ребра $D \text{ см}$ распадается на n^3 кубиков с длиной ребра $d \text{ см}$; при этом очевидно $n = \frac{D}{d}$. Вводя значение степени измельчения в выражение работы, имеем:

$$T = 3AD^2 \left(\frac{D}{d} - 1 \right).$$

Так как в 1 см^3 материала число кубиков с длиной ребра, равной $D \text{ см}$, будет равно $\frac{1}{D^3}$, то затрачиваемую работу на измельчение 1 см^3 материала можно выразить так:

$$T = 3AD^2 \left(\frac{D}{d} - 1 \right) \cdot \frac{1}{D^3},$$

или

$$T = 3A \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right).$$

Вводя сюда поправочный коэффициент K , учитывающий неправильные формы кусочков, найдем работу равной

$$T' = 3AK \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right), \quad (240)$$

где d и D — линейные размеры отверстий сит в см, через которые проходят частицы измельченного и неизмельченного материала, и по предыдущему

$$K = 1,2 \div 1,7.$$

Если величина работы, затрачиваемой на измельчение кусков неправильной формы, определяется опытным путем, то коэффициент K в формулу входить не должен, так как здесь сразу будет найдено значение работы, затрачиваемой на распад кусочка неправильной формы по одной плоскости, равное AK .

Выражая работу в килограммометрах на 1 кг измельченного материала при удельном весе его γ и имея в виду, что d и D были взяты нами в сантиметрах, найдем:

$$T' = AK3 \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right) \frac{1}{100} \frac{1}{\gamma} \text{ кгм/кг},$$

а в лошадиных силах:

$$N = AK3 \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right) \frac{1}{100} \cdot \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{\gamma},$$

или

$$N = 0,0004 \frac{AK}{\gamma} \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right) \text{ л. с./кг}. \quad (241)$$

Чтобы пользоваться этой формулой, необходимо знать, величину AK . Для этого надо измельчить некоторое количество материала, измерить количество работы, затрачиваемой на 1 кг, и полученные кусочки просеять. Таким путем будут найдены все величины, необходимые для определения значения AK , найдя которое можно уже рассчитывать затрату мощности для любого количества материала и любой степени измельчения его.

Теория Кика. Более новая теория Кика основана на анализе происходящих при раздавливании материала деформаций. Как известно из теории упругости, работа деформации при сжатии (или раздроблении) выражается равенством:

$$T = \frac{\sigma^2 V}{2E},$$

где σ — напряжение, возникающее при деформации, в кг/см², V — объем деформируемого тела в см³, E — модуль нормальной упругости в кг/см².

Формула эта справедлива для напряжений, не превосходящих предела упругости данного материала; разрушение же тела происходит очевидно при напряжении, превосходящем не только предел упругости, но и предел прочности. Поэтому применение формулы работы деформации при измельчении тел за пределом их упругости является не вполне точным, однако для целей прибли-

женного исследования и технического расчета она оказывается вполне допустимой (этой же теорией пользуются при исследовании процессовковки, штамповки и прокатки).

Таким образом по теории Кика затрата работы на измельчение прямо пропорциональна объему или весу тела, т. е.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{G_1}{G_2}.$$

При этом принимается, что скорость деформации в обоих сравниваемых случаях одинакова. Вообще скорость деформации имеет большое значение. В твердых телах деформация распространяется быстро, почему они разрушаются легче всего при ударном действии силы. Наоборот, в вязких телах деформация распространяется медленно, почему для них выгоднее применять спокойное давление или же истирающее действие.

Так как работа выражается произведением силы на путь, в данном случае — силы на абсолютную деформацию тела S см, т. е.

$$T = PS,$$

и так как деформация эта по закону Гука прямо пропорциональна линейным размерам тела, т. е.

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{a_1}{a_2},$$

то отсюда получаем на основании сравнения только что приведенных трех формул:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{P_1 S_1}{P_2 S_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{a_1^3}{a_2^3},$$

откуда, подставляя на место отношения $\frac{S_1}{S_2}$ равное ему значение $\frac{a_1}{a_2}$, имеем

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{a_1^2}{a_2^2}.$$

Следовательно по теории Кика необходимые для измельчения усилия (P) прямо пропорциональны площадям поперечных сечений или квадратам линейных размеров, а работа прямо пропорциональна кубам линейных размеров, в то время как по Риттингеру работа прямо пропорциональна площадям сечений.

Основываясь на теории Кика, можно сразу найти выражение удельной работы, т. е. работы, затрачиваемой на измельчение 1 см³ материала:

$$T' = \frac{\sigma^2 V}{2E} \text{ кг.м.}$$

Ниже приводим таблицу возникающих при деформации напряжений в кг/см² для некоторых материалов (по Л. Б. Левинсону).

Напряжения, возникающие при деформации некоторых тел

σ в кг/см ²	Песчаник	Известняк	Гранит	Кварцит	Базальт	Диорит	Сланец	Шпатовый железняк	Свинцовый блеск	Цинковая обманка	Трахит
$\sigma_{\max}$	1800	1920	1800	1540	1820	1390	995	—	—	—	990
$\sigma_{\min}$	78	49	308	530	760	560	500	—	—	—	280
$\sigma_{\text{ср}}$	500	550	1100	870	1350	870	760	220	200—400	200—400	550
Число опытов	219	258	134	11	8	1350	20	—	—	—	9

Рассмотренные теоретические основы процесса измельчения позволяют нам сделать некоторые выводы, которыми необходимо руководствоваться при выборе характера дробящих усилий и степени измельчения. Прежде всего необходимо строго соблюдать основное правило: не измельчать ничего лишнего, т. е.:

1) измельчение любого материала необходимо вести только до той степени измельчения, какая диктуется условиями дальнейшей переработки этого материала или требованиями потребителя; частицы материала, достигшие требуемой этим условием крупности, должны быть немедленно удаляемы из машины, и процессу измельчения должен предварительно предшествовать процесс грохочения (просеивания);

2) измельчение по возможности должно быть „свободным“, т. е. не должно осложняться побочными процессами; только преодоление сил сцепления между частицами измельчаемого материала является полезной работой, затрачиваемой на измельчение;

3) при больших степенях измельчения необходимо выполнять измельчение в несколько приемов.

Независимо от характера измельчающих усилий, степени измельчения и свойств измельчаемых материалов все измельчающие аппараты должны удовлетворять целому ряду общих условий, из которых основными являются: 1) равномерность в отношении величины кусков измельченного готового материала, 2) немедленное удаление измельченных кусков из рабочего пространства, 3) наименьшее пылеобразование, 4) непрерывная и автоматическая разгрузка, 5) возможность регулирования степени измельчения, 6) возможность легкой смены быстро изнашивающихся частей и, наконец, 7) небольшой расход энергии на единицу продукции.

Все измельчающие и дробильные аппараты можно классифицировать по двум признакам: 1) по степени измельчения и 2) по характеру измельчающих усилий. Наиболее простой и распространенной является классификация по степени измельчения, по которой все измельчающие машины объединяют в три группы: 1) машины для предварительного дробления, 2) машины для промежуточного измельчения и 3) машины для тонкого измельчения (до состояния муки).

Пример 59. Во сколько раз увеличится расход работы на измельчение материала в кусках с поперечником 1 см до кусков с поперечником 0,01 см по сравнению с измельчением того же материала, взятого в том же количестве до кусков с поперечником 0,25 см?

Решение. Степени измельчения:

$$n_1 = \frac{D}{d_1} = \frac{1}{0,25} = 4;$$

$$n_2 = \frac{D}{d_2} = \frac{1}{0,01} = 100.$$

Отношение работ

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{n_2 - 1}{n_1 - 1} = \frac{100 - 1}{4 - 1} = 33.$$

Пример 60. При измельчении некоторого материала со степенью измельчения, равной 4, израсходовано энергии 10 л. с. Каков будет расход энергии при измельчении такого же количества, того же материала со степенью измельчения 10?

Решение

$$T_2 = T_1 \frac{n_2 - 1}{n_1 - 1} = 10 \cdot \left(\frac{10 - 1}{4 - 1} \right) = 30 \text{ л. с.}$$

Пример 61. На измельчение кусков неправильной формы со средним поперечником в 50 мм до кусков с поперечником в 5 мм израсходовано 25 л. с. Каков будет расход энергии на измельчение того же материала в том же количестве до кусков с поперечником в 1 мм?

Решение

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{0,0004 \text{ АКЗ} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{D} \right) \frac{1}{\gamma}}{0,0004 \text{ АКЗ} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{D} \right) \frac{1}{\gamma}} = \frac{\frac{1}{d_2} - \frac{1}{D}}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{D}} = \frac{\frac{1}{5} - \frac{1}{50}}{\frac{1}{1} - \frac{1}{50}} \approx 5,46;$$

$$N_2 = 5,46 N_1 = 5,46 \cdot 25 = 136,5 \text{ л. с.}$$

А. Предварительное измельчение

Машины для предварительного измельчения или собственно дробилки в основном подразделяются на три типа: 1) щековые, 2) конические и 3) дисковые.

Предварительному измельчению обычно подвергаются материалы в том виде, в каком они получаются при выломке их из горных пород. Цель предварительного измельчения материала — получить материал в таком виде, в котором он был бы легко доступен обработке в аппаратах, производящих дальнейшее измельчение. Величина кусков, поступающих на предварительное измельчение, обуславливается величиной загрузочного отверстия дробилки, называемого пастью, а степень измельчения может изменяться в некоторых пределах при помощи соответствующей установки размеров выходного отверстия дробилки, или шпальта. Подача материала может осуществляться как вручную, так и механическим путем, причем последнему способу загрузки отдается предпочтение независимо от всех прочих условий.

46. Щековые дробилки

Классификация. В щековых дробилках дробление производится раздавливанием, осуществляемым путем непрерывного прижатия материала движущейся частью машины к неподвижной.

Вследствие давления подвижной части материал измельчается и выпадает из машины в момент обратного хода подвижной части.

В щековых дробилках, состоящих из одной неподвижной и одной движущейся щеки, приближение и удаление подвижной щеки совершается периодически. В зависимости от способа укрепления подвижной щеки различают дробилки: 1) с наибольшим размахом в шпальте (рис. 243, а), 2) с наибольшим размахом в пасти (рис. 243, б), 3) с равномерным перемещением щеки (рис. 243, в).

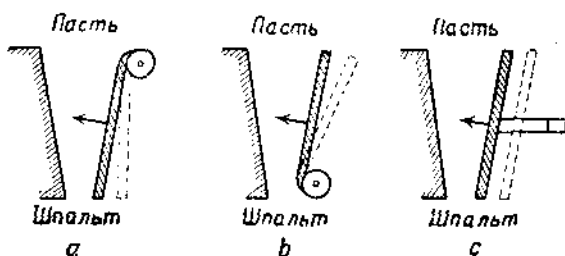


Рис. 243. Схема укрепления щеки дробилок.

Дробилка Блека (рис. 244), конструкция которой была предложена в 1858 г., имеет наибольший размах в шпальте¹. Измельчение материала путем раздавливания происходит в рабочем пространстве между подвижной G и неподвижной B

щеками, снабженными съемными ребристыми плитами из специальной стали. Боковые стенки рабочего пространства также защищены съемными плитами. Подвижная щека подвешена на оси F и приводится в колебательное движение от эксцентрика, укрепленного на валу J с помощью штанги K, шарнирно связанной пластинами M с этой щекой. Тяга P и пружина Q создают в движущейся системе натяжение и обуславливают обратное движение щеки. Пара клиньев N, положение которых может быть изменено болтами, регулируют ширину выпускной щели и степень измельчения.

Все части дробилки сосредоточены внутри массивной чугунной рамы, которая укрепляется фундаментными болтами к прочному основанию из кирпичной кладки, бетона или из деревянных брусев. В больших дробилках рама делается стальной и в то же время разборной, ввиду того что она имеет значительный вес.

Куски материала измельчаются тогда, когда подъемная штанга K поднимается, вследствие чего подвижная щека G приближается к неподвижной. При опускании штанги щель шпальта открывается и измельченный материал свободно выпадает из рабочего пространства. Коленчатый рычаг M, на котором основывается вся конструкция, является простым средством для получения очень больших давлений, о величине которых можно судить по расчетам, приведенным ниже.

Дробилки Блека характеризуются размерами пасти и шпальта. Щеки дробилок Блека подвергаются наибольшему изнашиванию, а потому их делают, во-первых, съемными и, во-вторых, из соответствующего материала. Выбор материала для изготовления щеки

¹ Предложенная Блэком дробилка имела наибольший размах в пасти, устройство же наибольшего размаха в шпальте является более поздним изменением в ее конструкции.

зависит от характера измельчаемого материала: для мягких измельчаемых материалов делают щеки из закаленного чугуна, для твердых применяют обыкновенную литую сталь — марганцовистую, а в некоторых случаях и хромистую.

По форме щеки делают гладкими или ребристыми; гладкие щеки применяются чаще для мелкого дробления и для хрупких материалов, а ребристые щеки — при крупном измельчении и при твердых материалах. В зависимости от материала продолжительность работы щеки колеблется в пределах 3—6 месяцев, а иногда достигает и нескольких лет.

Пластины коленчатого рычага, работающие на сжатие, изготовляют или из чугуна с закаленными концами, или из стали, причем размеры их берут с таким расчетом, чтобы они служили предохранительной частью, ломающейся в том случае, когда в дробилку попадет кусок металла, что практически всегда возможно при работе. Нормальная продолжительность срока службы пластин от 3 мес. до 1 года.

Дробилка Блэка имеет целый ряд недостатков: 1) большая неуравновешенность, вызывающая сильное сотрясение зданий, что делает почти невозможным установку ее на верхних этажах; 2) перебои в работе, связанные с поломкой некоторых деталей (пластины, шатуна, а иногда и рамы) вследствие попадания в рабочее пространство кусков металла вместе с измельчаемым материалом; 3) забивание рабочего пространства измельчаемым материалом при неравномерной подаче кусков, чего можно избежать только при ручной загрузке.

Основные достоинства — это простота ухода, легкость замены частей и сравнительная компактность всей установки.

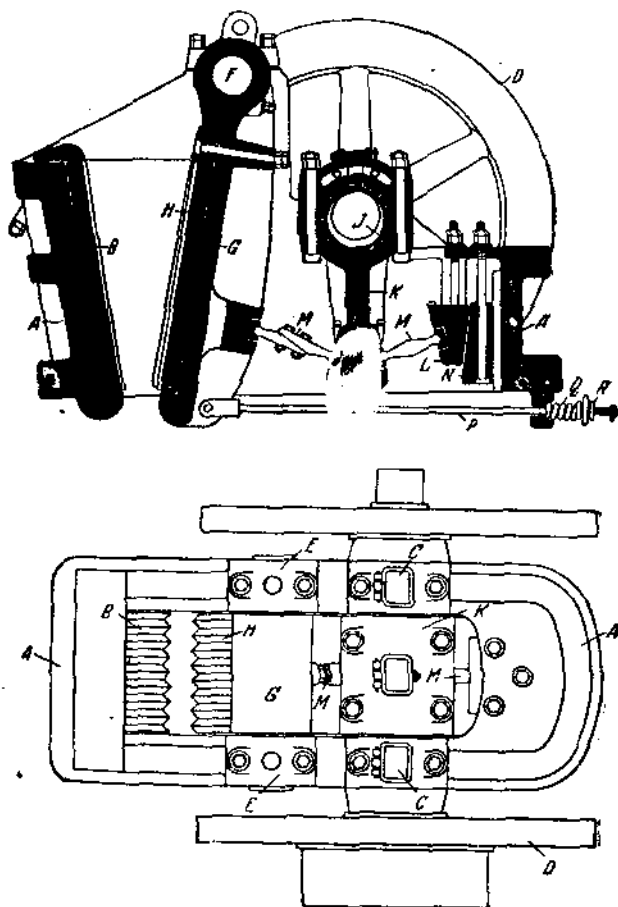


Рис. 244. Дробилка Блэка.

Выполняются дробилки Бэка различными заводами самых разнообразных размеров и производительностей, начиная с небольших лабораторных и кончая огромными, мощностью в сотни лошадиных сил.

В табл. 58 приведены установочные размеры обыкновенных дробилок Бэка, изображенных на рис. 245; в табл. 59 помещены данные о производительности дробилок Бэка в зависимости от размеров пасти.

Таблица 58

Установочные размеры дробилок Бэка в мм (рис. 245)

Размеры пасти	250 × 175	375 × 225	500 × 250	600 × 300	750 × 450
A	311	406	489	565	699
B	102	133	133	140	159
C	1 117	1 020	1 448	1 524	1 727
D	216	279	330	381	381
E	610	610	762	1 067	1 524
D _с	216	279	330	381	381
E _с	610	610	762	1 067	1 524
F	546	724	877	1 016	1 270
G	895	1 111	1 314	1 549	1 905
H	635	785	912	1 054	1 244
H _с	1 206	1 492	1 692	1 626	1 931
J	1 276	1 565	1 822	2 108	2 489
J _с	2 185	2 641	3 018	3 048	3 544
K	540	667	762	864	1 155
K _с	232	283	340	381	464
L	295	343	368	419	565
M	587	642	724	813	997
N	406	521	559	648	877
O	203	209	335	267	292
P	102	102	102	102	127
Q	534	642	746	889	1 079
R	403	489	572	648	851
S	432	521	559	635	870
T	390	356	368	394	426
U	257	286	356	368	572
V	1 422	1 651	1 854	2 096	2 717
W	410	499	546	661	800
X	724	883	1 044	1 181	1 422
Y	1 537	1 886	2 163	2 019	2 299
Z	927	1 117	1 257	978	1 341
a	140	152	178	203	254
b	213	235	248	267	298
d	25	34	38	44	51
f	16	19	19	22	19

Дробилка Штуртвант (Sturtwant Mill Co), изображенная на рис. 246, представляет собой также щековую дробилку с наибольшим размахом в шпальте, причем в отличие от дробилки Бэка качание подвижной щеки осуществляется не при помощи кривошипного механизма, а посредством вращающегося кулака *h*, который при вращении поднимает прижатый к нему пружиной *K* олик *g* 2 раза за каждый оборот вала.

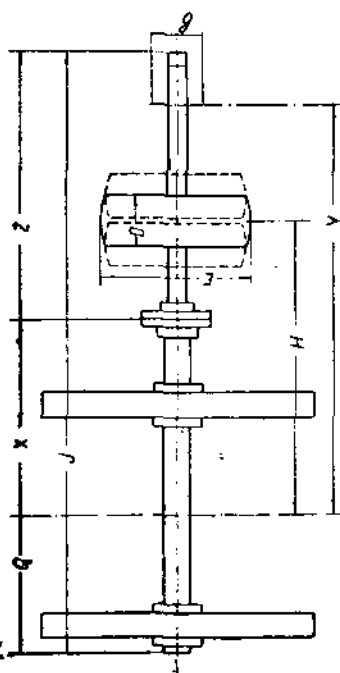
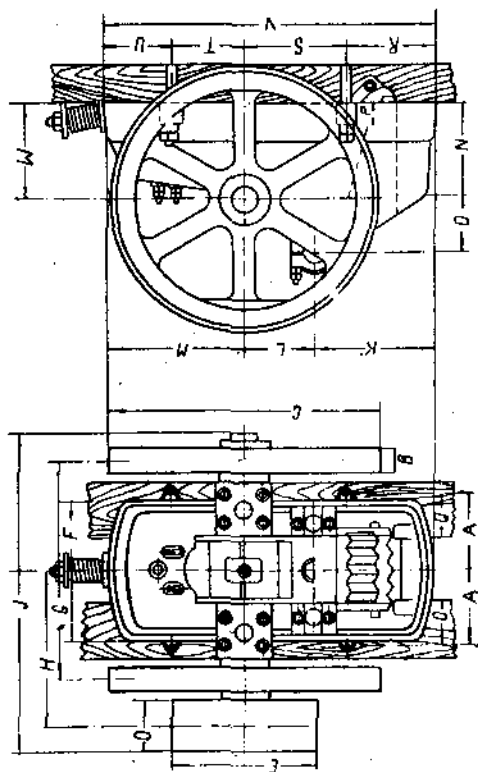
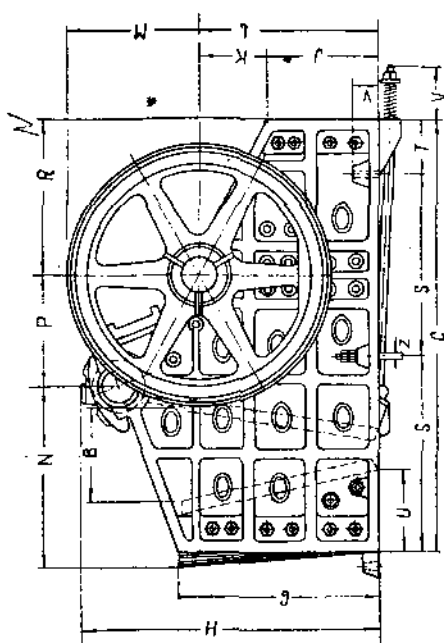
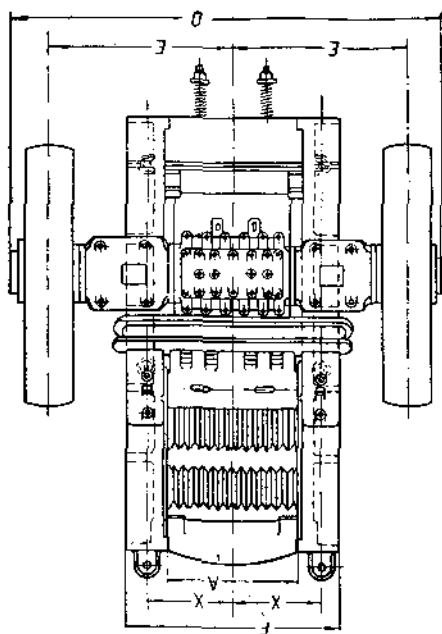


Рис. 243. Дробилка Блека (установочные размеры).

Общие данные о дробилках Блэка

Размеры части в мм	Среднее число об/мин.	Мощность л. с.	Средний вес в кг	Производи- тельность в тоннах на 1 л. с. ч.
250 × 175	275	7,5	3,262	0,296
375 × 225	275	12,5	6,750	0,594
500 × 250	275	18	8,774	0,729
600 × 300	275	22,5	10,800	0,999
600 × 375	275	29	13,950	0,774
750 × 375	250	43	17,550	0,630
600 × 450	260	35	18,540	0,900
750 × 450	266	47	21,735	0,783
900 × 450	262	60	27,135	0,702
750 × 600	275	58	27,135	1,035
900 × 600	231	72	33,525	0,936
900 × 750	250	72	33,525	1,125
1 050 × 750	225	104	52,425	1,107
1 200 × 750	225	112	54,450	0,981
1 800 × 750	185	150	62,100	0,990
1 050 × 900	187	105	50,950	1,287
1 200 × 900	229	128	70,200	1,233
1 200 × 1 050	181	134	77,850	1,377
1 500 × 1 050	183	152	89,550	1,494
1 500 × 1 200	154	190	99,450	1,611
1 800 × 1 200	133	186	110,700	1,548
2 100 × 1 500	91	246	205,200	1,652
2 150 × 1 650	85	288	224,000	2,187
3 000 × 2 100	—	—	—	5,212

При подъеме и опускании ролика происходит колебательное движение рычага *C* вокруг оси *F*, от которого это движение и передается подвижной щеке при помощи пластины, служащей, так же как и в дробилке Блэка, предохранительным приспособлением от разрушения дробилки в случае попадания в рабочее пространство твердых металлических кусков.

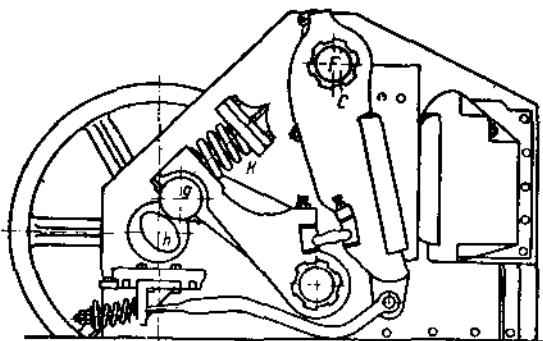


Рис. 216. Дробилка Штуртвант.

Благодаря тому что здесь за один оборот вала совершаются два полных качания, в дробилках этого типа при всех прочих равных условиях число оборотов в два раза меньше по сравнению с дробилками Блэка, вследствие чего они дают меньше сотрясения, обеспечивая более спокойную работу.

Дробилка Доджа. На рис. 247 представлена дробилка Доджа, имеющая наибольший размах в пасти. В этой конструкции подвижная щека *A* укреплена на коротком плече массивного рычага *B*, качающегося около оси *D*. Длинное плечо с помощью шатуна соединено с эксцентриком вала. Регулировка ширины щели производится парными болтами, которые передвигают подшипники оси в особой направляющей раме.

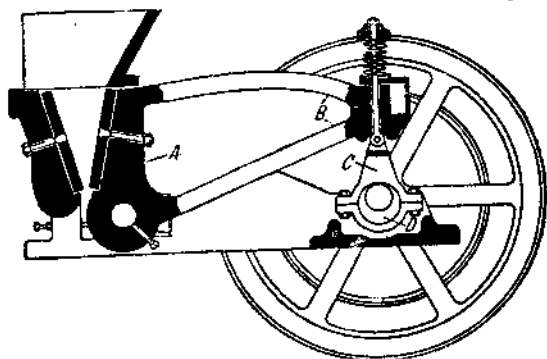


Рис. 247. Дробилка Доджа.

Так как наибольший размах щеки в дробилке Доджа имеет место в пасти, а не в шпальте, вследствие чего ширина выпускной щели остается во время работы постоянной, измельченный материал по величине кусков получается более однородный, что и составляет ее преимущество по сравнению с дробилками Блэка. Зато в нижней части рабочего пространства дробилки Доджа обычно скапливается большое количество измельчаемого материала, вследствие чего она легко забивается, что является ее существенным недостатком.

Общие данные о дробилках Доджа приведены в табл. 60.

Таблица 60

Общие данные о дробилках Доджа

Размеры загрузочн. отверстия мм	Вес <i>т</i>	Производительность				Число об/мин.	Мощ- ность л. с.
		Размер куска мм	<i>т/час</i>	Размер куска мм	<i>т/час</i>		
150 × 100	0,495	18	0,45	—	—	300	3
225 × 175	1,440	18	13,5—2,25	38	2,7—4,5	250—300	4—6
225 × 175	2,475	—	—	38	5,4—7,2	250—300	6
300 × 200	2,655	18	2,7—4,5	38	6,3—9,0	250—300	10
375 × 275	6,300	18	5,4—7,2	38	9—18	250—300	15

Дробилка Шранца, представленная на рис. 248, имеет сложное движение: щека кроме колебательного движения вокруг оси имеет скольжение, что обуславливает не только раздавливание, но и истирание материала, вследствие чего наряду с крупными кусками она дает мелкую крупу и известна под названием „гранулятора“.

Действующее усилие в щековых дробилках. Крупные куски материала, попадающие в пасть щековой дробилки, измельчаются

откуда наибольшее давление P_2 в сторону подвижной щеки выразится формулой:

$$P_2 = \frac{P}{2 \cos \alpha}.$$

Согласно рис. 249 при перемещении точки y_1 в точку y

$$\cos \alpha = \frac{h - 2e}{L}$$

и следовательно:

$$P_2 = \frac{PL}{2(h - 2e)}. \quad (242)$$

Из последнего равенства видим, что давление в дробилке, производимое коленчатым рычагом, прямо пропорционально длине колена. Кроме того с увеличением угла α усилие P_2 также возрастает, так как стоящий в знаменателе $\cos \alpha$ уменьшается; при $\alpha = 90^\circ$, т. е. при горизонтальном положении пластин, $P_2 = \infty$, так как $\cos \alpha = 0$.

Таким образом в дробилке Блэка могут быть получены любые усилия. Так как при горизонтальном положении пластин легко может произойти поломка машины вследствие случайного попадания в рабочее пространство твердых кусков, практически никогда этого не допускают, и пластины (рычаги) в крайнем верхнем положении всегда образуют тупой угол, т. е. практически всегда берут $\alpha < 90^\circ$.

Соотношение между действующим усилием и положением точки приложения его к измельченному материалу в зависимости от положения оси качания может быть найдено следующим путем.

Если x —расстояние от оси качания до точки приложения измельчающей силы Q и R —плечо перпендикулярное направлению силы P_2 , то $P_2 R = Qx$, откуда:

$$Q = \frac{P_2 R}{x}, \quad (243)$$

т. е. действующее усилие, приложенное к подвижной щеке, возрастает по мере приближения его к загрузочному отверстию или оно прямо пропорционально полезному сопротивлению.

Угол схвата. Для правильного действия дробилки имеет большое значение величина угла φ между щеками, называемого углом схвата. Если угол φ будет очень велик, то материал будет выскикивать из пасти, если же он будет слишком мал, то тем самым и отношение между величиной измельченных и неизмельченных кусков, т. е. степень измельчения, будет незначительна, так как щеки будут слишком близко поставлены одна к другой.

Найдем максимальную величину угла φ между щеками, при котором куски материала еще не выталкиваются из пасти дробилки.

Пусть, как это изображено на рис. 250, между подвижной и неподвижной щеками с углом схвата φ зажат кусок материала.

Ввиду того, что давление P щеки на материал всегда направлено по нормали к плоскости касания в точке соприкосновения и сила трения всегда направлена в сторону, обратную направле-

нию скорости движения рассматриваемого тела, на тело будет действовать сила R , равнодействующая давлений на тело подвижной и неподвижной щеки, причем по рис. 250

$$R = 2P \sin \frac{\varphi}{2},$$

и кроме того будут действовать две, силы трения в точках a и b , направленные в сторону, обратную силе R , и равные fP (где f — коэффициент трения).

Разлагая силы трения на горизонтальную и вертикальную составляющие:

$$fP \sin \frac{\varphi}{2} \text{ и } fP \cos \frac{\varphi}{2},$$

из которых [первые две, т. е. $fP \sin \frac{\varphi}{2}$ взаимно уравниваются, получим, что для осуществления дробления необходимо, чтобы равнодействующая сил трения была больше силы R , т. е. необходимо, чтобы

$$2fP \cos \frac{\varphi}{2} \geq 2P \sin \frac{\varphi}{2},$$

или

$$f \geq \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}.$$

Рис. 250.

Но коэффициент трения можно выразить через тангенс угла трения:

$$f = \operatorname{tg} \rho,$$

тогда

$$\operatorname{tg} \rho \geq \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$$

или

$$\rho \leq \frac{\varphi}{2}, \quad (244)$$

т. е. угол схвата должен быть меньше двойного угла трения.

Практически угол трения в среднем равен 17° (при $\operatorname{tg} \rho = 0,3$) и следовательно максимально допустимым углом схвата можно считать $\varphi = 34^\circ$. Чаще всего на практике угол схвата берут в пределах $15-25^\circ$.

В зависимости от того положения, которое придано оси качения в той или иной конструкции дробилки, дробящее усилие может действовать только как чисто раздавливающее или одновременно с раздавливанием может иметь место истирание материала.

В дробилке Блэка имеет место чистое раздавливание, так как все точки поверхности щеки движутся по дугам окружностей, центр которых O лежит в рабочей плоскости подвижной щеки, что обуславливается тем обстоятельством, что ось качения лежит

в рабочей плоскости подвижной щеки, как это представлено на схеме *a* рис. 251.

Иное положение будет, если щеки подвешены по схемам *b* и *c* того же рисунка. На схеме *b* рис. 251 ось качения лежит впереди рабочей плоскости, в силу чего возникает составляющая скорости v скорости v_n , направленная вниз; на схеме *c*, наоборот, ось качения находится за рабочей плоскостью, вследствие чего появляется составляющая скорости v скорости v_n , направленная вверх. Наличие составляющей скорости v , в обоих последних случаях вызывает относительное перемещение измельченного материала и щеки и следовательно появление истирающего усилия, что в свою очередь обуславливает пылеобразование.

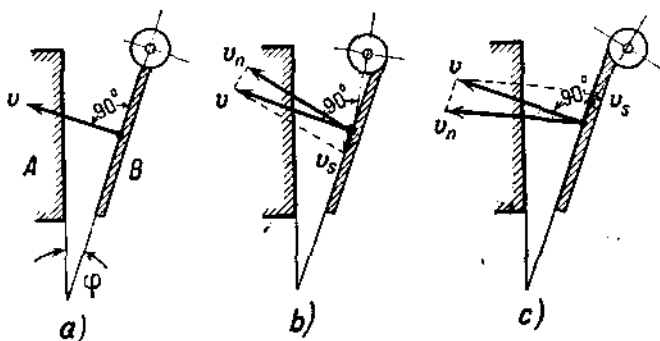


Рис. 251.

Конструкция по схеме *c* выгоднее, так как здесь шейка качающейся щеки не загромождает загрузочное отверстие, однако вынос центра качения за рабочую поверхность имеет предел, определяемый величиной возникающего усилия, выталкивающего материал через пасть дробилки. Вообще при заданном угле схвата φ конструкция по схеме *b* облегчает разгрузку рабочего пространства через отверстие шпальта, что при конструировании дробилки необходимо учитывать.

Число оборотов дробилки. Обозначим, согласно схеме рис. 252, φ — угол схвата, h — высоту слоя материала в рабочем пространстве, e — величину шпальта при наименьшем открытии, S — ход щеки, $e + S$ — величину шпальта при наибольшем открытии, n — число об/мин, K — число двойных качаний в минуту.

Прежде всего будем считать, что щека движется поступательно, т. е. что угол $\varphi = \text{const}$. При отходе щеки на ве-

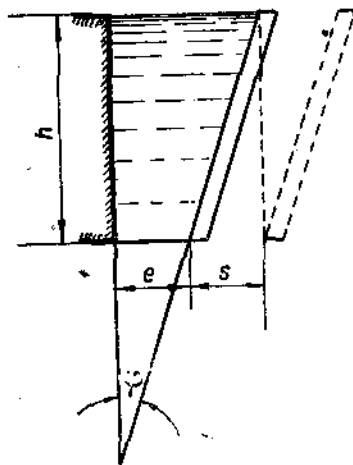


Рис. 252.

личину S из рабочего пространства через шпальт провалится слой материала высотой h , причем

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \varphi}.$$

Для того чтобы слой материала, высотой h , выпал из дробилки, продолжительность отхода щеки от одного крайнего ее положения до другого должна быть не меньше времени свободного падения материала под влиянием силы тяжести с высоты h , равного

$$\tau = \sqrt{\frac{2h}{g}} \text{ сек.} \quad (a)$$

При числе двойных качаний в минуту K продолжительность одного хода щеки в секундах выражается так:

$$\tau = \frac{60}{2K} \text{ сек.} \quad (b)$$

Сравнивая уравнения (a) и (b), имеем:

$$K = \frac{30}{\sqrt{\frac{2h}{g}}}.$$

Подставляя сюда значение h из рис. 252:

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \varphi},$$

получаем:

$$K_{\max} = \sqrt{\frac{450 \cdot g \cdot \operatorname{tg} \varphi}{S}},$$

или подставляя $g = 981 \text{ см/сек}$, окончательно:

$$K_{\max} = 665 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}}, \quad (245)$$

где S — ход щеки в см.

В дробилках с кривошипным механизмом число оборотов равно числу двойных качаний, в то время как в дробилках с кулачным механизмом число двойных качаний в два раза больше числа оборотов, т. е.

$$n = \frac{1}{2} K.$$

Число двойных качаний, определяемое равенством (245), является максимально допустимым, так как при больших числах качаний материал не будет полностью успевать проскакивать через отверстие шпальта. Практически число оборотов в щековых дробилках изменяется в пределах от 150 до 280 в больших механизмах и от 300 до 450 в малых. Вообще практически принимают

$$K = 600 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}} \div 630 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}} \text{ качаний/мин.} \quad (246)$$

Производительность дробилки. Согласно рис. 252 за одно двойное качание из шпальта провалится объем материала V , равный объему призмы высотой b и площадью сечения

$$F = \frac{e + (e + S)}{2} h = \frac{2e + S}{2} h = \frac{2e + S}{2} \cdot \frac{S}{\operatorname{tg} \varphi},$$

где b — длина рабочего пространства дробилки в см;

$$V = F \cdot b = \frac{(2e + S)}{2} \cdot \frac{b \cdot S}{\operatorname{tg} \varphi}.$$

Если D — величина поперечника кусков до измельчения в см, d — величина поперечника кусков после измельчения в см, $n = \frac{D}{d}$ — степень измельчения, то наибольшая ширина выходного отверстия может быть выражена как

$$e + S = d$$

и

$$F = \frac{d + e}{2} \cdot \frac{S}{\operatorname{tg} \varphi}.$$

При удельном весе материала γ производительность дробилки в час может быть выражена как:

$$G = \frac{\mu V \gamma K 60}{1000} = \frac{0,03 \mu \gamma b K S (d + e)}{\operatorname{tg} \varphi} \text{ кг/час},$$

где μ — коэффициент разрыхления материала, равный 0,5 — 0,7. Практически можно принимать $e = d$, и тогда

$$G = \frac{0,06 \mu \gamma K b S d}{\operatorname{tg} \varphi} \text{ кг/час}, \quad (247)$$

По Трескотту производительность щековой дробилки практически можно принять в среднем равной около 15 кг/час на 1 см² площади впускного отверстия, т. е.

$$G = 15 \cdot ab \text{ кг/час}. \quad (248)$$

где a — наибольшая ширина впускного отверстия (пасти) в см, b — ширина его в см.

Мощность щековых дробилок. Подсчет мощности дробилок можно произвести на основании теории Кика. При принятых выше обозначениях можно считать, что в пасти дробилки при ее длине, равной b см, захватывается объем материала, равный

$$V_1 = \frac{\pi D^3}{6} \cdot \frac{b}{D} \text{ см}^3,$$

а в нижней части непосредственно у отверстия шпальта проваливается объем, равный

$$V_2 = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \frac{b}{d} \text{ см}^3.$$

За одно двойное качание подвергающийся деформации объем можно как максимум принять равным:

$$V = V_1 - V_2 = \frac{\pi b}{6} (D^2 - d^2),$$

а наибольший расход энергии по теории Кика можно выразить:

$$T = \frac{\sigma^2 V}{2E} = \frac{\sigma^2 \pi b}{2E \cdot 6} (D^2 - d^2) \text{ кг.см.}$$

Теоретическая мощность дробилки при K двойных качаний в минуту и коэффициенте полезного действия η будет:

$$N_e = \frac{T \cdot K}{100 \cdot 75 \cdot 60 \eta} \text{ л. с.,}$$

или, подставляя значение T :

$$N_e = \frac{\sigma^2 \pi b K (D^2 - d^2)}{2E \cdot 6 \cdot 100 \cdot 75 \cdot 60 \eta} \text{ л. с.,}$$

а окончательно:

$$N_e = \frac{\sigma^2 b K (D^2 - d^2)}{1720000 \cdot E \eta} \text{ л. с.} \quad (249)$$

Практически по Виарду мощность двигателя для дробилки Блэка в лошадиных силах можно принимать как произведение длины рабочего пространства на ширину в сантиметрах, деленное на 60, т. е.

$$N_e = \frac{ba}{60} \text{ л. с.} \quad (250)$$

Пример 62. Щековая дробилка имеет наибольшую ширину пасти 200 мм, глубину рабочего пространства пасти 525 мм и угол схвата 15° . Определить допустимое число оборотов при приведении дробилки в действие: 1) при помощи кривошипного механизма и 2) при помощи кулачного механизма, если ширина шпальта при наименьшем открытии 40 мм.

Решение. По условию имеем: $a = 20 \text{ см}$; $h = 52,5 \text{ см}$; $e = 4 \text{ см}$; $\varphi = 15^\circ$ и $\text{tg } 15^\circ = 0,268$.

Ход щеки определяем из равенства:

$$a = e + h \text{tg } \varphi + S; \quad S = a - e - h \text{tg } \varphi = 20 - 4 - 52,5 \cdot 0,268 \approx 2 \text{ см.}$$

Число двойных качаний:

$$K = 600 \sqrt{\frac{\text{tg } \varphi}{S}} = 600 \sqrt{\frac{0,268}{2}} \approx 220 \text{ качаний в мин.}$$

Число оборотов при работе с кривошипным механизмом $n = K = 220 \text{ об/мин.}$

Число оборотов при работе с кулачным механизмом

$$n = \frac{1}{2} K = \frac{220}{2} = 110 \text{ об/мин.}$$

Пример 63. Щековая дробилка Блэка имеет размеры: ширину пасти — 600 мм, длину пасти 900 мм, глубину рабочего пространства 1400 мм и угол схвата 20° . На измельчение поступает известняк в кусках с поперечником 500 мм. Определить число оборотов, производительность и мощность дробилки при измельчении такого известняка, если ширина шпальта в момент наибольшего приближения щеки равна 6 см.

Решение: Имеем по условию: $a = 60$ см; $b = 90$ см; $h = 140$ см; $D = 50$ см;
 $e = 6$ см; $\varphi = 20^\circ$ и $\operatorname{tg} \varphi = 0,364$.

Ход щеки

$$S = a - e - h \operatorname{tg} \varphi = 60 - 6 - 140 \cdot 0,364 \approx 3 \text{ см.}$$

Число двойных качаний:

$$K_1 \approx 600 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}} = 600 \sqrt{\frac{0,264}{3}} \approx 210.$$

Число оборотов:

$$n = K \approx 210 \text{ об/мин.}$$

Удельный вес известняка:

$$\gamma = 2,7.$$

Коэффициент разрыхления:

$$\mu = 0,55.$$

Производительность:

$$G = \frac{0,06 \mu K b S d}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{0,06 \cdot 0,55 \cdot 2,7 \cdot 210 \cdot 90 \cdot 3 \cdot 6}{0,364} \approx 83\,000 \text{ кг/час} = 83 \text{ т/час,}$$

что составляет

$$\frac{G}{ab} = \frac{83\,000}{90 \cdot 60} \approx 15,4 \text{ кг/час на } 1 \text{ см}^2$$

площади впускного отверстия пасти, что близко совпадает с производительностью по Трескотту.

Принимаем по Hütte для известняка средней крепости $\sigma = 750$ кг/см², $E = 200\,000$ кг/см².

Коэффициент полезного действия принимаем равным: $\eta = 0,85$.

Мощность дробилки

$$N_d = \frac{abK(D^3 - d^3)}{1\,720\,000 \cdot E \eta} = \frac{750^3 \cdot 90 \cdot 210 (50^3 - 6^3)}{1\,720\,000 \cdot 200\,000 \cdot 0,85} = 90 \text{ л. с.,}$$

и производительность на 1 л. с. равна:

$$\frac{G}{N_d} = \frac{83}{90} = 0,93 \text{ т.}$$

47. Конические и дисковые дробилки

Работа конических (гирационных) и дисковых дробилок основана на раздавливании кусков материала путем непрерывного нажатия, осуществляемого за счет вращения усеченного конуса с гладкой или ребристой поверхностью, укрепленного на вертикальном валу и вращающегося эксцентрически в другом полом конусе тоже с гладкой или ребристой внутренней поверхностью. Как это схематически представлено на рис. 253, материал попадает в рабочее пространство дробилки, представляющее собой воронку, и измельчается между внутренней поверхностью наружного конуса и боковой поверхностью внутреннего конуса.

Внутренний конус, вращающийся наподобие конического маятника, измельчает (рис. 253) мелкие куски материала посредством давления (раздавливания), а крупные — посредством раздавливания и изгиба.

Так как при таком способе измельчения получается очень мало мелкозернистого и пылевидного продукта, то конические дробилки

находят большое применение в тех случаях, когда требуется получить материал преимущественно в зернах крупной величины.

Подобно дробилкам с плоскими щеками конические дробилки бывают трех типов: 1) с наибольшим расхождением в пасти, 2) с наибольшим расхождением в шпальте и 3) с равномерным движением внутреннего конуса.

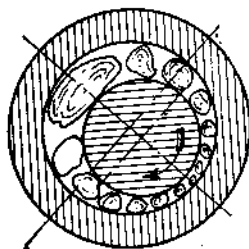


Рис. 253. Схема работы конической дробилки.

Дробилка Гейтса (Gates). Типичной конической дробилкой с наибольшим расхождением в шпальте является дробилка Гейтса, представленная на рис. 254. Она состоит из двух конусов, облицованных плитами из твердой стали. Наружный конус укрепляется массивными фланцами непосредственно на корпусе машины и представляет собою воронку, снабженную сверху еще более пологой воронкой для загрузки материала.

Внутренний конус в машинах небольших размеров делают цельнолитой, а в более мощных дробилках — полый и укрепляют на вертикальном валу, приводимом в движение при помощи зубчатой передачи. В конструкции, представленной на рис. 254, вал *A* укреплен в нижней своей части на пяте *J*, верхняя же часть свободно вращается во втулке *B*, укрепленной в крестовине, состоящей из двух или трех лап *D*, закрепленных непосредственно на корпусе дробилки. Вал в нижней его части снабжен стальной конической шестерней *K*, приводимой в движение от зубчатого колеса *L*, насаженного на горизонтальный вал *M* и приводимого в движение от трансмиссии. Шестерня снабжена бронзовым цилиндрическим вкладышем, находящимся в особом подшипнике, причем вал установлен в этом вкладыше эксцентрически, так что при движении машины ось вала всегда наклонена к вертикальной линии симметрии и описывает коническую поверхность.

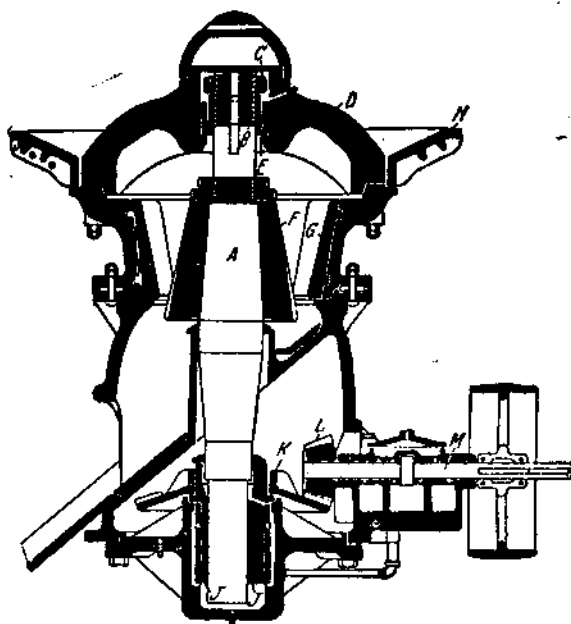


Рис. 254. Коническая дробилка Гейтса.

При работе дробилки конус, укрепленный на валу, эксцентрически вращается, захватывает материал и, прижимая его к внутренней поверхности наружного конуса, раздавливает. Материал загружается сверху через загрузочную воронку *H* и после измельчения

свободно выходит из рабочего пространства через щель вниз, образованную между поверхностями конусов. Степень измельчения можно регулировать, изменяя величину этой щели путем поднятия или опускания вала, для чего в верхней части вал снабжен гайкой. Подъем или опускание вала достигается путем подтягивания или ослабления гайки.

Общие данные, характеризующие действие конических дробилок Гейтса, приведены в табл. 61.

Таблица 61

Общие данные о конических дробилках Гейтса

№	Размеры приемного отверстия <i>мм</i>	Вес <i>кг</i>	Производи- тельность в час в за- висимости от твердости и крупности материала <i>т</i>	Наименьш. величина дроблен. продукта	Размеры шкива <i>мм</i>	Число об/мин.	Мощность двигателя <i>л. с.</i>
—	50 × 150	300	0,2— 0,4	10	203 × 67	700	1— 1 1/2
0	100 × 380	1 750	1,5— 3	20	406 × 152	500	2— 5
1	120 × 460	2 650	3 — 6	25	508 × 178	475	4— 7
2	150 × 530	3 800	5 — 10	30	609 × 203	450	5— 10
3	180 × 550	5 650	7 — 16	30	720 × 267	625	15— 25
4	200 × 760	8 400	10 — 22	35	762 × 318	575	20— 30
5	250 × 960	12 500	20 — 40	45	812 × 375	550	30— 40
6	300 × 1 100	17 500	30 — 75	50	864 × 425	525	40— 60
7 1/2	350 × 1 320	27 500	50 — 110	60	915 × 483	475	60— 100
8	450 × 1 720	38 500	90 — 150	90	965 × 522	450	75— 125
9	530 × 1 930	62 000	140 — 225	100	1 070 × 534	400	100— 150
10	610 × 2 080	65 000	140 — 225	100	1 070 × 534	400	100— 150
12	680 × 2 240	68 500	140 — 225	100	1 070 × 534	400	100— 150
15	760 × 2 620	95 000	250 — 425	125	1 170 × 585	375	125— 200
16	820 × 2 750	98 000	250 — 425	125	1 170 × 585	375	125— 200
18	910 × 2 900	127 000	400 — 600	175	1 220 × 710	350	150— 200

Дробилка Мак-Кулли (рис. 255) также является конической дробилкой с наибольшим размахом в шпальте. Ее устройство, как видно из рисунка, совершенно аналогично дробилке Гейтса и отличается только тем, что, во-первых, вал подвешен на кольцевом подпятнике в верхней его части и, во-вторых, эксцентрик расположен непосредственно под дробящим конусом выше передаточной шестерни. Последнее обстоятельство позволило высоту рабочего вала сократить примерно на 40% по сравнению с дробилками, у которых эксцентрик помещается в нижней части вала, что и устраняет почти полностью его изгиб.

Кроме того в новейших конструкциях дробилки Мак-Кулли снабжаются автоматической смазкой, осуществляемой при помощи насоса, расположенного в коробке, которая прикреплена к нижней части эксцентрика и вращается вместе с ним.

Общие данные о конических дробилках Крупна

№	17	20	28	35	40	50	63	75	90	110
Ширина, загрузочного отверстия, мм	170	200	280	350	400	500	630	750	900	1 100
Диаметр загрузочного отверстия, мм	800	910	1 100	1 325	1 525	1 830	2 100	2 400	2 800	3 100
Величина загружаемых кусков, мм	175 × 350	200 × 400	280 × 500	350 × 620	400 × 680	500 × 800	630 × 950	750 × 1 100	900 × 1 250	1 100 × 1 500
Производительность при 60 мм щели, м³/час	15	20	30	40	50					
Производительность м³/час ≈ при наибольшей величине щели мм	6	10	20	33	50	67	100	150	225	350
	25	30	40	50	60	75	90	110	130	150
Расход энергии, л. с.	25—30	30—40	40—65	60—90	90—105	100—140	120—170	140—220	170—250	175—275
Мощность мотора, л. с.	40	50	75	105	125	160	200	240	280	320
Диаметр, мм	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 350	1 400	1 500	1 800
Ширина, мм	300	300	325	350	450	500	550	600	750	850
Число об/мин.	450	440	400	375	360	340	330	320	310	300
Установочные размеры:										
длина, мм	2,6	2,8	3,1	3,4	3,9	4,4	4,7	5,0	5,6	6,2
ширина, мм	1,5	1,6	1,8	2,1	2,4	2,7	3,3	3,6	3,8	4,0
высота, мм	2,7	3,0	3,3	3,7	4,0	4,6	5,4	5,9	6,4	6,9
Вес дробилки, т	10,2	13,2	19,3	26,5	35,8	50,2	60,6	83,5	115	170

Общие данные, характеризующие дробилки этого типа в исполнении заводов Круппа, приведены в табл. 62, а установочные размеры—в табл. 63 и на рис. 256.

Дробилка *Nathway Rock Crusher Co*, представленная на рис. 257, является конической дробилкой с наибольшим размахом в пасти. Здесь внешний конус плотно установлен на фундаментной плите. Вал эксцентрически вращается в верхнем подшипнике

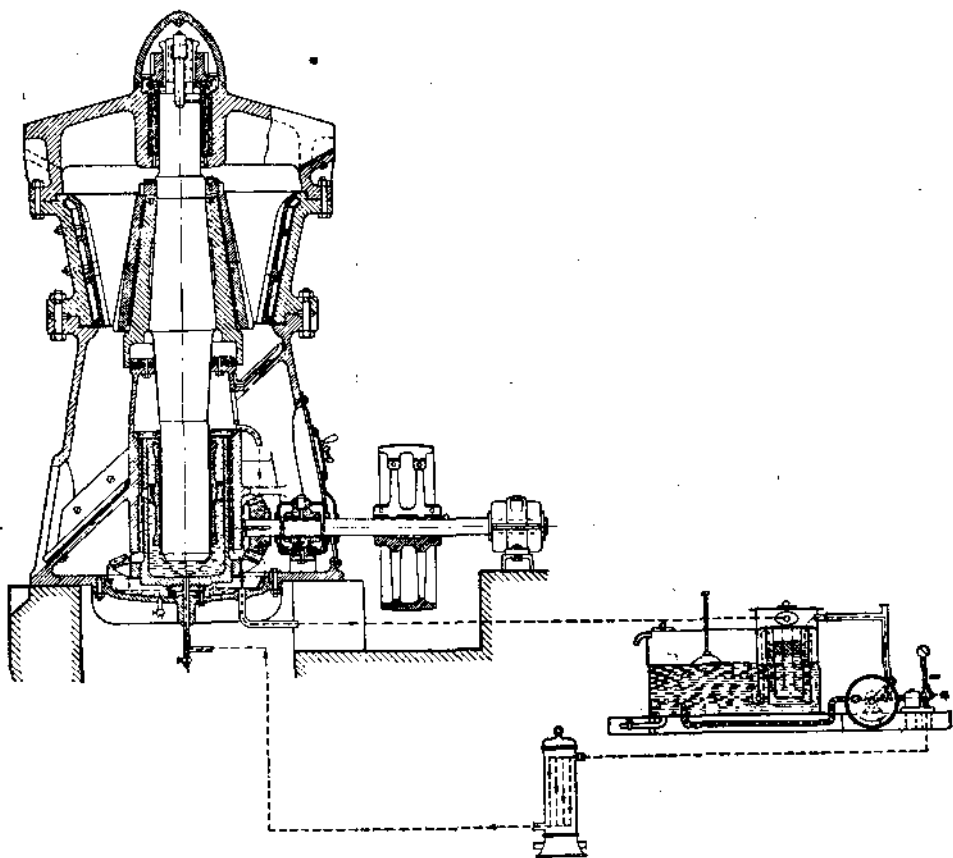


Рис. 255. Коническая дробилка Мак-Кулли.

и приводится в движение посредством привода, состоящего из двух конических колес, установленных в верхней части вала.

Дробилка Саймонса. На рис. 258 представлена схема дисковой дробилки Саймонса, появившейся всего около 20 лет тому назад. Здесь дробление материала производится между двумя вогнутыми дисками *A* и *B*, изготовленными из марганцевистой стали. Диски укреплены на двух валах *G* и *C*, из коих один находится внутри полого пространства другого. Наружный диск *A* при помощи массивных фланцев болтами прикреплен к полному валу *C*, лежа-

Установочные размеры дробилок Круппа (рис. 256) в мм

№		17	20	28	35	40	50	63	75	90	110
Загрузочное отверстие	диам.	800	910	1 100	1 325	1 525	1 830	2 100	2 400	2 400	3 100
	шир.	100	200	280	350	400	500	630	750	900	1 100
A B C		1 500	1 600	1 800	1 900	2 200	2 400	2 800	3 100	3 175	3 250
		2 600	2 800	3 100	3 400	3 900	4 400	4 700	5 000	5 600	6 200
		2 700	3 000	3 300	3 700	4 000	4 600	5 400	5 900	6 400	6 900
Шкив Число об/мин.	D	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 350	1 400	1 500	1 600
	E	300	300	325	350	450	500	550	600	750	850
		450	440	400	375	360	3.0	330	320	310	300
Размеры фунда- мента в мм	F	1 000	1 075	1 250	1 325	1 550	1 700	2 000	2 150	2 200	2 400
	G	1 000	1 075	1 250	1 325	1 550	1 700	2 000	2 150	2 200	2 400
	H	900	925	1 050	1 075	1 150	1 300	1 500	1 750	2 200	2 400
	I	500	625	650	825	1 040	1 275	1 170	1 000	1 030	1 300
	K	400	400	400	400	425	450	475	500	550	600
	L	1 050	1 200	1 200	1 300	1 600	1 800	2 000	2 100	2 100	2 200
	M	1 400	1 500	1 600	2 100	2 300	2 500	2 850	3 100	3 200	3 300
	N	1 280	1 380	1 460	1 500	1 900	2 050	2 400	2 650	2 700	2 800
	O	140	140	150	170	180	200	200	200	220	220
	P	2 200	2 200	2 600	3 000	3 200	3 500	3 800	4 200	4 400	4 500
Размеры дробилки	Q	1 920	2 220	2 520	2 730	3 050	3 450	4 160	4 480	5 000	5 450
	R	760	805	830	950	1 030	1 150	1 240	1 400	1 450	1 500
	S	1 400	1 600	1 785	2 100	2 400	2 700	3 250	3 520	3 750	4 000
	T	450	500	600	700	800	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
	U	1 600	1 750	1 900	2 100	2 400	2 800	2 900	3 000	3 500	4 000
	V	2 000	2 000	2 400	2 800	3 000	3 250	3 600	3 900	4 150	4 200
	W	275	290	295	300	300	400	400	420	440	450
	X	800	910	1 100	1 325	1 525	1 830	2 100	2 400	2 800	3 100
	Y	170	200	280	350	400	500	630	750	900	1 100
	Z	2 600	2 800	3 200	3 500	4 300	4 900	5 600	6 000	6 800	7 700
Размеры фунда- мента под масля- ный котел	A ₁	2 400	2 400	2 400	2 400	2 800	2 800	2 800	2 800	2 800	2 800
	B ₁	1 200	1 200	1 200	1 200	1 400	1 400	1 400	1 400	1 400	1 400
	C ₁	900	900	900	900	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000
Основные раз- меры масляного котла	D ₁	1 600	1 600	1 600	1 600	1 800	1 800	1 800	1 800	1 800	1 800
	E ₁	600	600	600	600	650	650	650	650	650	650
	F ₁	620	620	620	620	750	750	750	750	750	750

щему на двух опорах E и E' , и имеет в центре отверстие, снабженное автоматическим загрузочным приспособлением.

Внутренний диск B прикреплен к телу сферической формы, насаженному на конце внутреннего вала G , другой конец которого

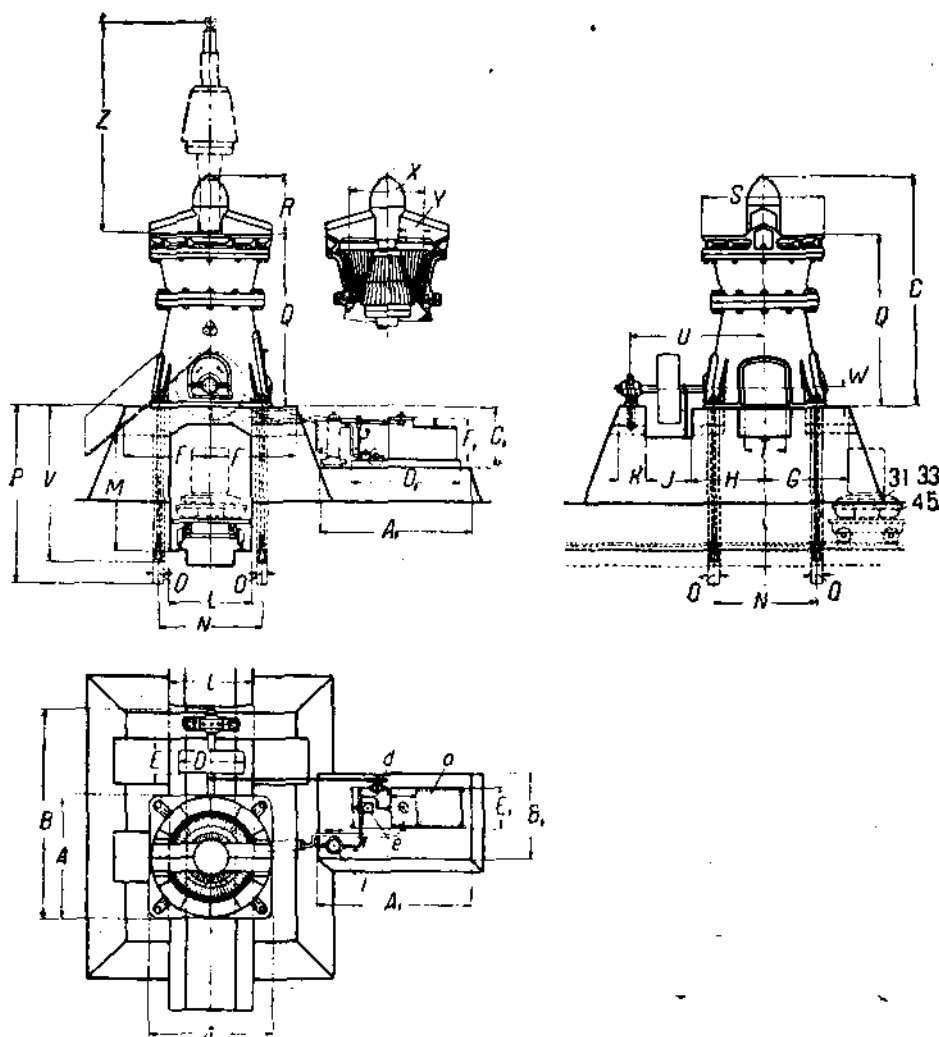


Рис. 256. Коническая дробилка Круппа (установочные размеры).

установлен эксцентрично во втулке шкива F , приводимого в движение от трансмиссии. Эксцентриковый шкив не приводит в движение внутренний вал, так как последний входит во втулку совершенно свободно и вращается только силой трения с той же скоростью и в том же направлении, что и полый вал. Назначение эксцентрикового шкива состоит в том, чтобы ось сплошного внутреннего вала всегда составляла некоторый угол к оси полого

вала и чтобы таким образом ось внутреннего вала описывала коническую поверхность.

Эксцентриковый шкив вращается в обратном направлении по отношению к движению полого вала, вследствие чего, если наруж-

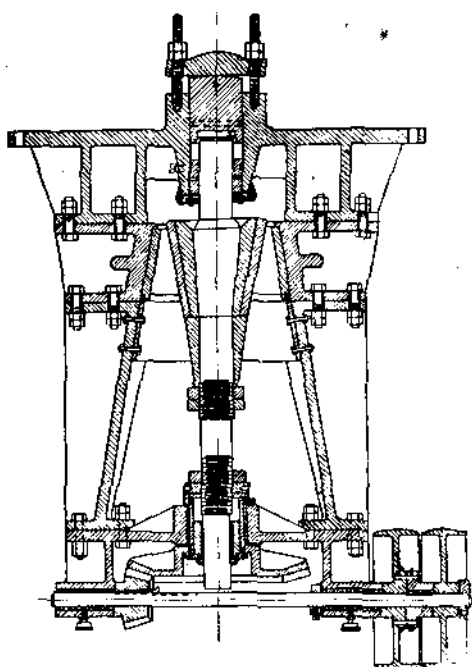


Рис. 257. Коническая дробилка Nathway Rock Crusher Co.

ный диск вращается в вертикальной плоскости, то в движении внутреннего диска наблюдается в течение одного оборота несколько моментов (3—4) приближения и отклонения его к наружному диску благодаря тому, что конец вала эксцентричен по отношению к оси полого вала. В момент приближения дисков и происходит дробление материала за счет нажатия внутреннего диска на куски, поступающие через загрузочное отверстие, а в момент отклонения происходит разгрузка. Эксцентриковый шкив делает 200—600 об/мин., а шкив полого вала 100—300 об/мин.

Дисковые дробилки изготовляются производительностью от 15 до 90 т/час.

Сравнительная оценка конических дробилок. Конические дробилки имеют целый ряд как преимуществ, так и недостатков по сравнению со щековыми.

К достоинствам конических дробилок относятся: 1) равномерная работа их, вследствие чего устраняется необходимость установки маховика и специальных регулирующих приспособлений,

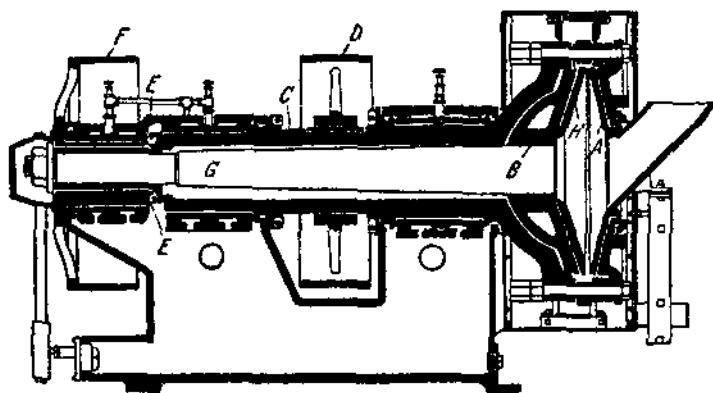


Рис. 258. Дисковая дробилка Саймонса.

2) возможность осуществить более удобные и совершенные способы загрузки, 3) меньший расход энергии на 1 т измельчаемого материала и 4) большая производительность.

Недостатками конических дробилок являются: 1) невозможность дробления вязких материалов, так как в этом случае рабочее пространство дробилки легко забивается материалом; 2) недостаточно благоприятные условия для схватывания измельчаемых кусков, вследствие чего нередко происходит выбрасывание кусков из пасти; 3) затруднено регулирование ширины шпальта; 4) сложность и громоздкость ремонта.

В. Промежуточное измельчение

Полученные при помощи дробилок куски с поперечником 60—40 мм дальнейшему измельчению подвергаются в машинах для промежуточного измельчения, где получается материал в виде мелких зерен, величиной 10—0,5 мм, отчасти смешанных с мукой, причем в некоторых типах машин для промежуточного измельчения материал может быть доведен вообще до состояния муки.

В зависимости от величины зерен, получающихся в результате промежуточного измельчения, все машины этого типа делят на две группы, а именно на: 1) машины тонкого предварительного дробления, куда относятся: дробильные валки, винтовые мельницы, конические мельницы и 2) машины тонкого промежуточного измельчения: ударно-центробежные мельницы и кольцевые мельницы.

48. Валки

Дробильные валки впервые были введены в практику горного дела около 120 лет тому назад. С тех пор было разработано большое количество машин, основанных на принципе валков, но сильно отличающихся друг от друга по конструкции отдельных деталей. Последнее обстоятельство объясняется тем, что валки могут быть употреблены для различных целей, из которых каждая влияет на конструкцию. Валки, работающие при одних условиях, могут оказаться совершенно непригодными для других.

Принцип действия и устройство. Валки действуют по принципу раздавливания путем постоянного и непрерывного нажатия. По своей конструкции они, как это схематически изображено на рис. 259, представляют пару железных или стальных цилиндров *A* и *B* одинакового диаметра, которые вращаются на параллельно расположенных в горизонтальной плоскости осях в обратных направлениях, т. е. навстречу один другому.

Материал поступает сверху, захватывается валками и силою трения увлекается в щель между ними, постепенно измельчается

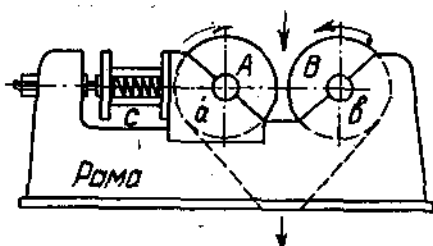


Рис. 259. Схема устройства валков.

и выбрасывается с другой стороны в виде зерен той или иной крупности, причем степень измельчения определяется шириной щели между валками.

Так как валки измельчают материал простым раздавливанием без истирания и имеют внутреннюю щель постоянного размера, то очевидно, что при их работе количество мелочи должно получаться незначительное, вследствие того, что зерна материала, обладающие меньшими размерами, чем ширина щели, имеют возможность свободно проходить через щель.

Если оси валков укреплены таким образом, что расстояние между ними не может изменяться, то в случае попадания кусков больших размеров или слишком большой твердости, или же посторонних предметов может произойти деформация цилиндров или поломка осей. Чтобы избежать таких случайностей, одну ось устраивают неподвижной, другая же устанавливается в подвижных подшипни-

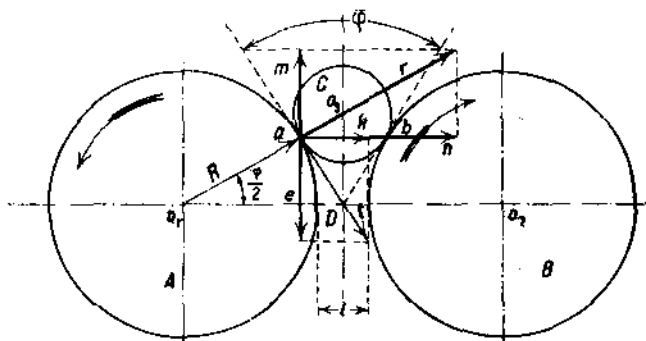


Рис. 260.

ках, так что в случае попадания между вальцами слишком крупных или слишком твердых предметов она может отодвигаться настолько, чтобы тело смогло пройти между ними.

Подвижная ось a прижимается к неподвижной оси b при помощи пружины c или при помощи груза (имело место в более ранних конструкциях). Упругость пружины рассчитывают так, чтобы она несколько превышала давление, требуемое для измельчения. При измельчении материалов очень твердых рабочее давление бывает весьма значительное, так что требуются пружины, сопротивляющиеся большим давлениям. В современной технике имеют место такие конструкции валков, в которых пружины способны создавать давления до 5000 кг/см^2 .

Угол схвата. Для того чтобы валки могли измельчать загружаемый материал, прежде всего необходимо, чтобы куски были втянуты в щель между валками при их вращении. Осуществление процесса втягивания кусков зависит от угла схвата, т. е. от угла между касательными, проведенными в точках касания куска материала и поверхности валков (рис. 260).

Угол схвата практически может изменяться от нуля (в том случае, когда ширина щели равна величине поперечника куска)

до такого угла, при котором вытягивание не происходит и куски материала скользят по внешней поверхности валков.

Величина угла схвата, при которой процесс измельчения будет протекать нормально, зависит от целого ряда факторов; главные из них—это коэффициент трения, величина кусков и диаметр валков.

В точке a соприкосновения измельчаемого куска с валком A , как это изображено на рис. 260, на измельчаемое тело действуют две силы: одна радиальная r и другая—тангенциальная t . Переноса точки приложения этих сил в общую точку касания a , разложим обе силы на горизонтальные и вертикальные составляющие: первую на m и n , а вторую на e и k . Угол между касательными обозначим через φ . Очевидно, что углы, составленные силой r с горизонталью и силой t —с вертикалью, будут равны каждый в отдельности половине вытягивающего угла.

По рис. 260 из параллелограммов сил имеем:

$$n = r \cos \frac{\varphi}{2} \longrightarrow$$

$$m = r \sin \frac{\varphi}{2} \uparrow$$

$$e = t \cos \frac{\varphi}{2} \downarrow$$

$$k = t \sin \frac{\varphi}{2} \longrightarrow$$

Из составляющих сил две, а именно n и k , направлены по горизонтали и следовательно производят давление на тело. Две других составляющие действуют по вертикали в обратных направлениях, причем сила e вытягивает материал в пространство между валками, а сила m —выталкивает его вверх.

Материал будет вытягиваться только при условии если $e > m$, т. е.

$$t \cos \frac{\varphi}{2} > r \sin \frac{\varphi}{2}. \quad (251)$$

Как известно из механики, тангенциальная сила зависит от величины радиуса и может быть выражена как

$$t = fr,$$

где f —коэффициент трения, равный $f = \operatorname{tg} \rho$, где ρ —угол трения.

Подставляя значение $t = fr = r \operatorname{tg} \rho$ в выражение (251), получаем

$$r \operatorname{tg} \rho \cos \frac{\varphi}{2} > r \sin \frac{\varphi}{2},$$

или

$$\operatorname{tg} \rho > \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}.$$

откуда

$$\varphi < 2\rho, \quad (252)$$

т. е. угол схвата должен быть меньше двойного угла трения.

Величина $f = \operatorname{tg} \rho$ для твердых материалов при железных валках колеблется в пределах 0,3—0,7, при этом величине $\operatorname{tg} \rho = 0,3$ соответствует угол $\varphi = 32^\circ$.

Угол схвата уменьшается с увеличением диаметра валков, с увеличением расстояния между валками и с уменьшением кусков измельчаемого материала; наоборот, угол схвата увеличивается с уменьшением диаметра валков, с уменьшением расстояния между валками и увеличением размера кусков материала.

Кроме того в валках существует вполне определенная зависимость между величиной кусков материала, поступающих на измельчение, и диаметром валков.

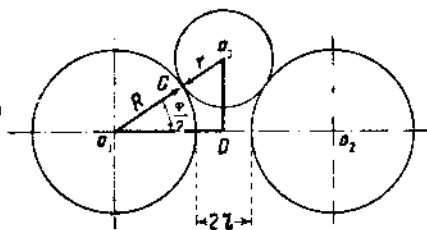


Рис. 261.

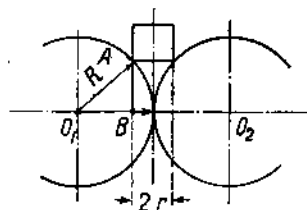


Рис. 262.

Обозначим, как на рис. 261: $2l$ — величину щели или расстояние между валками, R — радиус валков, r — радиус куска материала. По этому рисунку из треугольника O_1AC имеем:

$$\frac{O_1C}{O_1A} = \frac{R+l}{R+r} = \cos \left(\frac{\varphi}{2} \right),$$

откуда

$$R = \frac{r \cos \left(\frac{\varphi}{2} \right) - l}{1 - \cos \left(\frac{\varphi}{2} \right)}$$

Принимая по предыдущему $\varphi = 32^\circ$ и, значит, $\frac{\varphi}{2} = 16^\circ$, имеем

$$\cos \frac{\varphi}{2} = 0,96$$

и

$$R = \frac{r \cdot 0,96 - l}{1 - 0,96} = 25 r \left(0,96 - \frac{l}{r} \right).$$

Принимая практически

$$\frac{l}{r} = 0,25, \text{ т. е. } \frac{r}{l} = 4,$$

окончательно имеем

$$R = 18 r \quad (253)$$

Последнее уравнение указывает, что диаметр дробильных валков пропорционален величине кусков материала, поступающих на измельчение. Практически обычно берут $R = 20 r + 25 r$.

Допуская, что дробящие поверхности валков касаются, как это изображено на рис. 262, друг друга, т. е. $2l = 0$ и обозначая размер куска, поступающего на измельчение, через $2r$, найдем величину радиуса валков R .

Из треугольника AO_1B имеем:

$$\cos \left(\frac{\varphi}{2} \right) = \frac{R - r}{R},$$

откуда

$$R = \frac{r}{1 - \cos \left(\frac{\varphi}{2} \right)} \quad (254)$$

Принимая, как и выше, значение угла $\varphi = 32^\circ$, получим величину радиуса валков для заданных размеров кусков. Результат такого подсчета приведен в табл. 64.

Таблица 64

Диаметр валков в зависимости от величины кусков, поступающих на измельчение

Диаметр валков в мм	Величина кусков 2 r в мм	Диаметр валков в мм	Величина кусков 2 r в мм	Диаметр валков в мм	Величина кусков 2 r в мм
225	6,57	650	26,30	1060	42,50
300	12,14	750	30,36	1210	48,57
450	18,21	900	36,40	1365	54,00
600	24,0	1000	40,48	1820	72,00

Если между валками имеется щель, то при данном диаметре валков величина кусков материала соответственно увеличивается против указанного в таблице на величину щели.

В существующих валках диаметр их колеблется в пределах от 230 до 1350 мм. Валки большого диаметра встречаются редко.

Скорость вращения валков и число оборотов обуславливаются также целым рядом факторов. Практически установлено, что наиболее удобной является окружная скорость на поверхности валков $2 - 2,5$ м/сек и максимально допустимая $4,5 - 5$ м/сек.

Существует также зависимость между окружной скоростью на поверхности валков и величиной кусков материала, поступающего на измельчение. Американский инженер Аргалль дал следующие

формулы для определения числа оборотов и окружной скорости валков:

$$n = \frac{382}{D} \cdot \frac{\lg \frac{16}{d}}{\lg 2} \text{ об/мин.} \quad (255)$$

$$w = 100 \frac{\lg \frac{16}{d}}{\lg 2} \text{ футов/мин.}, \quad (256)$$

где D — диаметр валков в дюймах, d — диаметр кусков в дюймах.

В зависимости от числа оборотов различают валки тихоходные и быстроходные. Тихоходные валки приводятся в движение посредством зубчатой передачи и делают всего $15 \div 20$ об/мин. Быстроходные валки приводятся в движение от ременной передачи и делают $50 \div 100$ об/мин. Нередко делают валки с дифференциальной скоростью, т. е. сообщают им разную скорость вращения; в этом случае кроме раздавливания будет иметь место истирание материала. В целях устранения быстрого изнашивания валков отношение скоростей их не должно быть меньше 0,98.

Обычно передача движения осуществляется к обоим валам, но иногда при измельчении очень небольших кусков устраивают передачу только к одному валу, другой же вращается за счет трения материала о поверхность вала.

Производительность валков. Максимальная производительность валков пропорциональна объему ленты материала, выходящего через щель между ними.

Если сохраним те же обозначения, что и выше, то объем материала, проходящего в 1 сек. через щель, может быть выражен так:

$$V_{\text{сек}} = Fw = b \cdot 2lw \text{ см}^3/\text{сек.}$$

Так как

$$w = \frac{\pi Dn}{60} \text{ см/сек.},$$

и

$$G = \frac{\pi \gamma V_{\text{сек}}}{1000} \text{ кг,}$$

производительность:

$$G = \frac{2 \pi \gamma Dnb l}{60 \cdot 1000} \text{ кг/час,}$$

или, округляя,

$$G = 0,2 \pi \gamma D b n e \text{ кг/час,} \quad (257)$$

где $e = 2l$ — ширина щели в см.

Мощность валков. Расход энергии на измельчение в валках зависит от твердости и вязкости материала, от степени измельчения и производительности валков, и складывается из: 1) работы раздавливания, 2) работы трения материала на валках и 3) работы

трения в подшипниках. Практически мощность валков определяют по формуле

$$N_e = \frac{bDn}{6500} \left(r + \frac{D^2}{24000} \right) \text{ л. с.} \quad (258)$$

Сила, необходимая для нажатия в пружинах валков, может быть вычислена по формуле

$$P = 0,021 \frac{bD^2}{4S}, \quad (258a)$$

где S — ход валка при перемещении в см.

Конструкции валков. На рис. 263 изображена первоначальная конструкция валков корнвалийского типа (1806 г.). Эти валки имели диаметр 460÷760 мм при ширине 355÷510 мм и вращались со скоростью 5÷15 об/мин. Валки устанавливались на осях, вращающихся в открытых подшипниках, которые находились в крепких боковых рамах из чугуна.

От сдвига в сторону подшипники удерживались салазками из железа квадратного сечения, которые одновременно служили для укрепления стойки на концах рам. Один из валков приводился к движению приводом, а другой вращался за счет возникающей между валками силы трения.

Чтобы обеспечить вращение „свободного валка“ и избежать перенапряжения в машине в случае попадания в рабочее пространство очень твердых предметов, был устроен сильный угловой рычаг, имеющий форму большой вилки. Он крепился на шарнирах к раме валков таким образом, что короткие концы его упирались в подшипники „свободного валка“, благодаря чему регулировалось движение их в салазках. К другому концу рычага подвешивался ящик, наполненный рудой и чуш-

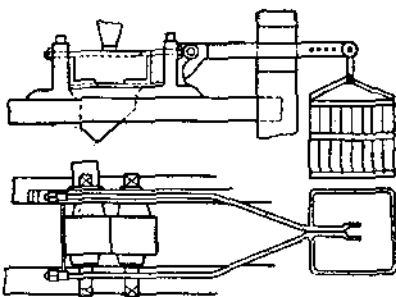


Рис. 263. Корнвалийские валки.

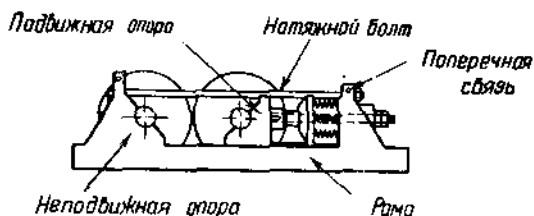


Рис. 264. Одна из ранних конструкций валков.

ками металла. К такому типу устройства валков иногда прибегают и в наше время.

На рис. 264 представлена одна из ранних конструкций валков для тонкого дробления с сравнительно высокой скоростью вращения.

В более поздних образцах этой конструкции отношение ширины валков к их диаметру делают значительно меньшим, чем в ранних, а именно, около 2. Между подвижным (скользящим) подшипником и концевыми стойками устанавливают спиральные пружины, а крайние рамы сжимаются и передают усилия верхним частям рамы. Впрочем, пружины в более поздних конструкциях были

заменены резиновыми буферами, сделанными из чередующихся железных и резиновых шайб. Ось одного вала приводится в движение при помощи шкива, другая же получает вращение от первого посредством зубчатых колес. В целях увеличения крепости рамы в верхней части ее устанавливают натяжной болт.

В современных валках нажатие подвижного вала производится действием сильных цилиндрических винтовых рессор, расположенных за его подшипником и передающих нажатие, опорам либо непосредственно, либо через натяжные болты (тяги), причем полное давление рессор на подвижные опоры должно происходить только в тех случаях, когда в валки может случайно попасть постороннее, не подвергающееся дроблению тело или когда загрузка материала возрастает по сравнению с нормальной.

Устройство валков с рессорами, расположенными непосредственно за подвижной опорой, схематически представлено на рис. 264. Нажатие рессор регулируется установительным бол-

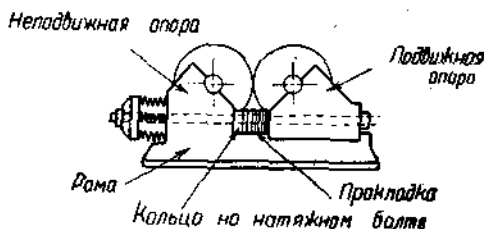


Рис. 265. Дробильные валки.

том, составляющим одно целое с задней рессорной крышкой. Для того чтобы увеличить выпускную щель между валками, наружную гайку установительного болта заворачивают, а внутреннюю отвинчивают. Для того чтобы уменьшить ширину щели, поступают наоборот: наружную гайку отвинчивают, а внутреннюю заворачивают.

На рис. 265 показаны валки, чаще встречающиеся в современной технике. В них давление рессор передается посредством тяг, причем рессоры обычно располагаются за неподвижной опорой. При таком устройстве рессоры работают не на сжатие, а на растяжение.

Общие данные, характеризующие современные валки, приведены в табл. 65.

Таблица 65

Общие данные о дробильных валках

Размер валков мм	Максимальная величина кусков мм	Скорость на внешней окруж. валков м/мин		Мощность в л. с.		Производительность			
						при $e=6$ мм		при $e=25$ мм	
		$n=50$	$n=100$	$n=50$	$n=100$	$n=50$	$n=100$	$n=50$	$n=100$
225 × 225	9	36,0	71,	1,25	1,5	13	26	—	—
300 × 300	12	47,88	67,00	2,00	4,00	23	47	—	—
450 × 250	18	71,67	95,07	3,5	7,0	29	58	—	—
600 × 300	25	95,07	143,35	6,0	12,0	47	95	190	380
750 × 350	32	118,95	192,15	9,0	18	68	137	275	550
900 × 350	37	143,35	237,90	12,0	24,0	82	165	330	660
1050 × 400	43	167,75	286,70	15,0	30,0	110	220	400	880
1200 × 400	50	192,15	335,50	25	50	125	250	500	1000
1350 × 500	55	215,05	384,30	40,0	80,0	175	350	700	1400

Иногда валки устраивают двойные (в два яруса). Подлежащий измельчению материал поступает на верхнюю пару валков и после измельчения попадает на нижние валки, где дробится в более мелкие куски. Валки такого типа представлены на рис. 266.

Нередко валки применяют и для предварительного дробления, причем в этих случаях поверхность их снабжают зубьями. Двойная вальцевая дробилка такого типа в исполнении заводов Круппа представлена на рис. 267, устройство ее понятно без особых пояснений.

Одним из существенных моментов конструкций валков является способ укрепления бандажей их. Валки обычно состоят из внутреннего тела и съемных бандажей, причем последние делают либо с гладкой поверхностью, либо снабжают их поверхность рифами.

В настоящее время существуют три способа укрепления бандажей, называемые способами Крома, изображенные на рис. 268. По

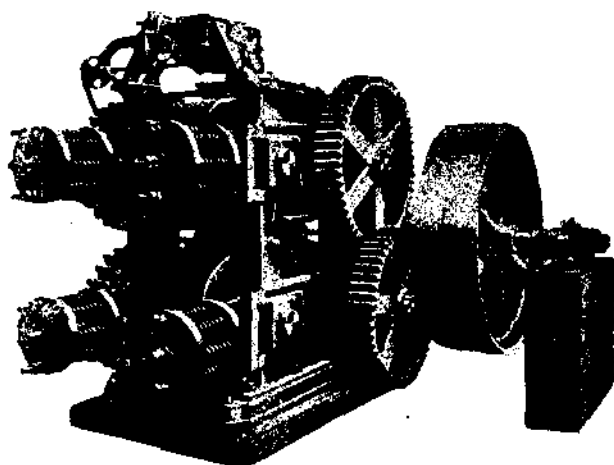


Рис. 266. Двухярусные дробильные валки.

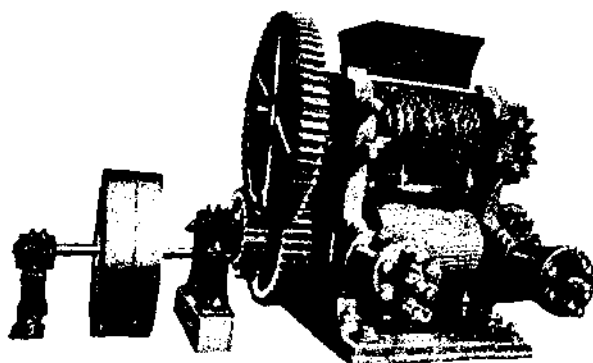


Рис. 267. Двухярусные дробильные валки с зубьями.

способу *a* внутреннее тело делают в виде простого конуса, на который насаживается укрепленный болтами конический бандаж. Этот способ имеет тот недостаток, что вследствие самопроизвольного отвинчивания гайки от ударов и сотрясений происходит ослабление в соединении бандажа и внутреннего тела. Кроме того вообще по этому способу трудно достичь надлежащей затяжки обеих частей.

По способу *b*, представляющему собой некоторое видоизменение способа *a*, внутреннее тело состоит из двух конических колец, стягивающихся болтами, причем оба кольца при посадке их на место могут быть затянуты до необходимого предела и плотно прижаты к бандажу.

По способу *c*, который главным образом и применяется, вну-

треннее тело представляет собой конусный диск со втулкой, которая несколько длиннее бандажа. На свободную часть втулки

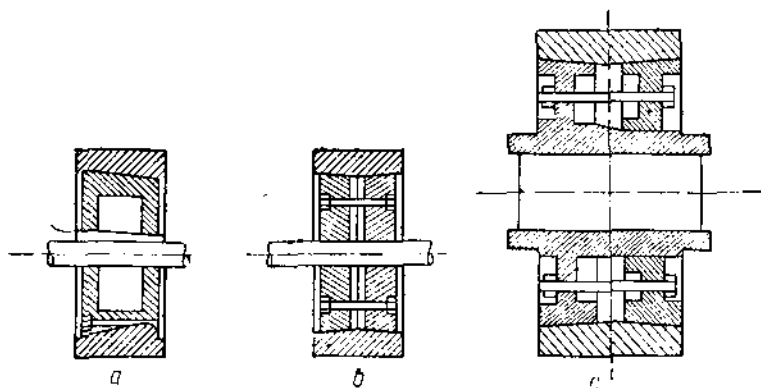


Рис. 268. Укрепление бандажей валков.

адевается коническое кольцо и прижимается болтами к диску, вследствие чего и осуществляется закрепление бандажа.

49. Бегуны, винтовые и конические мельницы

Измельчение в бегунах происходит путем раздавливания и истирания кусков материала катящимися тяжелыми цилиндрами. В основном, как это изображено на рис. 269, бегуны состоят из чаши *A* с двумя или тремя вертикальными жерновами *B*, приспособленными к двойному движению: вокруг вертикальной и горизонтальной осей.

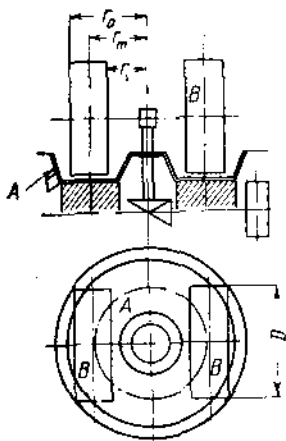


Рис. 269. Схема устройства бегунов.

Жернова, или собственно бегуны, устанавливаются в чаше своей боковой поверхностью и при вращении, описывая круговой путь по плоскости чаши, проходят по измельчаемому материалу и раздавливают его своим весом.

Скольжение в бегунах. Кроме измельчения материала нажатием и раздавливанием — бегуны также и истирают его, так как они не только катятся, но и скользят по поверхности чаши. В самом деле, чистое качение без скольжения может быть только в том случае, если бегуны будут иметь коническую форму, при цилиндрической же форме их чистое качение будет только в тех

точках поверхности бегунов, которые лежат на окружности, проходящей через середину бегуна (жернова), и которые соответствуют среднему радиусу вращения. Все другие точки, не лежащие на середине бегунов, имеют другой радиус вращения и, следовательно.

будут иметь скольжение, а за счет скольжения и возникает истирание материала.

Величина скольжения цилиндрических бегунов зависит от радиуса вращения и от ширины обода и может быть определена путем следующих расчетов.

Обозначим (см. рис. 269): $r_m = r_{cp}$ — радиус вращения средней окружности в M , r_i — радиус вращения внутренней окружности в M , r_a — радиус вращения наружной окружности в M , b — ширина обода в M , n — число об/мин, w_{cp} , w_i , w_a — окружные скорости соответственно на средней, внутренней и наружной окружностях обода в M .

Скорость движения по поверхности чаши точек, лежащих на соответствующих окружностях обода, будут:

$$w_{cp} = \frac{2\pi r_{cp} n}{60} \quad \text{м/сек},$$

$$w_a = \frac{2\pi r_a n}{60} \quad \text{м/сек},$$

$$w_i = \frac{2\pi r_i n}{60} \quad \text{м/сек}.$$

Так как $r_a > r_{cp} > r_i$, то отсюда разности $W_a = w_a - w_{cp}$, $W_i = w_{cp} - w_i$ будут не что иное, как пути, проходимые точками, лежащими на наружной и внутренней окружностях бегуна при скольжении, так как их путь не равняется их окружной скорости. Каждая точка внутренней окружности будет скользить на $W_i = (w_{cp} - w_i)$ м/сек вперед, а каждая точка наружной окружности будет на $W_a = (w_a - w_{cp})$ м/сек скользить назад.

Величину скольжения найдем, подставляя в выражение W_a и W_i значение окружных скоростей. Для наружной окружности:

$$W_a = w_a - w_{cp} = \frac{2\pi n}{60} (r_a - r_{cp});$$

но так как

$$r_a = r_{cp} + \frac{b}{2},$$

то

$$W_a = \frac{2\pi n}{60} \left(r_{cp} - r_{cp} + \frac{b}{2} \right) = \frac{\pi n b}{60} \quad \text{м/сек}.$$

Для внутренней окружности:

$$W_i = w_{cp} - w_i = \frac{2\pi n}{60} (r_{cp} - r_i),$$

но так как

$$r_i = r_{cp} - \frac{b}{2},$$

то

$$W_i = \frac{2\pi n}{60} \left(r_{cp} - r_{cp} + \frac{b}{2} \right) = \frac{\pi n b}{60} \quad \text{м/сек}.$$

Если точки, взятые на наружной окружности обода, проходят в 1 сек. скольжением путь равный $\frac{\pi nb}{60}$, а точки, взятые на средней окружности обода, скольжения не имеют, то в среднем все точки, взятые между наружной окружностью и средней, проходят скольжением путь, равный

$$W_{cp}' = \frac{\frac{\pi nb}{60} + 0}{2} = \frac{\pi nb}{120} \text{ м/сек.} \quad (A)$$

Так же и для всех точек, лежащих между серединой обода и внутренней окружностью, путь скольжения равен

$$W_{cp}'' = \frac{\pi nb}{120} \text{ м/сек.} \quad (B)$$

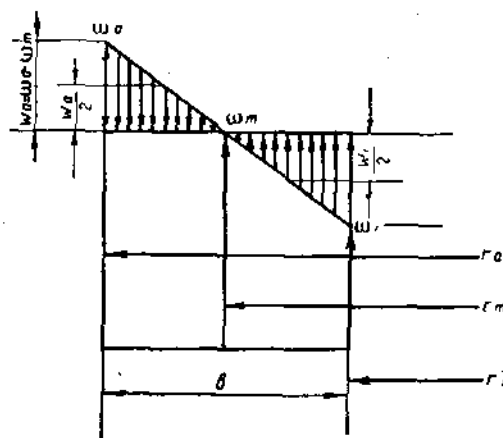


Рис. 270.

На рис. 270 изображена эпюра скоростей и среднего пути скольжения точек, лежащих на обода бегуна.

Из равенств (A) и (B) мы видим, что скольжение в бегунах зависит от ширины обода и будет тем больше, чем больше ширина обода, а отсюда и истирание материала увеличивается также с увеличением ширины обода.

Мощность бегунов. Расход работы на измельчение в бегунах приблизительно можно вычислить как сумму работ трения при качении и скольжении.

Работа трения при скольжении определяется следующим путем. Если P кг — полезная сила, приложенная по касательной к окружности радиуса вращения r_{cp} для преодоления сил трения, возникающих при скольжении бегуна, f_1 — коэффициент трения при скольжении и G — вес одного жернова в кг, то имеем равенство:

$$\frac{2\pi r_{cp} n P}{60} = \frac{\pi n b f_1 G}{120},$$

откуда

$$P = \frac{f_1 G b}{4 r_{cp}} \text{ кг.}$$

Мощность, потребная на преодоление сил трения при скольжении, будет

$$N_1 = \frac{z P w_{cp}}{75} \text{ л. с.,} \quad (259)$$

где z — число жерновов.

Работа трения при качении может быть выражена как

$$N_2 = \frac{zw_{\text{ср}} f_2 G}{75R} \text{ л. с.}, \quad (260)$$

где f_2 — коэффициент трения при качении (коэффициент трения второго рода) и R — радиус бегуна в м.

Полная мощность на валу машины с учетом вредных сопротивлений будет равна

$$N_s = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (261)$$

где η — механический коэффициент полезного действия.

Производительность бегунов сравнительно невелика и точному математическому подсчету не поддается. Она зависит от числа оборотов, площади свободного сечения сетки и ее кружности, от высоты порога в чаше и т. д. Вообще же производительность бегунов по сравнению хотя бы с валками очень мала и следовательно они представляют собою сравнительно громоздкую машину, расходующую большое количество энергии. Несмотря на это, благодаря простоте устройства бегуны являются довольно распространенными в мелкотоннажных производствах, например анилинокрасочном и лакокрасочном, а также в жировом, где их называют фалевками.

Типы и конструкции бегунов. В зависимости от конструкции различают бегуны: 1) с неподвижной чашей и вращающимися жерновомы и 2) с вращающейся чашей и неподвижными жерновомы.

В бегунах с неподвижной чашей жернова вращаются одновременно вокруг вертикальной оси, описывая путь по окружности чаши, и вокруг своей горизонтальной оси, в то время как в бегунах с вращающейся чашей жернова вращаются только вокруг горизонтальной оси.

Из этих двух конструкций бегунов вторая имеет перед первой некоторые преимущества, а именно: 1) более простое и надежное укрепление жерновов, 2) более легкую выгрузку измельченного материала, 3) отсутствие центробежной силы, отбрасывающей бегуны от вертикальной оси.

В зависимости от числа оборотов различают бегуны тихоходные и быстроходные. Тихоходные бегуны обычно делают 8—15 об/мин. и отличаются большим радиусом вращения при сравнительно небольшой ширине обода, что обуславливает незначительность истирающих усилий. Жернова их обычно обладают значительным весом до 2,5—5 т при диаметре 2—3 м. Жернова делают из чугуна и снабжают снаружи стальным бондажем толщиной 200—250 мм. Чаши отливают, также из чугуна цельными или составными, причем поверхность их днищ выкладывается стальными плитами, по которым и катятся жернова. Соединение жерновов с вертикальным валом осуществляется двояко: или ось свободно входит в жернов и при качении остается неподвижной или, наоборот, ось с жерновом скрепляется жестко и при качении вращается в специальной коробке, укрепленной на вертикальном валу.

В первом случае ось должна быть выполнена в виде коленчатого вала, во втором она должна свободно подниматься и опускаться в коробке. Эта необходимость вытекает из тех соображений, что при попадании крупных и твердых кусков под жернов, последний будет подниматься; если при этом ось его будет жестко закреплена, то при таком подъеме неизбежно возникнут деформации изгиба ее.

Дно чаши бегунов делается решетчатым, причем от ширины щелей решетки, которая делается чаще в виде свободно вынимающихся отдельных стальных колосников, и зависит крупность помола. При наличии отдельных колосников изменение крупности помола легко достигается путем их смены.

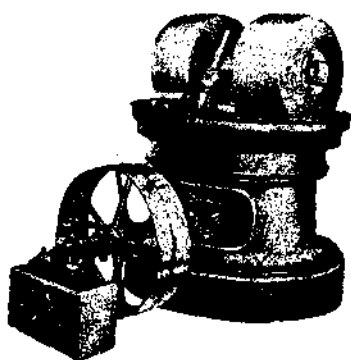


Рис. 271. Бегуны Круппа.

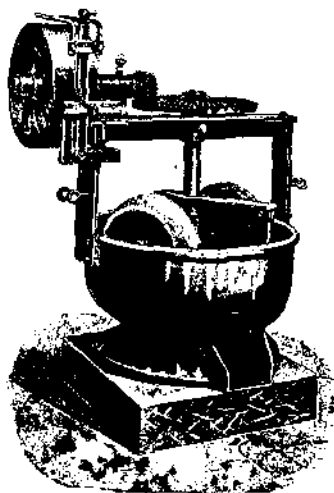


Рис. 272. Быстроходные бегуны легкого типа.

Кроме того бегуны снабжаются гребками, укрепленными на валу, которые при вращении бегунов передвигают измельченный материал от периферии к центру и обратно от центра к периферии, чем достигается равномерность распределения материала по всей поверхности дна чаши, а также и лучшая разгрузка чаши от зерен, достигших требуемой крупности.

Приводятся в движение бегуны от привода посредством пары конических зубчатых колес, причем если передача расположена под чашей, то в центре последней устраивают горловой подшипник, а при верхнем расположении вал укрепляется в подпятнике. И в том и в другом случае должны быть приняты меры к предупреждению засаривания подшипников.

На рис. 271 изображены бегуны, выполненные фирмой Круппа, состоящие из двух жерновов, неподвижно закрепленных на горизонтальной оси, вращающейся в подшипнике каретки, которая укреплена на вертикальном валу. Бегуны эти тихоходные с неподвижной чашей, с нижним приводом. Данные о производительности, мощности и основных размерах бегунов приведены в табл. 66.

Таблицы

Общие данные о тихоходных бегунах Круппа

№	1	2	3	4	5
Диаметр бегунов мм	1 000	1 260	1 500	1 700	2 000
Ширина " " " " " "	250	320	400	400	500
Число об/мин. " " " " " "	22	19	15	13	12
Мощность л. с. " " " " " "	4—6	6—10	9—12	12—16	15—20
Средняя часовая производи- тельность кг. " " " " " "	{ 300 250	{ 600 450	{ 800 600	{ 1 200 1 000	{ 1 800 1 200
Общая длина м. " " " " " "	2,5	2,8	3,5	4,8	6
" ширина " " " " " "	1,8	2,1	2,5	2,8	3,1
" высота " " " " " "	2,4	2,8	3,6	4	4,5
Вес кг. " " " " " "	4 475	8 200	13 250	18 450	27 300

На рис. 272 дан общий вид быстроходных бегунов легкого типа, применяющихся в анилинокрасочной и лакокрасочной промышленности. Они являются бегунами с неподвижной чашей и с верхним

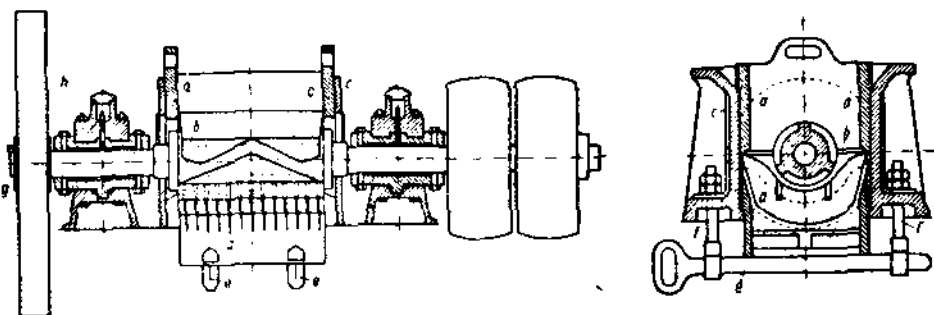


Рис. 273. Винтовая мельница.

приводом. Разгрузка измельченного материала осуществляется периодически. Данные о размерах и мощности такого типа бегунов, выполняемых фирмой Экгартд (Лейпциг), приведены в табл. 67.

Таблица 67

Общие данные о бегунах фирмы Экгартд

№	Диаметр чаши мм	Диаметр и ширина бегунов мм	Шкив		Вес кг		Число об/мин.	Мощ- ность л. с.
			диаметр мм	ширина мм	нетто кг	брутто кг		
1	600	330 × 120	350	450	440	80	100	1 $\frac{1}{2}$
2	800	450 × 150	700	800	450	100	100	3

Винтовая мельница. Представленная на рис. 273 винтовая мельница, выполненная заводом Круппа, состоит из дробильного шнека *b*, насаженного в горячем состоянии на вал *g*, горизонтально установленный и вращающийся в коробке *C*. Коробка изнутри выложена чугунными плитами *a* и снабжена решеткой, ребра которой выполнены из стали.

Шнек представляет собою винт с многократной нарезкой, идущей от его концов к середине в двух противоположных направлениях; нарезка плоская, с большим шагом. Вал снабжен на одном конце рабочим и холостым шкивами, а на другом — маховиком *h* и вращается в подшипниках, установленных снаружи коробки.

При вращении винт действует на загружаемый в коробку материал преимущественно разрезающим образом, а поэтому машины этого типа пригодны только применительно к материалам мягким и средней твердости.

Данные о размерах и производительности винтовых мельниц приведены в табл. 68.

Таблица 68

Общие данные о винтовых мельницах с подвижной решеткой заводов Круппа

№	0	1	2	3
Диаметр шнека мм	180	210	250	300
Длина коробки "	400	500	750	900
Шкив { диаметр "	400	500	600	720
{ ширина "	170	200	230	260
Число об/мин.	300—600	250—50	200—500	150—400
Мощность при средней производительности л. с.	3	4	6	10
Часовая производительность в кг	2 000	3 000	5 000	7 000
Место, занимаемое { длина м	1,8	2,1	2,6	2,9
мельницей { ширина "	0,9	1,1	1,4	1,6
{ высота "	0,9	1,1	1,4	1,6
Вес машины кг	1 150	1 600	2 950	4 050

Конические мельницы. В конической мельнице, представленной на рис. 274, материал измельчается путем разрезывания, вследствие чего она находит применение и при измельчении материалов средней твердости в кусках с поперечником до 25 мм.

Коническая мельница устроена по типу общеизвестной кофейной мельницы и состоит в основном из двух усеченных конусов, из коих внутренний *c*, обращенный своим основанием вниз, вращается в полой пространстве наружного конуса *d*. Поверхности обоих конусов снабжены выступающими ребрами, высота которых уменьшается по направлению книзу.

Материал загружается сверху в пространство *г* между внутренним и наружным конусами и при вращении внутреннего конуса измельчается и выходит через кольцевую щель у основания конусов. Ширина этой щели регулируется при помощи приспособления *k* и *l*,

Общие данные о конических мельницах заводов Круппа

№	С нижним приводом						С верхним приводом					
	1	2	3	3в	4	5	3	3а	3в	4	5	6
Наибольший диаметр конуса мм	275	400	650	1 250	1 250	1 345	650	850	1 050	1 250	1 345	1 520
Число об/мин.	250	250	200	200	220	220	190	165	200	180	220	300
Шкив { диаметр мм	450	630	850	1 000	1 255	1 255	850	850	1 000	1 000	1 000	1 000
{ ширина "	100	130	150	160	170	210	150	165	160	170	175	200
Мощность л. с.	2	4	6	10	12	15	6	9	10	12	15	18
Место, занимаемое мельницей:												
длина м	1,2	1,5	2,1	2,75	3,1	3,3	1,8	1,8	2,5	2,9	2,9	2,9
ширина "	0,9	1,0	1,1	1,75	1,9	2,1	1,2	1,4	1,5	1,7	2,0	2,1
высота "	1,2	1,5	2,1	2,6	2,9	3,5	3,3	3,3	3,3	4,2	4,2	4,2
Вес кг	460	920	2 120	5 050	7 400	6 400	2 050	3 000	5 300	7 100	5 400	6 900

Примечание. Часовая производительность — смотря по твердости материала.

позволяющего сдвигать и раздвигать ободок *l*, насаженный на нижней части вращающегося конуса.

Конические мельницы приводятся в действие посредством зубчатой передачи, устанавливаемой либо в верхней, либо в нижней частях мельницы.

Измельчающие детали, а именно ребристые поверхности конусов, изготавливаются из твердых материалов.

Данные о размерах и производительности конических мельниц приведены в табл. 69.

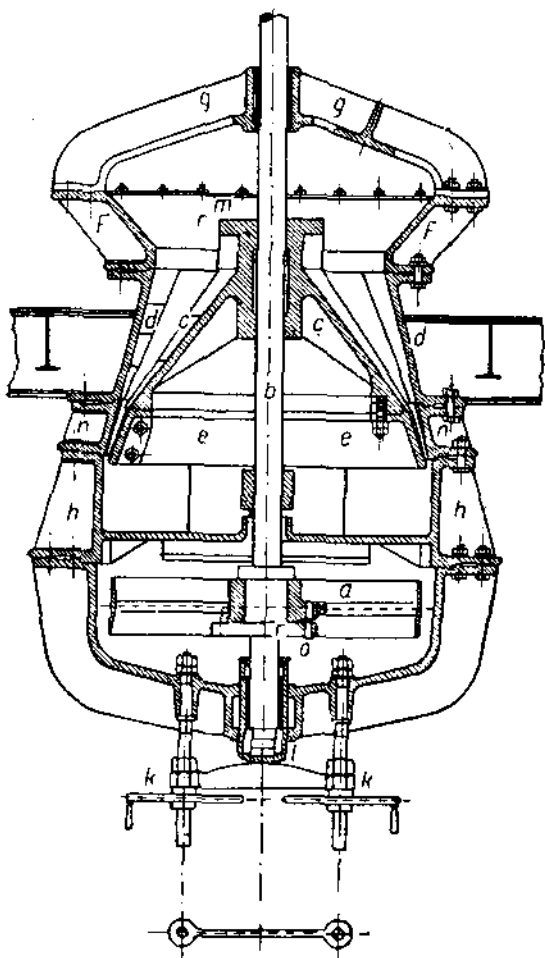


Рис. 274. Коническая мельница.

50. Ударноцентробежные мельницы

Для целей промежуточного измельчения в химической технике нашли широкое применение так называемые ударно-центробежные мельницы, в которых процесс измельчения осуществляется посредством удара и раскалывания кусков материала специальными измельчающими органами в виде круглых штифтов, крыльев, кулаков, молотков и т. п., вращающихся с большой скоростью.

Применяются ударно-центробежные мельницы как для тонкого предварительного дробления, так и для тонкого промежуточного измельчения вязких и хрупких материалов. По своему

устройству все ударноцентробежные мельницы можно разбить на четыре группы: 1) кулачковые, или молотковые мельницы, 2) ударно-крестовые мельницы, 3) дезинтеграторы, 4) дисмембраторы.

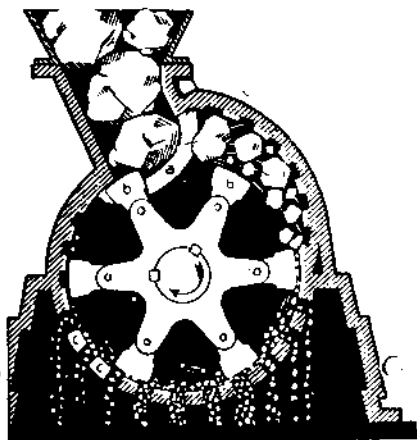
Кулачковые, или молотковые мельницы. В зависимости от крупности помола различают кулачковые дробилки и кулачковые мельницы, первые служат для тонкого предварительного измельчения, вторые — для тонкого промежуточного, а иногда и окончательного измельчения.

На рис. 275 представлена схема устройства кулачковой дробилки

фирмы Круппа. На валу, вращающемся в подшипниках с кольцевой смазкой и снабженном шкивом для ременной передачи, внутри цилиндрического кожуха укреплен стальная втулка, к которой прикреплено несколько неподвижных или качающихся кулаков *b* из твердой стали. Кулаки эти при вращении втулки захватывают шибера *a*, вследствие чего последний периодически сообщает кожух дробилки с загрузочной воронкой, через которую измельчаемый материал поступает в рабочее пространство кожуха, где захватывается кулаками и раздробляется последними. Измельченный материал проталкивается через решетку в нижней части кожуха, от ширины щелей которой и зависит степень измельчения или крупность помола. Практически на таких дробилках измельчают куски величиной в 250 мм до кусочков в 20—3 мм.

Размеры и производительность кулачных (молотковых) мельниц приведены в табл. 70.

При более тонком измельчении измельченный материал выгружается из рабочего пространства кулачной мельницы не через решетку, а засасыванием при помощи вентилятора, помещенного за кулаками и в большинстве случаев насаженного на валу, составляющем одно целое с мельницей. Устройство такой кулачной мельницы, изготовляемой фирмой Раймонд в Чикаго, представлено на рис. 276.



(Рис. 275. Схема молотковой дробилки.

Таблица 70

Общие данные о кулачных (молотковых) мельницах Круппа

№	88	810	1010	1012	1312	1314	1316	1616	1618
Рабочее пространство:									
диаметр <i>мм</i> . . .	800	800	1 000	1 000	1 300	1 300	1 300	1 600	1 600
ширина . . .	800	1 000	1 000	1 200	1 200	1 400	1 600	1 600	1 800
Производительн. <i>т/час</i>	40	50	70	85	100	120	150	180	200
Расход мощности <i>л. с.</i>	50	65	95	110	130	160	200	240	260
Мощность мотора <i>л. с.</i>	75	90	130	155	180	225	280	340	360
Шкив { диаметр <i>мм</i> . . .	600	600	750	750	1 000	1 000	1 000	1 200	1 200
{ ширина . . .	300	300	350	350	400	400	500	500	500
{ число об./м. . .	950	950	750	750	580	580	580	480	480
Габаритные размеры { длина <i>мм</i> . . .	2 500	2 500	2 800	2 800	3 100	3 100	3 100	3 400	3 400
{ ширина <i>мм</i> . . .	1 900	2 100	2 100	2 300	2 300	2 500	2 700	2 700	3 000
{ высота . . .	1 500	1 500	1 800	1 800	1 950	1 950	1 950	2 200	2 200
Вес <i>кг</i>	6 000	7 500	9 500	12 000	15 000	16 500	19 000	25 000	28 000

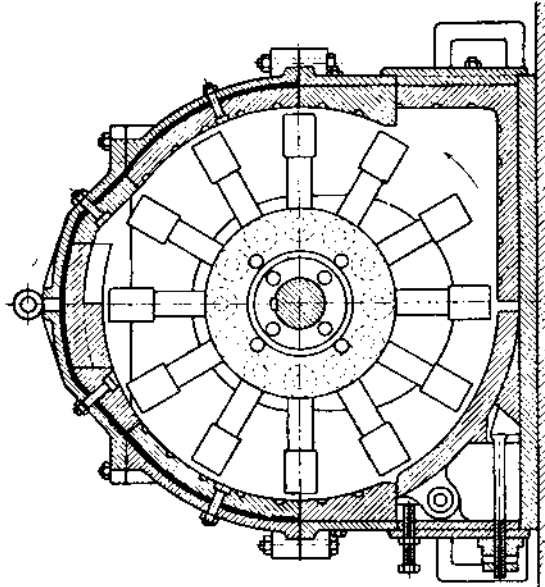
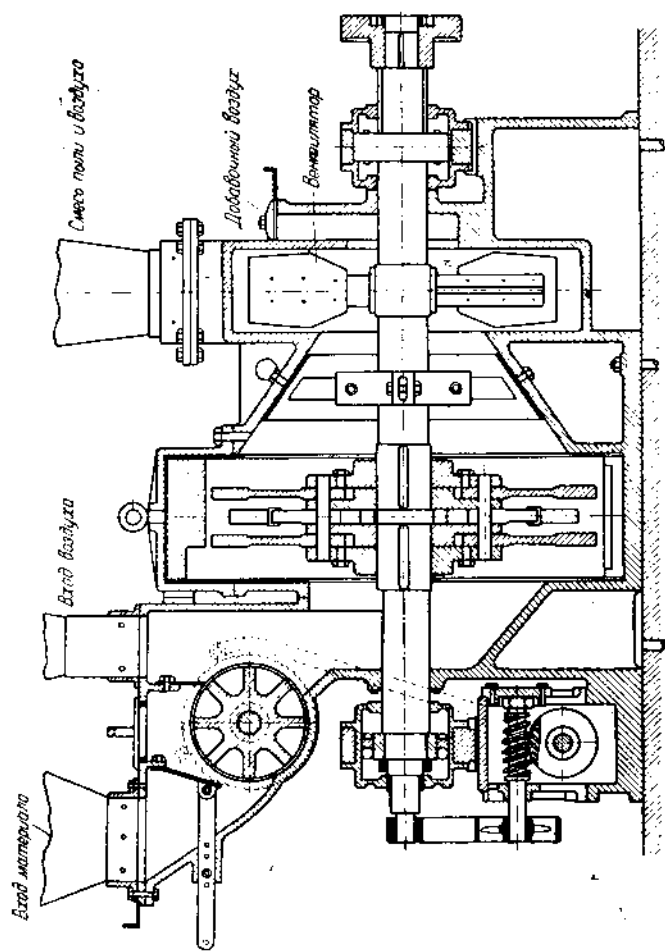


Рис. 276. Кулачковая мельница Раймонда.

Измельчение на кулачных мельницах происходит не только вследствие ударов и толчков. Превращение материала в мелкую пыль вызывается отчасти и тем, что частицы материала от действия вихря, создаваемого кулаками, истираются в пыль вследствие трения друг об друга и о те части мельницы, с которыми они соприкасаются.

Поэтому кулаки даже из твердой стали подвергаются сильному износу на торцевой поверхности и на той стороне, которая обращена навстречу потоку воздуха. Вследствие этого со временем тонкость помола быстро уменьшается.

Ударнокрестовая мельница. В ударнокрестовой мельнице измельчающий орган состоит из 4—6 крыльев, расположенных крестообразно и укрепленных на быстро вращающемся валу. Вал вместе с крыльями вращается также в цилиндрическом кожухе, основания и боковые поверхности которого снабжены неподвижными ударными ребрами, а нижняя часть представляет собой решетку.

Материал поступает в кожух сбоку, захватывается вращающимися крыльями, отбрасывается к периферии кожуха и вследствие этого подвергается ударному и разрезающему действию неподвижных ребер, измельчается и проходит через отверстия решетки.

Крылья, ребра и решетку делают из очень твердых материалов. Степень измельчения регулируется при помощи постановки решеток с отверстиями, требуемыми заданной степени измельчения.

Схема устройства ударнокрестовой мельницы представлена на рис. 277.

Дезинтегратор. В дезинтеграторе в качестве измельчающих органов применены круглые штифты, насаженные концентрическими рядами на быстро вращающиеся диски. Он состоит, как это схематически изображено на рис. 278, из двух дисков *a* и *b*, наглухо насаженных на валы *c* и *d*, установленные в горизонтальных подшипниках и приводимые в быстрое вращательное движение от трансмиссии при помощи шкивов.

На каждом из дисков имеется большое количество распо-

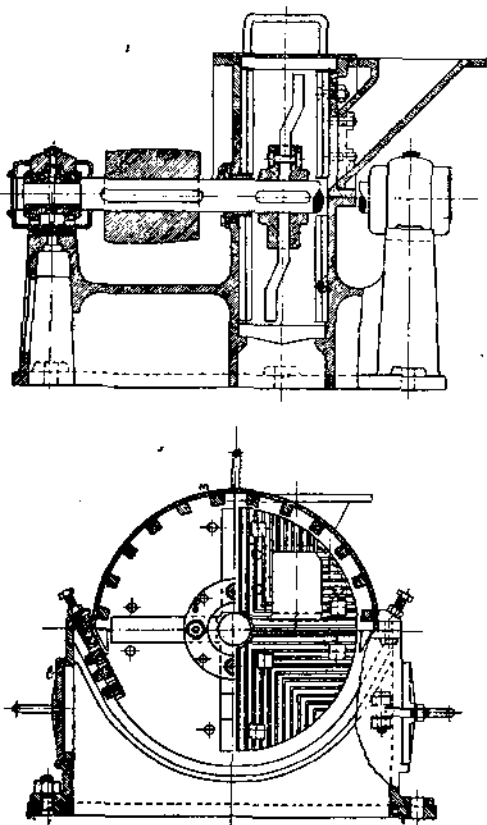


Рис. 277. Ударнокрестовая мельница.

женных концентрическими окружностями ударных цилиндрической формы штифтов, причем каждый ряд штифтов одного диска входит между двумя рядами штифтов другого так, что их поверхности между собой не соприкасаются.

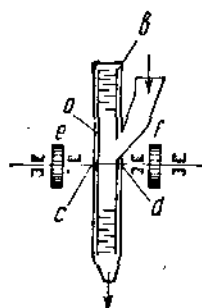


Рис. 278. Схема устройства дезинтегратора.

Число штифтов в концентрических рядах увеличивается по направлению от центра к периферии, а расстояние между ними уменьшается в том же направлении.

Материал подается сбоку по оси дисков и при вращении последних отбрасывается по направлению к периферии, подхватывается штифтами другого диска, вращающегося в обратную сторону, и отбрасывается снова.

Таким образом куски материала, ударяясь о штифты, как это схематически изображено на рис. 279, измельчаются и, достигнув величины меньшей, чем расстояние между штифтами последнего (наружного) ряда, выбрасываются в кожух аппарата и из него удаляются в разгрузочную воронку.

Чтобы иметь возможность чистить рабочее пространство в том случае, когда измельчению подвергаются вязкие материалы, один из валов устанавливается на подвижных подшипниках, позволяющих легко раздвигать диски.

Дезинтеграторы бывают различных размеров с диаметром внешнего барабана от 400 до 2000 мм и скоростью вращения от 1200 до 220 об/мин. Производительность, мощность и основные размеры дезинтеграторов приведены в табл. 71.

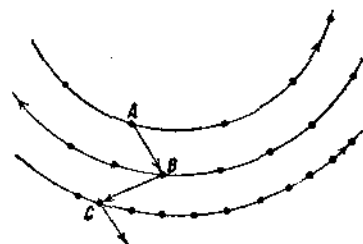


Рис. 279.

Таблица 71

Общие данные о дезинтеграторах

№	1	2	3	4	5	6	7	8
Диаметр внешнего барабана мм . . .	500	650	800	1000	1100	1250	1500	1600
Шкив мм	180/120	230/130	250/185	350/200	350/220	400/200	600/270	650/280
Число об/мин.	1000	900	800	600	500	450	400	220
Мощность л. с.	4	6	10	12	14	18	25	30
Производительность т/час	500	1000	2000	4000	6000	9000	15000	1800
Габаритные размеры { длина	1800	2300	2600	3000	3000	3200	3300	4000
{ ширина	1200	1400	1600	1900	1900	2200	2500	2600
{ высота	800	900	1100	1500	1700	1800	1800	1800
Вес кг	650	1150	1730	2500	2650	3360	5400	7200

Диссемблатор. Основным недостатком дезинтегратора является то, что он имеет два вала с самостоятельными ременными пере-

дачами. Этот недостаток устранен в дисмембраторах, в которых, в отличие от дезинтегратора, вращается только один диск, другой же устанавливается неподвижно. Схема устройства дисмембратора представлена на рис. 280.

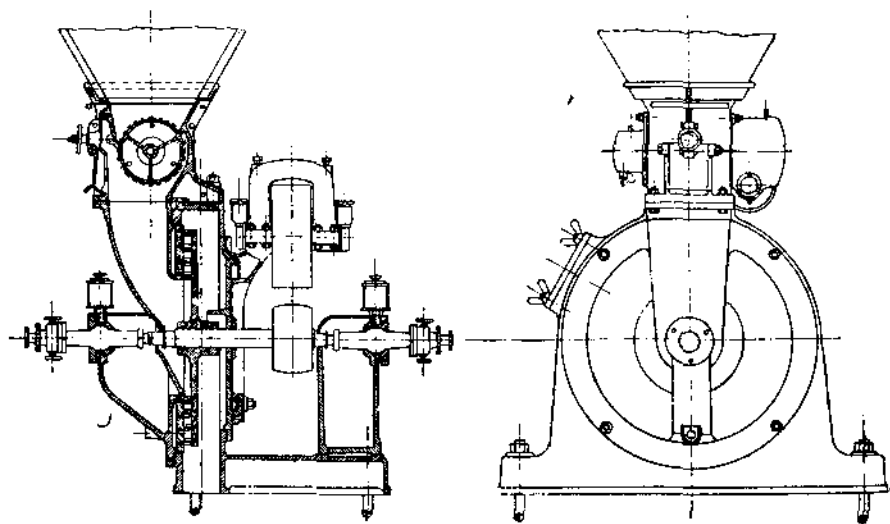


Рис. 280. Дисмембратор.

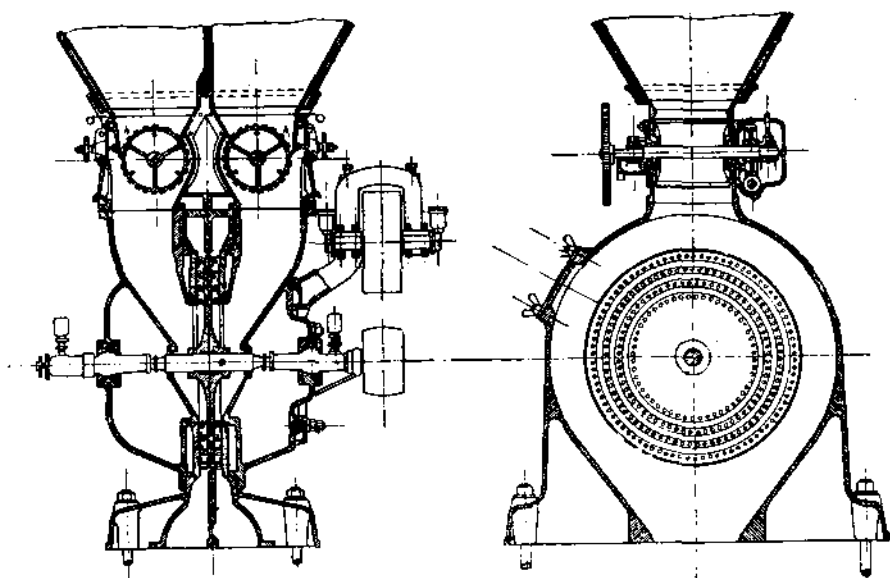


Рис. 281. Двойной дисмембратор.

На рис. 281 представлен разрез дисмембратора с двумя неподвижными и одним вращающимся дисками.

При прочих равных условиях дисмембратор с одним неподвижным диском должен делать оборотов в два раза больше, чем дезинтегратор. Это обстоятельство требует весьма точной установки движущегося диска.

Как дезинтегратор, так и дисмембратор весьма чувствительны к слишком твердым предметам, попадающим между вращающимися частями. При тех громадных скоростях, которые имеют место в машинах этого типа, слишком твердый предмет, попавший в рабочее пространство аппарата, может совершенно его испортить. В большинстве случаев такими твердыми посторонними телами являются гвозди, гайки и вообще куски железа. Для устранения их обычно снабжают загрузочную воронку ситом и сильным электромагнитом.

При той большой скорости, которую имеют дезинтеграторы и дисмембраторы, их диски могут работать как вентиляторы, всасывая воздух через загрузочную воронку и нагнетая его в разгрузочный бункер, что требует затрат значительного количества энергии. Во избежание таких вредных затрат сил необходимо сообщать загрузочную воронку с разгрузочным пространством, что обычно и делают, устраивая воздухопровод, соединяющий разгрузочное пространство с загрузочным, причем для того, чтобы мелкие частицы, увлекаемые воздухом, снова не попадали на измельчение, снабжают этот воздухопровод мешочными фильтрами. Схема такого устройства представлена на рис. 282.

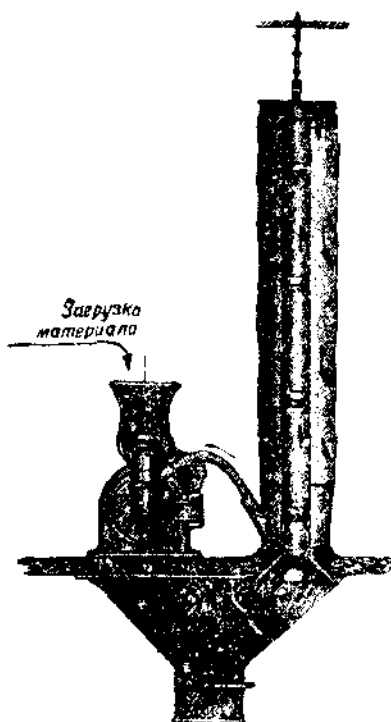


Рис. 282. Схема установки дезинтегратора.

С. Тонкое измельчение

В машинах тонкого измельчения (мельницах) материал измельчается до такого состояния, когда отдельные частицы его не чувствуются на-ощупь, т. е. когда он получается в состоянии муки.

Некоторые из рассмотренных выше измельчающих аппаратов, предназначенных для целей промежуточного измельчения, как например ударноцентробежные, мы называли также мельницами. Но это не вполне точно, так как рассмотренные выше конические, винтовые и ударноцентробежные мельницы, измельчающие материал при помощи коротких ударов и толчков, дают продукт не мучнистого, а преимущественно зернистого строения. Чтобы получить материал в виде муки, необходимы не короткие удары и толчки, а более длительное воздействие ударом и трением.

В собственно мельницах процесс измельчения достигается: 1) только при помощи длительных, часто повторяющихся ударов тяжелыми телами, 2) только растиранием материала между двумя телами, 3) наконец путем одновременного воздействия и ударов и истирания.

Число типов и конструкций машин для тонкого измельчения весьма значительно. Мы здесь остановимся только на наиболее интересных и широко распространенных.

51. Толчеи

Эти измельчающие аппараты достаточно рассмотреть лишь кратко, так как они не находят широкого применения в химической технологии.

Толчея состоит (рис. 283) из одного или нескольких вертикальных стержней *a*, снабженных на нижнем конце тяжелым пестом *b*.

Стержень при помощи кулака *e*, вращающегося на горизонтальном валу *g*, и муфты *f* периодически через короткие промежутки времени поднимается вверх и затем свободно падает вниз на наковальню *c*, установленную в корыте *d*, в котором находится измельчаемый материал.

Измельченный в достаточной степени материал за счет ударов песта обычно уходит из корыта при помощи струи воды через сита, сделанные в боковой продольной стенке корыта.

Корыто представляет собою тяжелую чугунную цельную отливку весом от 2,5 до 4 т, внутри выложенную стальными плитами. Размеры корыта: ширина 230—250 мм, длина 1375—1525 мм и высота 1300—1400 мм.

Наковальня — цилиндрической формы изготавливается из твердой стали и имеет высоту 175—200 мм и диаметр около 230 мм. Пест обычно представляет собою цилиндрическое тело с коническим концом, изготавливаемое также из твердых сортов стали, диаметром тоже около 230 мм и общим весом 55—65 кг, причем все ударное приспособление в целом обычно весит около 380—765 кг.

Подъем песта производится кулаком, представленным на рис. 284, форма которого очерчивается по развертке круга, так же, как в зубчатых колесах, скрепляющихся с зубчатой рейкой. Если толчея имеет несколько пестов, приводимых в действие от одного вала, то кулаки располагаются в таком порядке, чтобы, во-первых, не все песты падали одновременно, что создало бы чрезмерную нагрузку, и, во-вторых, чтобы не было последовательного падения двух соседних, так как в этом случае материал будет распределяться по корыту неравномерно, концентрируясь у того или другого конца корыта.

Дробление в толчее производится действием живой силы падающих ударных частей (песта), причем действующее усилие направлено по вертикали. Так как живая сила падающего тела равняется

$$T = \frac{mv^2}{2},$$

где m — масса падающего тела, равная $m = \frac{G}{g}$, и w — скорость падения, то

$$T = \frac{Gw^2}{2g}.$$

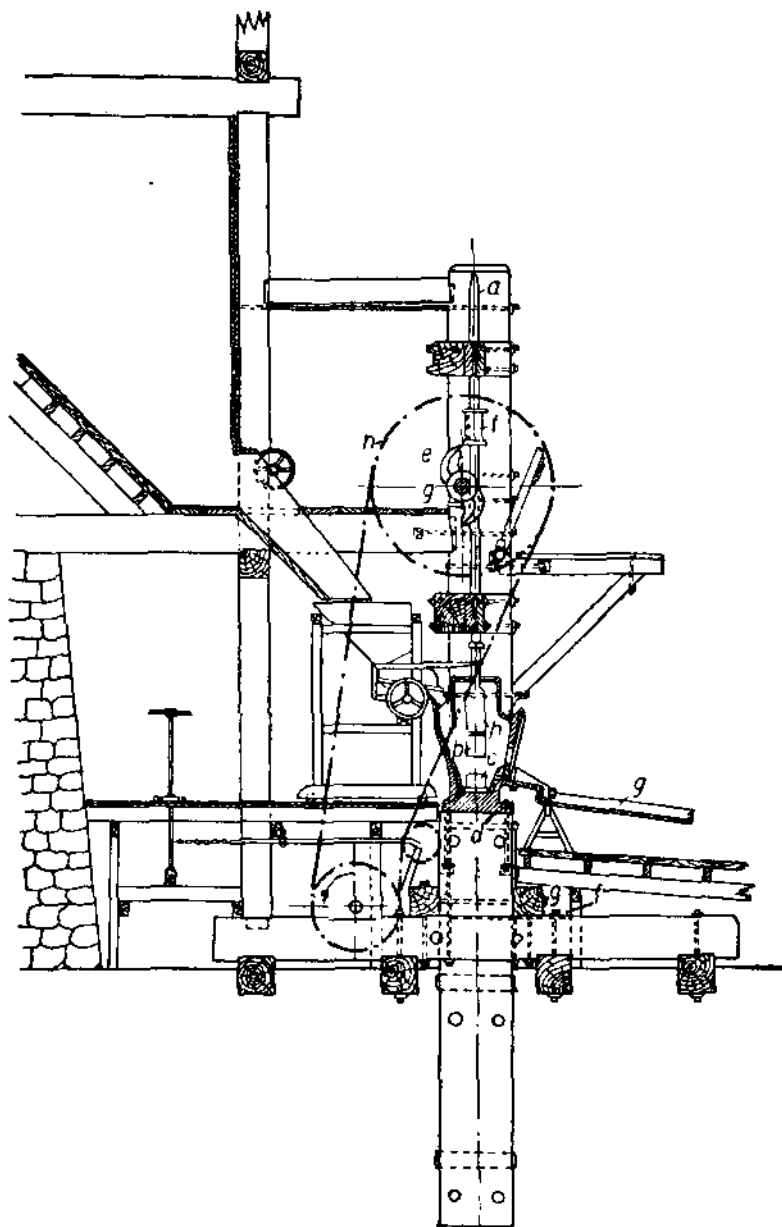


Рис. 283. Толчея.

Заменяя

$$w = \sqrt{2gH},$$

получим:

$$T = HG, \quad (262)$$

где H — высота падения в м, G — вес тела в кг.

Из последней формулы видно, что живая сила возрастает с увеличением веса падающего тела и высоты падения, причем практически возрастание живой силы будет больше при увеличении веса, а не высоты, так как увеличение высоты падения ведёт к уменьшению числа ударов в единицу времени.

Время, необходимое для совершения полного оборота кулака, которым как раз и обуславливается число ударов песта, распадается на 4 периода:

1) время t_1 поднятия песта на высоту h_1 со скоростью w

$$t_1 = \frac{h_1}{w} \text{ сек.};$$

2) время t_2 , в течение которого пест движется уже после того, как кулак перестал действовать на муфту, как тело, брошенное вверх на высоту h_2 , с начальной скоростью w . При отсутствии вредных сопротивлений

$$h_2 = \frac{w^2}{2g}$$

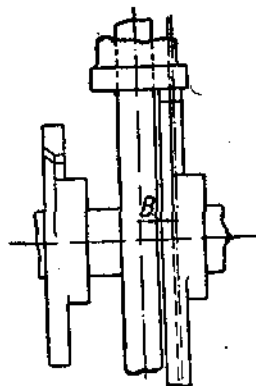
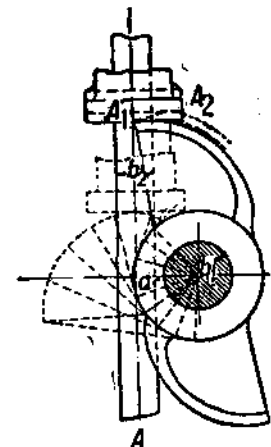


Рис. 284. Пест.

$$t_2 = \sqrt{\frac{2h_2}{g}} = \frac{w}{g};$$

3) время t_3 , в течение которого пест падает с высоты $h_1 + h_2$. Пренебрегая сопротивлениями, имеем

$$t_3 = \sqrt{\frac{2(h_1 + h_2)}{g}};$$

4) время t_4 , в течение которого пест находится в состоянии покоя до следующего подъема, причем обычно принимают

$$t_4 = 0,13 \text{ сек.}$$

Таким образом все время, необходимое для полного оборота кулака, можно выразить так:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = \frac{h_1}{w} + \frac{w}{g} + \sqrt{\frac{2(h_1 + h_2)}{g}} + 0,13.$$

Если m — число кулаков на начальной окружности, и n — число об/мин. кулачного вала, то

$$t = \frac{60}{n \cdot m}$$

и следовательно число падений песта в минуту

$$n \cdot m = \frac{60}{\frac{h_1}{w} + \frac{w}{g} + \sqrt{\frac{2(h_1 + h_2)}{g}} + 0,13} \quad (263)$$

Производительность и мощность толчеи зависят от числа пестов и числа падений песта. Для того чтобы в толчее получилось надлежащее измельчение, необходимо, чтобы на каждый 1 см^2 рабочей поверхности песта или наковальни приходилась надлежащая удельная работа.

Если f — площадь наковальни, то удельная работа

$$a = \frac{GH}{f} \cdot \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{см}^2}$$

По Ричардсу принимают обычно $a = 0,132 \div 0,390 \text{ кг/см}^2$. Мощность толчеи, расходуемая на один пест, определяется так:

$$N = \frac{G \cdot H n \cdot m}{75 \cdot 60 \cdot \mu} \text{ л. с.,}$$

где $\mu \approx 0,9$ — коэффициент полезного действия.

Основными достоинствами толчеи как измельчающего аппарата являются простота ее устройства и легкая смена различных частей, а также простота обслуживания и надзора.

Недостаток толчеи — чрезвычайно сильное сотрясение, создаваемое ударами пестов, вследствие чего необходимо устанавливать ее на очень прочном и солидном фундаменте. Кроме того толчеи занимают сравнительно большое пространство и требуют большого расхода энергии.

52. Шаровые мельницы

В современной технике тонкого измельчения широкое применение нашли так называемые шаровые мельницы, в которых измельчающие органы имеют форму шаров или стержней и находятся вместе с измельчаемым материалом в полом вращающемся барабане.

Несмотря на то, что измельчающие аппараты этого типа вошли в практику измельчения сравнительно недавно, они успели вытеснить в целом ряде производств более старые и дорогие в эксплуатации мельницы, и число конструкций их и типов весьма значительно.

Принцип действия. В шаровых и стержневых мельницах измельчение материала производится ударом падающих стальных или кремневых шаров (или стержней) и истиранием между шарами и внутренней поверхностью аппарата при вращательном движении последнего.

Если шаровую мельницу, наполненную шарами, начать вращать, то вследствие трения между стенкой мельницы и шарами, последние поднимаются по направлению вращения до тех пор, пока угол подъема не превысит угла естественного откоса, после чего шары начнут скатываться вниз.

При увеличении скорости вращения мельницы соответственно будет увеличиваться центробежная сила, которая в свою очередь будет увеличивать угол подъема шаров, пока составляющая сила веса шаров не будет больше центробежной силы. С этого момента шары будут падать вниз, описывая некоторую параболическую кривую. Падая, шары встречают материал и измельчают его ударом, при этом одновременно с ударом будет иметь место и истирание. При дальнейшем увеличении скорости вращения мельницы может наступить такой момент, когда центробежная сила будет настолько большой, что шары вовсе не будут падать, а будут вращаться вместе с мельницей, и измельчение не будет иметь места.

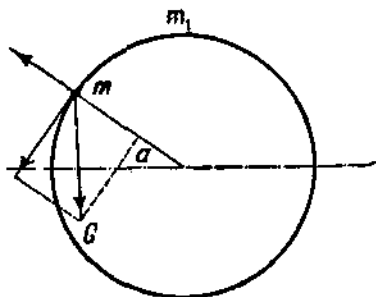


Рис. 285.

Таким образом в зависимости от скорости вращения могут быть три случая:

- 1) при незначительной скорости вращения шары скатываются вниз;
- 2) при большой скорости вращения шары центробежной силой поднимаются на некоторую высоту, затем падают вниз на противоположную сторону корпуса мельницы;
- 3) при очень большой скорости вращения за счет центробежной силы шары вращаются вместе со стенками мельницы.

Практически необходимо иметь такую скорость вращения, при которой шары падали бы с наибольшей высоты, развивая наибольшую скорость падения, что и достигается путем подбора наиболее выгодного числа оборотов мельницы.

Число оборотов. Предельную величину числа оборотов можно вычислить следующим образом.

Обозначим: G — вес шара в кг, U — угловая скорость вращения барабана в радианах, D — диаметр барабана в м, n — число об/мин., C — центробежная сила в кг.

Возьмем точку m на поверхности барабана (рис. 285) и допустим, что шар находится в этой точке, причем угол подъема его равен α . В этом случае на шар действуют две силы, направленные в разные стороны: центробежная сила, равная:

$$C = mU^2r = \frac{GU^2r}{g}$$

и составляющая сила веса шара, равная

$$P = G \sin \alpha.$$

Чтобы шар мог оставаться в равновесии на стенке барабана, необходимо, чтобы имело место условие:

$$C \equiv P$$

или

$$\frac{G}{g} U^2 r \equiv G \sin \alpha.$$

При $\alpha = 90^\circ$, т. е. при положении шара в точке m_1 будем иметь

$$U^2 r \equiv g.$$

Подставляя вместо U ее значение

$$U = \frac{2\pi n}{60},$$

имеем:

$$\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 r \equiv g,$$

откуда предельное число оборотов найдем равным

$$n = \sqrt{\frac{60^2 \cdot g}{4 \cdot \pi^2 r}} = \sqrt{\frac{60^2 \cdot 9,81}{4 \cdot 3,14^2 \cdot \frac{D}{2}}}$$

или, окончательно,

$$n = \frac{42,3}{\sqrt{D}}. \quad (264)$$

Полученное значение n представляет собой то предельное число оборотов, при котором шары уже не будут совершать полезной работы, т. е. материал не будет подвергаться измельчению. Практически обычно число оборотов принимают равным 75% от предельного, чему и будет соответствовать наибольшая высота падения.

Из формулы (264) мы видим, что выбор числа оборотов зависит исключительно от диаметра барабана и не зависит от величины веса шаров, при этом число оборотов обратно пропорционально квадратному корню из диаметра барабана.

Обыкновенно число оборотов берут в пределах

$$\text{от } \frac{23}{\sqrt{D}} \text{ до } \frac{28}{\sqrt{D}}.$$

Одним из существенных моментов нормальной работы шаровых мельниц является правильный подбор размера и веса шаров. Вес шаров должен быть достаточен, чтобы измельчать наибольшие куски загружаемого материала. Поскольку шары падают с различной высоты, вследствие чего меняется и живая сила их, почти невозможно произвести точный расчет производимой шарами работы.

Размеры шаров определяются только опытом. Например при материале средней твердости, крупностью $25 \div 60$ мм, применяют шары диаметром 125 мм; при материале $12 \div 15$ мм применяются шары диаметром 100 мм. Шары мельче 65 мм применяются редко.

Серьезные затруднения в работе шаровых мельниц часто происходят от недостаточного понимания зависимости между величиной шаров и величиной кусков загружаемого в мельницу материала. Допустим например, что в мельницу поступают куски определенной твердости материала величиной 25 мм и для таких кусков подобраны соответствующие размеры шаров. При этом может случиться,

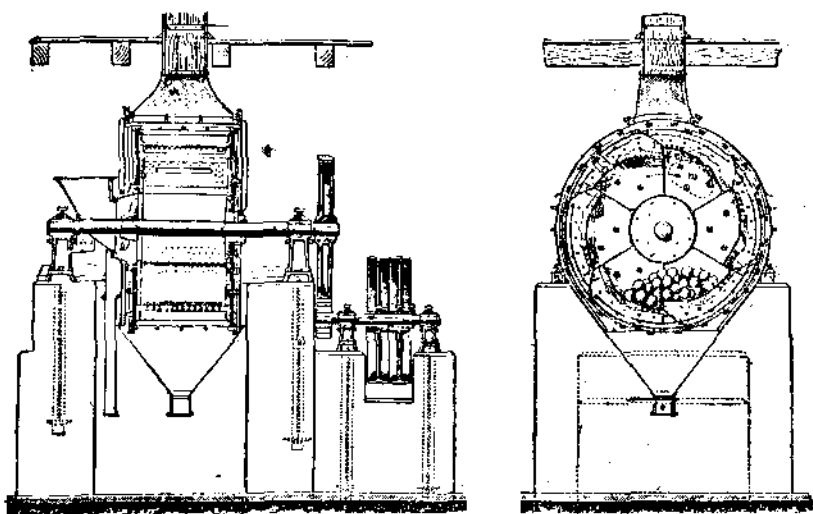


Рис. 286. Цилиндрическая шаровая мельница Круппа.

что мельница, работавшая нормально долгое время, перестает работать без каких-либо видимых причин. При обследовании оказывается, что в измельченном материале много кусков диаметром больше 25 мм, которых мельница размолоть не может и которые, постепенно накапливаясь внутри между шарами, наконец вовсе останавливают ее работу.

Если по тем или иным причинам величину кусков загружаемого материала уменьшить не представляется возможным, то для обеспечения нормальной работы мельницы необходимо увеличить размеры шаров с тем, чтобы последние были в состоянии измельчать более крупные куски. Увеличение размеров шаров уменьшает общую рабочую поверхность в мельнице, что ведет к понижению ее производительности.

Вообще производительность шаровых мельниц зависит главным образом от их размера и в первую очередь — от величины диаметра мельницы.

В зависимости от конструкции барабана различают: цилиндрические шаровые мельницы, трубчатые шаровые мельницы, конические шаровые мельницы, стержневые мельницы.

Цилиндрические мельницы представляют собой цилиндрический вращающийся барабан, заполненный внутри шарами, причем загрузка и разгрузка материала может быть осуществлена в зависимости от конструкции как периодически, так и непрерывно.

Диаметр цилиндрических мельниц изменяется в пределах от 1,0 до 2,4 м и зависит главным образом от крупности измельчаемого материала: чем крупнее куски материала, тем больше должен быть диаметр мельницы.

Размеры стальных шаров зависят также от величины кусков и твердости их. Шары делают из марганцовистой или хромистой стали. Диаметр их изменяется от 35 до 175 мм, вес от 15 до 20 кг.

Кремневые шары представляют собой хорошо окатанную гальку диаметром 65 ÷ 100 мм весом 1,2 ÷ 1,6 кг.

Шары равномерно распределяются по всей длине мельницы и при вращении ее обладают одним и тем же импульсом силы. Так как в мельнице происходит последовательное уменьшение частиц материала при перемещении от загрузочного отверстия к разгрузочному, одинаковый импульс по всей длине рабочего пространства с точки зрения расхода энергии является нерациональным. Поэтому цилиндрические мельницы в том случае, когда в них измельчается крупный материал должны быть короткими.

На рис. 286 представлена цилиндрическая мельница Круппа, применяемая для измельчения сухого материала в пределах величины кусков от 10 до 0,75 мм.

Она состоит из барабана, образованного спирально изогнутыми и набегающими одна на другую плитами из закаленного чугуна или литой стали. Между плитами имеются продольные щели, через которые и происходит разгрузка материала из барабана. Барабан окружен двумя коническими ситами, вращается на горизонтальной оси, и целиком заключен в кожух из листового железа, снабженный разгрузочной воронкой и соединенный с эксгаустором. В одной из боковых стенок барабана находится загрузочная воронка, через которую и происходит непрерывная подача материала.

Данные о шаровых мельницах Круппа приведены в табл. 72.

Таблица 72

Общие данные о шаровых мельницах Круппа

Тип мельницы	1	2	3	4	5	6	7	8	
Диаметр барабана мм	1 051	1 334	1 600	1 900	2 261	2 261	2 698	2 698	
Ширина барабана мм	825	952	977	990	1 181	1 384	1 181	1 384	
Диаметр шкива мм	1 003	801	1 003	1 199	1 199	1 199	1 352	2 000	
Ширина шкива мм	127	152	178	203	216	254	260	260	
Скорость об/мин	35	33	30	27	25	25	21	21	
Мощность л. с.	2	5	8	12	18	25	30	35	
Общие габаритные размеры мм	{ длина ширина высота	2 261	3 607	4 013	4 241	4 699	5 004	5 055	5 258
		1 524	1 803	2 007	2 921	2 921	2 921	3 505	3 760
		2 438	2 937	3 353	2 658	4 241	4 292	5 004	5 004
Вес мельницы кг	1 875	3 800	4 850	6 960	10 080	10 820	12 700	14 600	
Вес шаров кг	154	308	440	704	1 100	1 320	1 540	1 936	

Отличием цилиндрических мельниц от шаровых мельниц другого типа является то, что в них разгрузка измельченного материала осуществляется по всей длине барабана, стенки которого имеют отверстия той или иной формы.

Следующей ступенью в развитии шаровых мельниц являются трубчатые мельницы.

Трубчатые мельницы. В трубчатых мельницах осуществляется более длительное воздействие шаров на измельчаемый материал. Барабаны их делают более длинными и не из продырявленных, а из цельных плит. Материал поступает с одного конца барабана по оси через непрерывно действующее загрузочное приспособление и выходит с противоположной стороны, или



Рис. 287. Трубчатая шаровая мельница.

через отверстия в стенках на конце барабана при сухом способе измельчения, или же через цапфу по принципу декантации — при мокром способе работы.

Внутренние стенки цилиндрического корпуса мельницы снабжают стальными ребрами или облицовывают кремневыми брусками или кремневыми гальками на цементе.

Примером трубчатой мельницы может служить представленная на рис. 287 мельница для измельчения при помощи как стальных, так и кремневых шаров в исполнении заводов Круппа, представляющая собой трубу большого диаметра, вра-

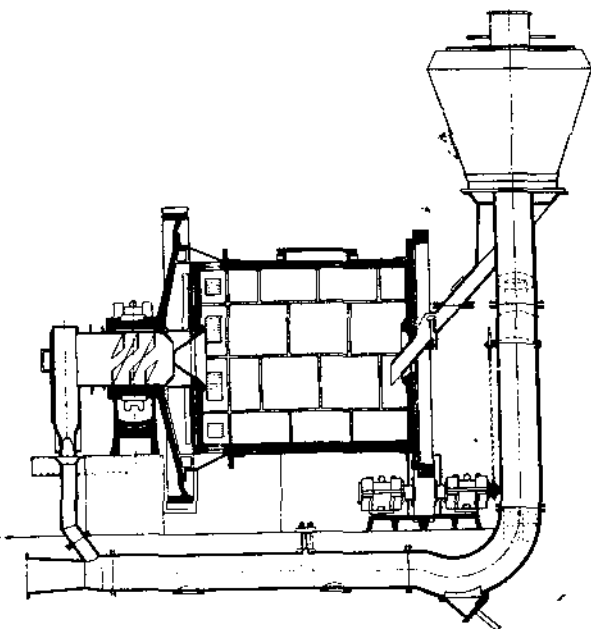


Рис. 288. Трубчатая шаровая мельница Рема.

щуюся вокруг горизонтальной оси. Материал загружается через воронку с одного конца, перемещается, подвергаясь длительному воздействию шаров, к противоположному концу трубы, где непрерывно и выходит в разгрузочную воронку.

Данные о размерах и производительности таких мельниц приведены в табл. 73.

На рис. 288 представлена шаровая трубчатая мельница Рема, нашедшая применение при размоле фосфоритов. По своей кон-

Общие данные о трубчатых мельницах с шарами из твердой стали для измельчения в сухом виде

№	1	3	7	8	12	13	14	19	20	23	24	25
Внутренний диаметр без плит мм	1 000	1 000	1 100	1 100	1 240	1 240	1 400	1 400	1 550	1 550	1 550	1 150
Длина трубы мм	4 000	6 000	5 000	6 000	5 000	6 000	7 000	6 000	7 000	6 000	7 000	8 000
Скорость об/мин	33	33	31	31	30	30	30	28	28	26	26	26
Расход энергии л. с.	35	55	60	70	85	100	120	140	160	180	210	240
Установочные размеры:												
длина м	8,5	10,5	9,7	10,8	10,0	11,2	12,5	11,2	12,5	11,2	12,5	13,5
ширина м	3,4	3,4	3,5	3,5	3,8	3,8	4,0	4,2	4,2	4,6	4,7	4,8
высота м	2,4	2,4	2,6	2,6	2,8	2,8	3,0	3,0	3,0	3,2	3,2	3,2
Шкив:												
диаметр мм	1 500	1 800	1 500	1 800	2 000	2 000	2 200	2 400	2 400	2 400	2 400	2 500
ширина мм	260	300	350	350	300	300	300	400	400	430	450	450
скорость об/мин	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
Вес мельницы т	12,2	14,6	15,6	17,0	17,8	19,4	21,0	23,3	—	—	—	—
Вес шаров т	4,7	7,0	7,3	8,7	9,4	11,2	13,2	14,5	16,8	18,2	21,0	24,0

струкции мельница Рема отличается главным образом тем, что она имеет на внутренней поверхности барабана ребра, отлитые заодно со стальными плитами, которые обеспечивают равномерное распределение шаров в самой мельнице и наибольшую высоту падения шаров.

Мельница монтируется заодно с небольшим сепаратором, через который подается на измельчение предварительно дробленый фосфорит. Содержащаяся в последнем готовая мука подхватывается встречным током воздуха и уносится циклоном. Остальной материал падает в кольцевое пространство сепаратора, а оттуда подается питателем по наклонной трубе в барабан мельницы.

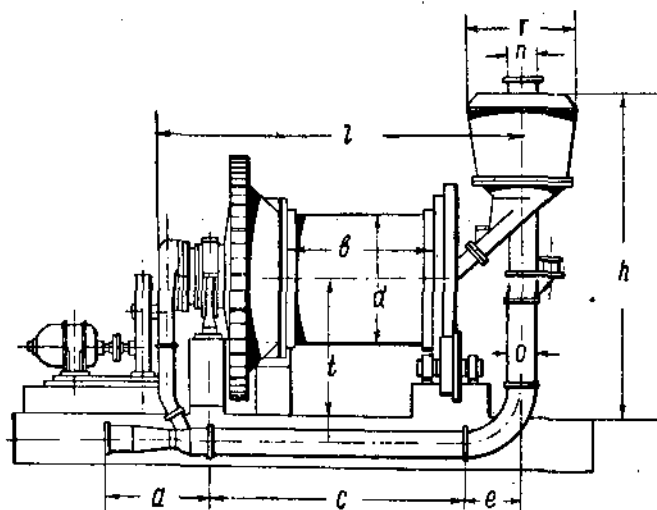


Рис. 289. Трубчатая и шаровая мельницы Рема (установочные размеры).

Таблица 74

Общие данные о шаровых мельницах Рема

№	Средн. про-изводит. кг/час	Число об/мин		Вес мель-ницы кг	Вес венти-лятора кг	a	b-d	c	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n
		мель-ницы	при-вода															
100	320	30	175	7 650	400	400	1 000	1 450	400	900	2 400	2 250	185	1 000	200			
125	600	28	175	12 600	900	500	1 250	1 800	500	1 150	3 000	2 700	280	1 200	250			
150	900	26	160	19 000	1 400	600	1 500	2 200	600	1 350	3 700	3 240	285	1 400	325			
175	1600	24	160	29 350	2 300	700	1 750	2 600	700	1 600	4 400	3 600	340	1 600	375			
200	2500	22	160	40 350	4 000	800	2 000	3 100	800	1 850	5 100	4 415	420	1 800	450			
250	4800	20	160	66 100	5 800	900	2 250	4 000	1 100	2 500	5 750	5 700	560	2 000	600			

Готовая мука отсасывается из барабана и уносится током воздуха в циклон. Осевшая в циклоне мука выгружается периоди-

чески через нижний штуцер в мешки. Данные о производительности и размерах мельниц Рема по рис. 289 приведены в табл. 74.

Конические мельницы. Корпус конической мельницы состоит из двух конусов и короткой цилиндрической части, расположенной между конусами. На рис. 290 изображена коническая мельница Гардинга. Как видно из рисунка, она представляет собой цилиндрическую мельницу, в которой части цилиндрической поверхности заменены коническими поверхностями.

Такое изменение формы цилиндрической мельницы является весьма целесообразным, так как этим осуществляется пропорциональность между действующим усилием и полезным сопротивле-

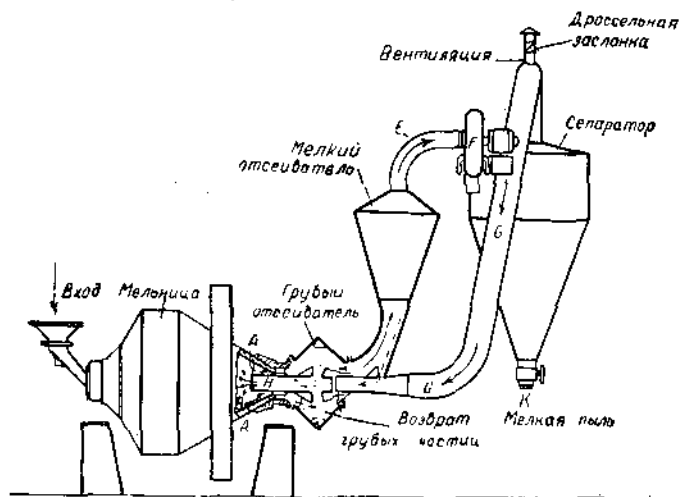


Рис. 290. Коническая мельница Гардинга с воздушным отсеиванием.

нием. Окружная скорость на барабане конической мельницы постепенно убывает в направлении от цилиндрической части к разгрузочному отверстию, в этом же направлении уменьшается угол подъема шаров внутри мельницы, а следовательно и кинетическая энергия этих шаров. С другой стороны, величина измельчаемых кусков также постепенно уменьшается по мере приближения к разгрузке. Вследствие этого получается вполне очевидная экономия в расходе сил.

Шары в конической мельнице располагаются таким образом, что наиболее крупные из них помещаются в более глубокой части корпуса, т. е. в цилиндрической, причем величина шаров постепенно уменьшается в направлении к разгрузочному концу.

Для целей улучшения разгрузки коническую мельницу устанавливают с наклоном 25—50 мм между опорами. Загрузка материала производится посредством «улитки». Разгрузка может быть осуществлена как по принципу декантации, т. е. путем слива через одну из цапф при мокром измельчении, так и при помощи сепарации при тонком измельчении в сухом виде.

Представленная на рис. 290 коническая мельница Гардинга снабжена воздушным отсеивателем и пылеотделителем. Отсеивание

происходит ступенями в двух последовательно включенных пространствах, омываемых струей воздуха. Измельченный материал, достигающий выходного конца мельницы, захватывается в кольцевой щели *A* струей воздуха из сепаратора и уносится в грубый отсеиватель, вращающийся вместе с мельницей. Более крупные частицы выпадают в расширяющемся пространстве вследствие уменьшения скорости струи воздуха; они отлагаются в самой нижней части сепаратора, между помещенными там рассыпающими лопатками, снова поднимаются последними и стряхиваются в то сечение, через которое проходит поток воздуха, причем имеющаяся еще мелочь отклоняется от прежнего направления и уносится в *C*. После этого оставшиеся крупные частицы возвращаются по винтообразным каналам в центральную трубу *H* и оттуда вместе с возвращающимися из циклона потоками воздуха поступают в мельницу для дальнейшего измельчения.

Предварительно подвергнутая отсеиванию пыль поступает вместе с струей воздуха в мелкий сепаратор, где она окончательно разделяется вследствие нового увеличения объема и соответственного понижения скорости. Возвращаемый продукт через *D* и *H* снова попадает в мельницу. Круговорот воздуха замыкается обычным путем — вентилятором и циклоном.

Данные о производительности и расходе энергии в конических мельницах Гардинга приведены в табл. 75.

Таблица 75
Общие данные о конических шаровых мельницах Гардинга

Тип мельницы (размеры в мм)	Площадь пола м ²	Вес кг			Расход энергии л. с.	Рекомендуемая мощность мотора л. с.	Производительность в т/ч при измельчении:					
		мельницы	брони	шаров			от 38 мм до 8 отв. на кв. дюйм.	от 38 мм до 48 отв. на кв. дюйм.	от 13 мм до 60 отв. на кв. дюйм.	от 6 мм до 200 отв. на кв. дюйм.	от 2 мм до 200 отв. на кв. дюйм.	от 1 мм до 200 отв. на кв. дюйм.
610×200	0,9×1,5	330	165	264	1	2	1/4	1/8	1/6	1/10		
915×200	1,5×2,1	1 672	616	440	5	7—1 1/2	2/3	1 1/3	1/3	1/5		
1 370×400	2,1×3,0	2 904	2 112	1 930	18	25	2	1	1 1/3	3/4		
1 525×550	2,7×3,0	4 418	3 422	3 300	30	33	3	2	2 1/2	1 1/2		
1 830×550	3 ×3,3	5 280	4 400	5 280	45	50	6	4	3	3		
2 135×550	3,3×3,6	6 160	6 160	8 800	90	75	10	7	8	5		
2 135×900	3,3×3,9	6 600	7 172	11 880	70	100	12	8	9 1/2	6		
2 440×550	3,6×4,2	9 932	7 778	13 200	100	100	14	9,5	11	6,5		
2 440×900	3,6×4,2	9 680	8 536	14 960	135	150	18	14	16	11		
2 440×1 200	3,6×4,5	12 056	9 914	16 720	170	175	24	19	21	15		
3 050×1 200	3,9×4,8	17 600	15 400	—	300	350	45	35	38	25		

Стержневые мельницы. В последнее время при тонком измельчении вместо шаров стали применять стержни, устраивая так называемые стержневые мельницы. При измельчении в стержневых мельницах получается контакт между измельчающим телом и измельчаемым материалом по линии, а не в отдельных точках, как это имеет место при измельчении шарами.

Кроме того в мельницах такого типа наличие крупных частиц

измельчаемого материала предохраняет мелкие частицы от раздвигания, вследствие чего обеспечивается большая однородность получаемого измельченного продукта.

В стержневых мельницах материал загружается в кусках величиной 25 мм, а конечный продукт в зависимости от требований получается в зернах, проходящих через сита, имеющие от 8 до 50 отв. на лин. дюйм. В стержневых мельницах применяют стержни диаметром от 70 до 90 мм.

Данные о стержневых мельницах приведены в табл. 76.

Таблица 76

Общие данные о стержневых мельницах

Размеры в мм	Нормальное количество стержней в т	Необходи- мая мощ- ность двига- теля л. с.	Рекоменд. мощность двигателя л. с.	Число об/мин.	Вес мельницы т	Производи- тельность т/сутки
610×1 220	$\frac{3}{4}$	5—7	7,5	33	3,5	5—22
915×1 830	2— $2\frac{1}{2}$	15—18	20	30	10,5	16—77
915×2 440	3—4	24—28	30	30	12,5	21—96
1 220×2 440	6—7	45—50	50	25	20	50—250
1 220×3 050	8—9	55—60	60	25	22	60—300
1 525×3 050	12—13	95—100	100	20	40	110—540
1 525×3 660	14—15	115—120	125	20	45	—
1 830×3 660	18—19	140—150	150	17	55	165—800
2 135×4 575	24—25	185—200	200	15	83	264—1 280

Производительность в табл. 76 дана для случая измельчения материалов средней твердости, предварительно измельченных до величины кусков в 38 мм. Меньшие числа относятся к измельчению кусков до зерен, проходящих через сита с 100 отв. на лин. дюйм., большие до 8 отв. на лин. дюйм. Для очень твердых материалов производительность должна быть уменьшена наполовину, для мягких, наоборот, повышена на 50—100%.

53. Вальцовые мельницы

В настоящее время в химической технике с большим успехом применяют целый ряд измельчающих аппаратов, принцип действия которых не подходит ни к одному из рассмотренных выше. Так как в этих мельницах измельчение материалов происходит путем прижатия материала вращающимися вальцами к неподвижному или к вращающемуся вкладышу, имеющему форму кольца, мы объединяем их в одну общую группу вальцовых мельниц.

Мельница Раймонда. На рис. 291 представлен общий вид мельницы Раймонда, работающей по следующему принципу. Измельчаемый материал загружается в мельницу при помощи питателя 1

и тотчас же захватывается вращающимися вальцами 2 или частично падает на дно мельницы. Отсюда при помощи скребков 3 передается на кольцевой вкладыш 4, находящийся непосредственно перед набегающими вальцами.

Таким образом происходит измельчение материалов при помощи 2—6 вальцов, установленных на свободно подвешенных маятниках. При вращении вала эти вальцы благодаря центробеж-

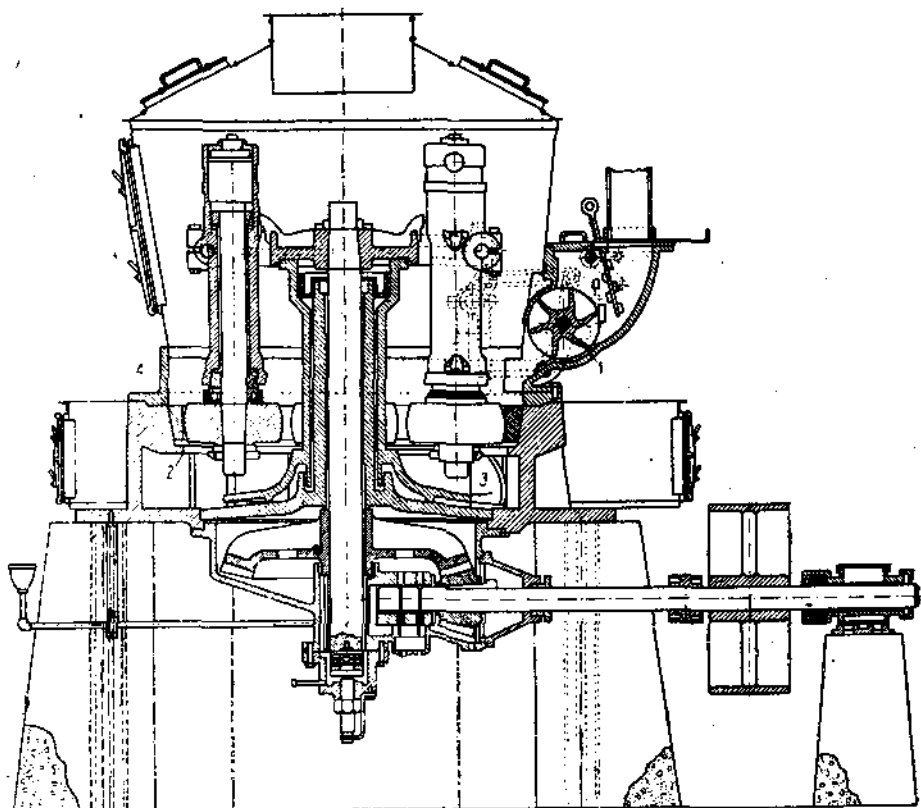


Рис. 291. Кольцевая мельница Раймонда.

ной силе прижимаются к размалывающему кольцевому вкладышу, по которому они катятся.

Измельченный материал разгружается из мельницы посредством уи воздуха. Воздух, нагнетаемый при помощи вентилятора, входит под размалывающим кольцевым вкладышем по окружности мельницы, захватывает измельченный материал и подводит его к помещенному над мельницей воздушному сепаратору. Изготавливаются мельницы Раймонда производительностью до 15 т/час. Данные, характеризующие работу мельниц Раймонда, приведены в табл. 77.

Мельница Раймонда (завода К. Мелер)

Производительность т/час	Расход энергии квч/т	Число об/мин	Тонкость помола	Вес, включая сепаратор и вентилятор т
0,8—1,0	20 — 25	300	8—15% остаток на сите 4 900 отв. л. д.	6,5
1,6—2,0	17 — 21	300		10,0
2,4—3,0	13,5—17	260		11,0
4 — 5	12 — 15	240		15,0

Маятниковые мельницы. Мельницы этого типа состоят из одного или нескольких роликов, или конических вальцов, соединенных со штангой, колеблющейся подобно коническому маятнику. При колебании штанги центробежная сила прижимает ролик к стенкам кольцевого вкладыша, внутри которого находится измельчаемый материал. Ролик, катаясь по стенкам вкладыша и прижимаемый к ним центробежной силой, измельчает путем раздавливания встречающийся на пути материал.

Примером маятниковых мельниц может служить мельница „Гигант“, изображенная на рис. 292. Здесь *a* — конический стальной валец, подвешенный на штанге и катящийся по стальному кольцу *b*; *c* — чашка, в которую загружается измельчаемый материал и *d* — сито, обыкновенно проволочное.

Вращательное движение от шкива *g* передается штанге посредством универсального шарнира *f*. Сбоку имеется питательный шнек *k*, приводимый в движение от общего привода. Мельница закрыта железной коробкой, снабженной вентилятором, высасывающим из нее измельченный материал.

Маятниковые мельницы измельчают материал исключительно посредством давления вальца на кольцо. Величина давления достигает в некоторых мельницах этого типа 3000 кг и зависит от числа оборотов штанги и от веса измельчающего вальца.

Центробежношаровые мельницы. В этих мельницах измельчающими органами служат несколько (2 ÷ 6) шаров, свободно катающихся в неподвижном кольцевом жолобе. Шары эти приводятся в движение крыльями, насаженными на вертикальный вал. При быстром вращении вала шары, подгоняемые крыльями, приходят в быстрое движение по жолобу. Развивающаяся при этом движении центробежная сила прижимает шары к жолобу, в который загружается измельчаемый материал. Последний попадает в пространство между жолобом и шарами и там измельчается. Измельчение в этих мельницах производится раздавливанием и растиранием.

На рис. 293 изображена так называемая „Руллета“, т. е. центробежношаровая мельница конструкции Амме: *b* — вертикальный вал, приводимый в движение при помощи шкива *a*. На этом валу вместе с крыльями *c* находятся лопатки вентилятора *k*. Питательное приспособление *g* подает по трубе *h* измельчаемый материал во внутреннюю часть мельницы. Материал падает на тарелку, оканчивающуюся крыльями *c*, отбрасывается ею к периферии и попадает

между шарами *d* и желобками *f*, где измельчается давлением и растиранием.

Образующаяся при растирании пыль отсасывается вентилятором и проталкивается им через сито *i*, причем крупные, не проходящие сквозь сито частицы материала падают обратно и вновь измельчаются. Мельчайшие же частицы проталкиваются далее сквозь тонкое сито *m* и через выходное отверстие высыпаются из аппарата.

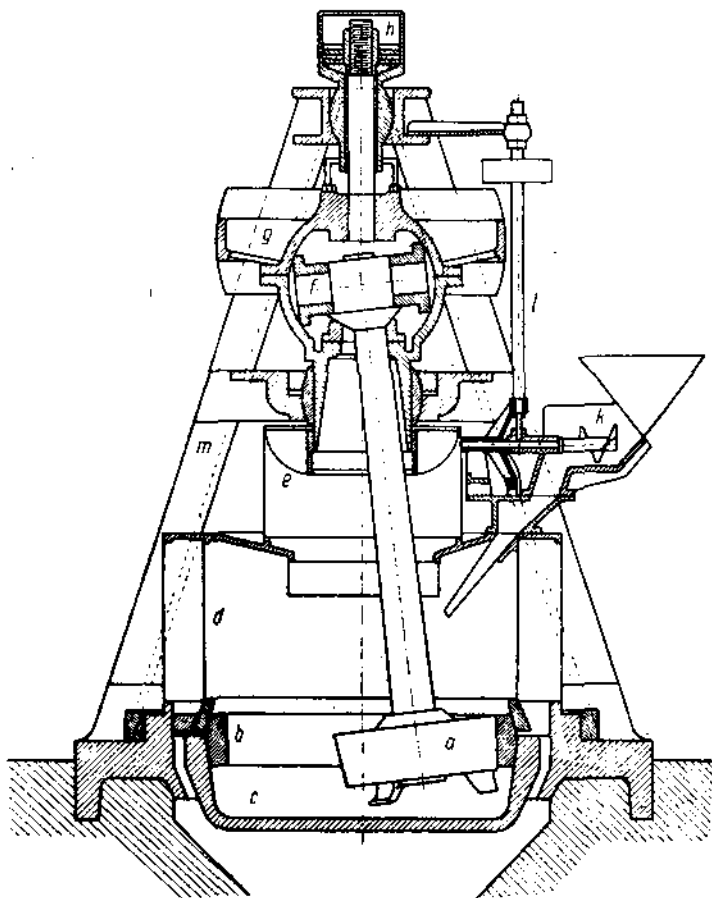


Рис. 292. Маятниковая мельница „Гигант“.

При диаметре шаров 200 мм, скорости 180 об/мин и расходе мощности 25 л. с. Руллета дает 2000 кг известняка в час в виде муки, оставляющей $1 \pm 2\%$ остатка на сите с 960 отв/см^2 и $15 \pm 20\%$ остатка — на сите с 4900 отв/см^2 .

Трехвальцовые кольцевые мельницы. Первая трехвальцовая мельница была построена в Америке под названием мельницы Кента. В настоящее время мельница этого типа изготавливается различными машиностроительными заводами в Германии под именем мельниц Максэкон.

Представленная на рис. 294 трехвальцовая мельница Максэкон, состоящая из свободно вращающегося вертикального размалывающего кольца, изготовленного из твердой стали, и трех стальных валцов, прижимаемых к внутренней поверхности этого кольца давлением пружин.

Самый верхний валик приводится в движение и сообщает вращение кольцу, по которому катятся другие валцы. Входные отверстия для нижних свободно движущихся валцов снабжены пружинящими уплотнениями. Измельчаемый материал подается внутрь кольца и попадает непосредственно поверх первого нижнего вальца. Здесь материал дробится и размалывается между кольцом и вальцом и так как кольцо находится во вращении, держится на нем и вместе с ним проходит через другие валцы, пружинное давление которых, регулируемое по желанию, производит дальнейшее измельчение.

Измельченный материал, падая с кольца, выходит из нижнего отверстия мельницы. Сравнительно толстый слой материала между вальцами и кольцом спрессовывается, устраняя возможность непосредственного соприкосновения между вальцами и кольцом.

Наряду с почти бесшумным ходом мельницы это обстоятельство имеет еще следствием то, что износ кольца и валцов, — един-

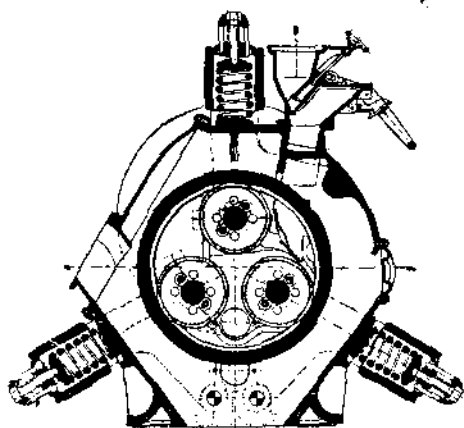


Рис. 294. Кольцевая мельница Максэкон.

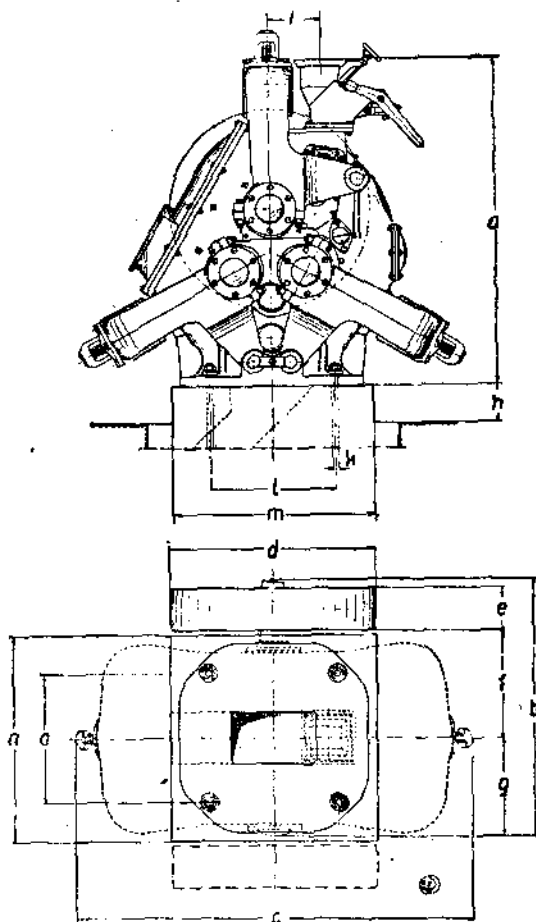


Рис. 295. Установочные размеры мельницы Максэкон.

ственных подвижных частей внутри мельницы, — сведен до минимума.

Кольцо и вальцы, имея пружинную опору, могут принять любое положение, приспособляясь к ударам и толчкам, благодаря чему действие этих ударов вполне уравнивается внутри мельницы, не оказывая вредного влияния на кожу и фундамент мельницы.

Производительность таких мельниц варьирует в очень широких пределах в зависимости от обрабатываемого материала и желаемой тонкости помола. Для средней тонкости помола она составляет от 3000 до 9000 кг/час.

Материал, подлежащий измельчению, должен подаваться в мельницу в кусках, величиной не больше 30 мм.

В табл. 78 приведены данные, характеризующие трехвальцовые мельницы системы Рема, Рейнского машиностроительного завода в Нейсе, а в табл. 79 установочные размеры мельниц Максэкон по рис. 295.

Таблица 78

Общие данные о трехвальцовых кольцевых мельницах системы Рема

Производительность в т/час при остатке на сите № 70		Диаметр кольца мм	Расход энергии кВт	Занимаемое место		Вес в т
50%	250%			Площадь пола	Высота	
0,1	0,2	350	3,7— 5,2	0,6	1,3	0,6
0,4	0,8	650	11 — 15	2,0	2,1	2,5
1,2	2,0	1000	85 — 60	4,0	3,0	7,0
2,0	3,0	1250	65 — 90	6,0	3,6	11,0
3,0	6,0	1500	90 — 120	8,0	4,3	16,0
6,0	12,0	2150	160 — 200	10,5	6,2	35,0
12,0	21,0	3000	290 — 350	26,0	8,0	73,0

Таблица 79

Установочные размеры мельниц Максэкон Курт в мм

Тип	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	Мощность, л.с.	Число об/мин	Вес в кг
9	1485	1095	1800	900	200	445	425	200	285	11 1/4"	500	900	600	400	12—15	275	2250
	1960	1475	2320	250	250	595	570	225	320	11 1/2"	750	1200	1200	750	20—30	200	5300

54. Общая характеристика измельчающих аппаратов и измельчаемых материалов. Выбор измельчающего аппарата

Выбор измельчающего аппарата обуславливается твердостью измельчаемых материалов. По Моссу твердость материалов, определенная методом царапин, дает возможность расположить все материалы в десять групп, причем каждая из этих групп соответствует твердости одного из нижеперечисленных материалов, расположенных в порядке постепенного увеличения твердости:

1) тальк, 2) каменная соль, 3) известковый шпат, 4) плавиковый шпат, 5) апатит, 6) полевой шпат, 7) кварц, 8) топаз, 9) корунд, 10) алмаз.

Таблица 80

Применение измельчающих машин

Наименование	Применение	Измельчаемые материалы (см. порядковые номера табл. 81)
Щековая дробилка . . .	При измельчении до 50—60 мм для материала всех твердостей; для крупного дробления в 100—200 мм для твердого и средней твердости материала	1; 3; 5; + 11; 12; + 13; + 14; + 15; + 17; 19; 20; + 21; 22; + 25; 27; 28; 29; 30; + 32; 35; + 37; 39; 45; 46; + 47; + 49; + 50; 51; + 52; 53
Коническая дробилка .	Для большой производительности, твердого и средней твердости вещества	5; 8; 11; 13; + 14; + 15; 20; 25; 27; 30; + 35; 37; 45; 49; 50; 52; 53
Молотковая дробилка .	Для большой производительности, средней твердости вещества. В случае тонкого помола предварительное дробление на этих же машинах	+ 4; 8; + 12; 13; + 14; 20; + 29; + 49; 52; 53
Зубчатые валки	Грубое измельчение материала средней твердости и мягкого	5; (7 (влажная)); 14; 16; + 21; 28; (сырой); 29; 36; 39; + 44; + 46
Дробильные валки . . .	Грубое и мелкое крупное измельчение материала всех твердостей	+ 2; 7; (влаж.); + 8; 14; + 15; 16; 17; + 18; 20; + 22; 23; + 31; + 32; + 35; + 36; + 37; 39; 48; 50; 51; + 52; + 53; + 54
Винтовой шнек	Для мягких и средних твердостей материалов. Применение редкое.	5; 7; (сухая); 19; 30; 38; 51; 53; 54
Коническая мельница .	Для материалов средней твердости при куске при входе 25 мм	+ 1; 5; + 11; 22; + 39; 48

Наименование	Применение	Измельчаемые материалы
Молотковая мельница	Для различного помола, так как крупность помола регулируется решеткой	4; +13; 19; +28; +39; 43
Ударнокрестовая мельница	Для различного помола, так как тонкость помола регулируется при грубом измельчении решеткой, при тонком — ситом. Для мягких, средней твердости и волокнистых материалов, предварительно измельченных	+ 2; + 3; 4; 5; + 13; + 18; 22; 24; 26; 28; + 33; 34; 36; 39; 44; + 48
Дезинтегратор . . .		2; 7; + 10; 22; 24; 26; + 27; 29; 34; 36; 38; + 39; + 41; + 44; 46; 48
Дисмембратор . . .		2; 33; 34; + 43; 45; 48
Бегуны	Для сырого и сухого измельчения. При грубом измельчении до мелкой крупы, смешанной с мукой	6; 9; 10; 16; 19; 24; 27; 28; 29; 30; 45; 48; 49; 55
Кольцевая мельница с ситом или воздушным сепаратором . .	При тонком помоле	7; 13; 14; 27; 29; 30; 37; + 46 + 47
Толчея	Редко применима, главным образом при обработке рудных ископаемых	2; 22; 23; 34; 35; 48
Жернова	При тонком помоле	+ 1 (верт. жернова); 2; + 5; 6; 9; 16; 22; + 24; 27; 33; 48; 50; 52; 53; 54; 55
Шаровая мельница . .	При воздушной сепарации дает тонкий помол; для малых производительностей работает с тонким ситом	2; 6; 7; 8; 9; 11; 12; 13; + 14; 16; 17 + 19; 20; 21; 22; + 23; + 24; 27; 29; 30; 31; 32; 34; 35; 37; + 40; 42; + 43; + 45; 46; 47; 33; + 49; + 50; 51; 52; 53; 54; + 55
Шаровая трубчатая мельница	При сухом и мокром измельчении; тонкий помол при воздушной сепарации	12; 14; 16; 17; 20; 32; 25; + 43; 47; 49
Шаровая трубчатая мельница для тонкого помола	При сухом и мокром измельчении; предварительное измельчение на шаровых мельницах	11; 16; 17; 20; + 32; 33; 45; + 46; 49
Камернотрубчатая мельница	Для сухого и мокрого помола	+ 12; + 17; + 32; + 46; + 49

Таблица 81

Свойства материалов, измельчаемых в различных производствах

№ по пор.	Наименование	Твердость по Моссу	Удельный вес в т/м^3	Насыпной вес в т/м^3	Коеф-циент раз-рыхления
1	Алебастр	2	2,3 — 2,8	1,4	0,55
2	Аптекарские товары	—	—	—	—
3	Асбест	1 — 3	2,1 — 2,8	1,3	0,53
4	Асфальт	1 — 2	1,1 — 1,5	1,0	0,77
5	Гипс	1,5 — 2	0,97 — 1,81	1,4	0,8
6	Глазурь	3 — 6	2,5 — 2,9	2,0	0,74
7	Глина (высушенная)	1 — 2	1,5 — 1,6	1,2	0,77
8	Гравий	3 — 7	1,8 — 2,0	1,3	0,68
9	Графит	0,5 — 1	1,9 — 2,3	—	—
10	Древесная кора	—	0,4 — 1,1	0,4	0,57
11	Доломит	3,5	2,8 — 3,0	1,5	0,51
12	Известь азотистая	—	2,4	1,8	0,75
13	Известь удобрительная	—	—	—	—
14	Известняк	3	2,7	1,5	0,55
15	Каолин	1	2,2	1,5	0,68
16	Карбид кальция	—	2,3	1,6	0,7
17	Кизельгур	—	2,66	0,15	—
18	Кирпичные обломки	1 — 2	1,4 — 2,2	1,2 — 1,6	0,78
19	Клинкер цементный	—	—	1,6	—
20	Кокс	—	1,4	0,44	0,32
21	Кости (выпаренные)	—	1,7 — 2	—	—
22	Костяной уголь	—	—	—	—
23	Красители	2 — 3	1,8 — 4,5	1,0 — 3,0	0,63
24	Крупа (мелкий камень)	3 — 7	2,7	1,2 — 1,5	0,5
25	Кухонное масло	—	—	—	—
26	Магнезит	4 — 4,5	2,9 — 3,1	1,6	0,52
27	Мел	1 — 3	1,8 — 2,6	1,5	0,70
28	Мергель	1,3	2,3 — 2,5	1,5	0,62
29	Мрамор	3	2,7	1,5	0,55
30	Наждак	9,0	4,0	—	—
31	Песок	2 — 6	1,4 — 2,0	1,2 — 1,3	0,96
32	Пробка	—	0,24	—	—
33	Пряности	—	—	—	—
34	Руда	1 — 6	2,5 — 4,6	1,8 — 8	0,53
35	Сахар	—	—	0,75	—
36	Серный колчедан	6 — 6,5	4,9 — 5,2	3,3	0,65
37	Сода	—	1,45 — 2,5	—	—
38	Соль	1 — 4	1,9 — 3	1,0 — 1,5	0,5
39	Стекло	3 — 6	2,5 — 2,9	2,0	0,74
40	Суперфосфат	—	—	—	—
41	Табак	—	—	—	—
42	Томасшлак	Различн.	1,7 — 2,5	1,9 — 2,0	0,91
43	Торф	—	—	0,13 — 0,6	—
44	Уголь каменный	—	1,2 — 1,7	0,8	0,53
45	Фосфаты	2,3	—	—	—
46	Химреактивы	1 — 4	2,5 — 4	0,6 — 2,5	0,48
47	Цемент	2 — 3	0,82 — 1,95	1,3	0,9
48	Шамот	3 — 5	1,9 — 2,1	1,3 — 1,6	0,75
49	Шлак	1 — 6	2,5 — 3,0	0,5 — 2,0	—
50	Шпат полевой	6	2,5 — 2,6	1,5	0,6
51	„ речной	4	3,1 — 3,2	1,8	0,6
52	„ тяжелый	3 — 3,5	4,5 — 4,7	3,0	0,66
53	Эмаль	3 — 6	2,5 — 2,9	2,0	0,74

Выбор измельчающих машин в зависимости от измельчаемого материала

№№ по пор.	Наименование материала	№ машин
1	Алебастр	1; + 7; + 15
2	Аптекарские товары	+ 9; 10; 11; 14; 15; 16
3	Асбест	1; + 5; + 9
4	Асфальт	+ 3; 8; + 9
5	Гипс	1; 2; 4; 6; 7; 9; + 15
6	Глазурь	12; 15; 16
7	Глина	4; 5; 6; 10; 12; 13; 16
8	Гравий	1; 2; 3; + 5; 16
9	Графит	12; 15; 16
10	Древесная кора	+ 10
11	Доломит	+ 1; 2; + 7; 16
12	Известь азотистая	1; + 3; 16; 17; + 19
13	Известь удобрительная	+ 1; 2; 3; + 8; + 9; 13; 16
14	Известняк	+ 1; + 2; + 3; 4; 5; 13; + 16; 17; 18
15	Каолин	4; 5; 12; 15; 16; 17; 18
16	Карбид кальция	+ 1; 5; 16; 17; 18; + 19
17	Кизельгур	+ 5; + 9
18	Кирпичные обломки	1; 6; 8; 12; + 16
19	Клинкер цементный	1; 2; 3; 5; 16; 17; 18; + 19
20	Кокс	+ 1; + 4; 16
21	Кости	+ 1; + 5; 7; 9; 10; 14; 15; 16
22	Костяной уголь	14; + 16
23	Красители	9; 10; 14; + 15; + 16
24	Крупа (мелкий камень)	+ 1; 2
25	Кухонное масло	9; 10
26	Магнезит	1; 2; 12; 13; 16
27	Мел	1; 4; + 8; 9; + 10; 12; 15
28	Мергель	+ 1; 2; 3; + 8; + 9; 10; 12; 13; 16
29	Мрамор	1; 2; 6; 12; 13; 16
30	Наждак	+ 5; 16
31	Песок	+ 1; + 5; 10; 16; 17; + 18; + 19
32	Пробка	+ 9; 11; 15
33	Приности	7; 9; 10; 14; 16; 17; 18.
34	Руда	1; + 2; + 5; 14; 16
35	Сахар	10
36	Серный колчедан	+ 1; 2; + 5; 13; 16
37	Сода	6; + 10
38	Соль	1; 4; 5; + 8; 9; + 10
39	Стекло	+ 16
40	Суперфосфат	+ 10
41	Табак	16
42	Томасшлак	1; + 11; + 16; + 18
43	Торф	+ 4; 9; + 10
44	Уголь	1; + 4; 10; + 13; 16; + 18; + 19
45	Фосфаты	+ 1; + 13; 16; 17
46	Химреактивы	5; 7; 8; + 9; 10; 11; 12; 14; 15; 16
47	Цемент	+ 1; 2; + 3; 4; 12; 16; 17; 18; + 19
48	Шамот	+ 1; 2; 5; 15; + 16
49	Шлак	1; 5; 6; 16
50	Шпат полевой	+ 1; 2; 3; + 5; 15; 16
51	„ речной	1; 2; 3; + 5; 6; 15; 16
52	„ тяжелый	+ 5; 6; 15; 16
53	Эмаль	12; 15; + 16

Практические данные о подборе и использовании измельчающих машин в зависимости от свойств измельчаемого материала и требуемой тонкости помола приведены в табл. 80, где материал обозначен порядковым номером из табл. 81. Материалы, имеющие преимущественные показания к размолу на данном аппарате, снабжены знаком (+), материалы, последовательно измельчаемые на машинах различных типов, показаны около каждого типа машин.

Перенумеруем все измельчающие машины следующим образом:

1) щековые дробилки, 2) конические дробилки, 3) молотковые дробилки, 4) зубчатые валки, 5) дробильные валки, 6) винтовой шнек, 7) коническая мельница, 8) молотковая мельница, 9) ударно-крестовая мельница, 10) дезинтегратор, 11) дисмембратор, 12) бегуны, 13) кольцевая мельница, 14) толчея, 15) жернова, 16) шаровая цилиндрическая мельница, 17) шаровая трубчатая мельница, 18) шаровая трубчатая мельница для тонкого помола, 19) камернотрубчатая мельница.

Приводим табл. 82 измельчаемых материалов с указанием только что перечисленных номеров аппаратов, применяемых для их измельчения. Знаком (+) в таблице отмечены машины, преимущественно применяющиеся для измельчения данного материала.

Задачи

1. Вычислить число оборотов, производительность и мощность дробилки Блэка при измельчении известняка в кусках поперечником 375 мм, если дробилка имеет ширину пасти 450 мм, длину пасти 750 мм, угол схвата 20° , наибольший размах щеки в шпальте 30 мм и наибольшую ширину шпальта 80 мм.

Ответ. $n = 210$ об/мин, $G = 58$ т/час, $N = 70$ л. с.

2. Вычислить производительность, мощность и число оборотов вальцов размерами 600×300 мм, если расстояние между вальцами 25 мм и скорость на внешней окружности их 2,3 м/сек. Измельчается высушенная глина в кусках диаметром 24 мм.

Ответ. $G = 79$ т/час, $n = 75$ об/мин, $N = 28$ л. с.

3. Вычислить наимыгоднейшее число оборотов шаровой мельницы диаметром 1830 мм.

Ответ: $n = 17-20$ об/мин.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абсолютная вязкость 13
- Автоматический клапан 347
- Адиабатический К. П. Д. компрессора 135
- Адиабатический перепад тепла 141
- Адиабатическое сжатие газов 102
- Аммиачные компрессоры 120
- Аппарат Кесслера 285
- Архимеда закон 244
- Архимедов винт 187
- Атмосфера 12
 - техническая 12
 - физическая 12
- Бандаж дробильных валцов 428
- Барaban центрофуги 359
- Барабанный вакуум-фильтр Вольфа 347
 - — — Дорра 350
 - — — Оливера 344
- Барботер 230, 266
- Барботирование 230, 231
- Барометрическая труба 128
- Барометрическое давление 62
- Бассейны газгольдера 98
- Башенные насадки 41
- Бегуны 428
 - быстроходные 431
 - Круппа 432
 - мощность 430
 - производительность 430
 - тихоходные 431
- Безрельсовые вагонетки 173
- Бесконечная цепь 181
- Броуновское движение 241, 297
- Буксы вагонеток 174
- Бункер пылеосадительной камеры 251
- Вагонетки безрельсовые 173
 - коечные 175
 - платформы 174
 - рельсовые 173
 - ящичные 175
- Вакуум-линия 127, 128
- Вакуум-насосы поршневые 126, 346
- Вакуум-нutch фильтр 327
- Вакуум-фильтры непрерывного действия 343
 - — — ямейковые 351
- Валки 419
 - двойные 427
 - производительность и мощность 424, 425
- Валонсьена гидравлический пылеуловитель 267
- Вальцовые мельницы 456
- Величина пор фильтра 309
- Вентиляторы 157
 - винтовые 164
 - высокого давления 158
 - «Кейс» 159, 160
 - низкого давления 158
 - «Сирокко» 159, 160
 - среднего давления 158
 - центробежные 158
- Взвешенные частицы неоднородных газовых систем 241
- Винтовой зажим фильтр-пресса 327
 - спуск 194
- Винтовые мельницы 456
- Винтовые мешалки 215
- Влажность осадков 377
- Внешняя мертвая точка поршневого компрессора 108
- Внутренняя мертвая точка поршневого компрессора 108
- Водило деревянных мешалок 222
- Водоструйные насосы 85
- Воздуходувки 118
 - Биля 124
 - Егера 124, 125
 - Рута 124
- Воздухопроводы (формулы расчета) 89
- Волочки 181
- Вращающиеся транспортные трубы 189
- Вредное пространство поршневого компрессора 108, 121
- Выбор диаметра трубопровода 91
 - измельчающего аппарата 465
- Высота всасывания поршневого насоса 56
 - капиллярного подъема 322
 - напора поршневых насосов 51, 54
 - напора турбокомпрессора 129
 - подъема элеваторов 186
 - слоя материала на ленточном транспортере 185
- Газгольдеры 96
 - «Клен» 100
 - МАН 99
 - мокрого типа 97
 - сухого типа 99
 - с постоянным давлением 97
 - с постоянным объемом 96
- Газовая константа 102
- Газовые фильтры 261
- Гетерогенные системы 239
- Гидравлика 11
- Гидравлики элементы 11

Гидравлические пылеуловители 266, 267
 — транспортеры 196, 199
 Гидравлический затвор 97
 Гидравлический К. П. Д. 54, 134, 218
 — пресс 336
 — радиус 18
 Гидравлическое течение 290
 Гидростатическое давление 12, 19, 24
 Гидростатические силы 20
 Гиацинтовые дробилки 411
 Гомогенная освинцовка 68
 Гомогенные системы 239
 Гравитационные транспортеры 194
 Градиент напряжения 269
 Градиент скорости при движении
 жидкости 13
 Грузоподъемность вагонеток 179
 Гука закон 395

Давление 12
 — барометрическое 62
 — в распылителе 261
 — воздуха в пневматическом транс-
 портёре 197
 — газа в газгольдере 98
 — гидростатическое 12, 19
 — индикаторное 114
 Давления единицы 12
 — падение 37
 Дальтона закон 146
 Двойная вальцовая дробилка 427
 Двухголовчатый рельс 178
 Двухступенчатые воздухоподушки 126
 — компрессоры 121
 Дезинтегратор 439
 Дезинтеграция 243
 Декантация 296
 — непрерывная 306
 Диаметр коронирующего электрода 271
 — трубопроводов (выбор) 91
 Диафрагмовые насосы 67
 Динамический напор (давление) 27
 Дисковый поршень 48
 Дисковые фильтры Вольфа 351
 Дисмембратор 440, 441
 Дисперсная фаза 240
 Дисперсионная среда 240
 Дифференциальный насос 49
 Дифференциальная скорость дробиль-
 ных валков 424
 Дифференциальный шнек 236
 Диффузор 61, 129, 133, 140, 145, 216
 Диэлектрик 204
 Диэлектрические константы 272
 Дробилка Блэка 398
 — Гейтса 412
 — Доджа 403
 — коническая Круппа 417
 — — Мак-Кулли 415
 — — Натвэй-Рок 415
 Дробилка коническая Саймонса 415
 — — Шранца 403
 — — Штуртвант 400
 Дробилки дисковые 411

Дробилки гиацинтовые 411
 — конические 411
 — щековые 398
 Дробилок сравнительная оценка 399
 Дробление 388
 Дробленый мрамор 323
 Друк-нутчи 328
 — — с откидным дном 328
 Дурирон 75
 Дым 243
 Дымовая труба 167, 168

Единицы вязкости 13
 — давления 12
 Емкости газгольдеров 98
 Емкости ковшей элеватора 186
 — кочных вагонеток 173
 — ящичных вагонеток 173
 Естественная тяга 167
 Естественный угол откоса 306

Жернова бегунов 428
 Живая сила движущихся частиц
 жидкости 31
 Жидкость 11
 Жидкости истечение 24
 — расход 12
 — скорость протекания 12
 — факторы движения 11

Зажим винтовой фильтр-пресса 336
 Закон Архимеда 244
 — Гука 395
 — Дальтона 146
 — Ньютона 13
 — Паскаля 19, 22
 — Стокса 244, 297
 Замаска «Хехст» 338
 Защитный слой эмульсий 295
 Знак электричества в электрофиль-
 трах 277
 Зубчатый барабан дробильных валков
 181
 — насос 78

Измельчение 388
 — промежуточное 419
 — тонкое 442
 Изотермический К. П. Д. компрессора
 109, 114
 Изотермическое сжатие 152
 Индикаторная диаграмма компрессора
 109
 Индикаторное давление компрессора
 114
 Инертные газы 83
 Инжектор 84, 140
 — Кертинга 84
 Ионизация газов 272
 — несамостоятельная 272
 — самостоятельная 273
 Ионы 272
 Истечение жидкости из горизонталь-
 ных цистерн 28

Истечение жидкости из конических резервуаров 27
 — — при постоянном уровне 25
 — — — переменном уровне 26

Камера всасывания 124, 140, 144, 198
 —* Говарда 250
 — нагнетания 124, 198
 — сжатия 140

Капиллярный подъем 322

Кварцевый песок 323

Кика теория измельчения 394

Кинетическая энергия движения жидкостей 34

Кислотоупорные мешалки 225
 — сплавы 66, 65

Кожух центрофуги 360

Классификация дробильных аппаратов 396

Коллоидные растворы 294

Коловратные насосы 76

Колокол газгольдера 97

Кольцевая трехвальцовая мельница 459

Компрессоры поршневые 107
 — — высокого давления 120
 — — двойного действия 107
 — — двухступенчатые 121
 — — завода «Борец» 121
 — — среднего давления 119

Конечная влажность при центрофугировании 377

Конические дробилки 411
 — мельницы 428, 434, 454
 — насадки 140

Константа газовая 102

Конструкции мешалок 220
 — насосов 66—78
 — отстойных аппаратов 303

Концентрация осадков 300

Концентрированные суспензии 299

Конуса Кэллау 305

Конусные отстойники 305

Корнволийские валки 425

Коронный разряд 275

Корыто толчен 444

Коттрель 262

Коэффициент внешнего трения 36, 37, 38
 — вязкости 13
 — подачи компрессора 111
 — насоса 50
 — полезного действия поршневого насоса 54
 — — — гидравлический 54
 — — — механический 54
 — — пароструйного насоса 149
 — — поршневого компрессора 114
 — — изотермический 114
 — — турбокомпрессора 132
 — — — адиабатический 135
 — — — гидравлический 134
 — — — механический 135
 — — — элеватора 187

Коэффициент трения 421
 — — перемещаемого материала 191
 — расхода 26
 — сжатия 12, 26, 40, 131

Коэффициенты сопротивления 36—53

Кремневые шары шаровых мельниц 450

Кривошипный механизм 190

Критерий Рейнольдса 17

Критическая скорость жидкости и газов 117

Критическая скорость при отстаивании суспензий 297

Критический размер взвешенных частиц 295

Критическое напряжение электромагнитного поля 207

Критическое состояние движения жидкостей 17

Критическое эффективное напряжение 276

Кроме способы укрепления бандажей 428

Ламинарное движение 16, 37, 204

Лебедка электрическая 178

Левый винт 215

Ленточные сушилки 183

Ленточные транспортеры 183

Ленты 183

Листовой фильтр 330

Лопатки рабочего колеса центробежного насоса 128, 136

Манометрическая высота подачи 53

Мельница Гардинга 454
 — Гигант 458
 — Максакон 459, 461
 — Раймонда 456
 — Рулетта 458
 — трехвальцовая 459

Мельницы вальцовые 456
 — винтовые 428, 434
 — конические 428, 434
 — кулачные 436
 — маятниковые 458
 — молотковые 436
 — стержневые 455
 — трубчатые 451
 — ударно-крестовые 439
 — ударно-центробежные 436
 — центробежно-шаровые 458
 — цилиндрические 450
 — шаровые 446

Местные сопротивления 35, 39

Метод Прокката расчета циклона 245

Мешалка ВОСХИМа 227
 — кислотоупорная 225
 — Кребса 223
 — МАН 229
 — планетная 225
 — пропеллерная 226
 — решетчатая 222
 — с вращающимися лопастями 235

Мешалка с поступательным движением 233
 — якорная 224
 Механическая обработка жидкостей 289
 Механические мешалки 202
 Механический коэффициент полезного действия 56, 114, 135, 218
 — эквивалент тепла 141
 Мокрый газгольдер 97
 Многоступенчатые воздухоподогреватели 128
 Многоступенчатые компрессоры 120, 128
 — насосы 59
 Многоярусный отстойник Дорра 305
 Монтежю 80
 Монтежю автоматические 82
 — керамические 82
 — с поплавлением 83
 Мощность бегунов 430
 — валков 425
 — двигателя для дробилки Бэка 409
 — компрессора поршневого 112
 — насосов поршневых 55
 — — центробежных 63
 Мощность транспортеров 191, 193
 — турбокомпрессора 130
 — щековых дробилок 409
 Муть 294

Нагнетание 48
 Нагнетательный клапан 47, 48
 — рукавный фильтр 265
 Наковальня толчеи 444
 Напор динамический 29
 — общий 30
 — потерянный 29
 — скоростной 30, 33
 — статический 29
 Направляющий аппарат в центробежном насосе 61
 Напряжение в электрофильтрах 270
 Натяжные ленты 192
 Насадки 41, 269
 Насос 46
 — Альвейр 72
 — Вортингтон 71
 — Вейзе 76
 — Гана 73
 — Зюльгер 75
 — керамический 70
 — Кертинг 73
 — Кинешемский 76
 — Феррариса 68
 — коловратный 76
 Насосы водоструйные 85
 — двойного действия 48
 — диафрагмовые 67
 — дифференциальные 49
 — для жидкостей 46
 — из твердой резины 66
 Насосы многоступенчатые 59
 — одинарного действия 47
 — пароструйные для жидкостей 84
 — — газовые 140

Насосы поршневые 46
 — простого действия 47
 — ротационные 76
 — специальные 78
 — центробежные 58
 Насыщающее напряжение 265
 Насыщающий ток 265
 Недостатки пароструйных насосов 150
 — турбокомпрессоров 137
 Непрерывная декантация 306
 Несамостоятельная ионизация 264
 Несущий канат 179
 Нивелирная высота 34
 Нория 185
 Нормальная величина подачи турбокомпрессора 132
 Нутч-друк 328
 Нутчи 327
 — опрокидывающиеся 328
 — с мешалками 330
 Ньютона закон 13

Объем вредного пространства компрессора 109
 Объемный коэффициент полезного действия компрессора 109
 Общий коэффициент полезного действия поршневых насосов 56
 — — — центробежных насосов 63
 — напор 30
 Однородная жидкость 22, 23
 Одноступенчатые воздухоподогреватели 128
 Опрокидывающиеся вагонетки 179
 Осаждение пыли 244
 Осветленная жидкость 305
 Освинцовка гомогенная 68
 Осмоление перемешиваемой жидкости 232
 Отмучивание 299
 Отставание 289, 296
 Отстойник Дерюмо 204
 — Дорра 301, 306
 — — многоярусный 305
 — полунепрерывного действия 304
 Отстойные аппараты 304
 — газопроводы 249
 — камеры 249
 — центрофуги 364
 Оценка конических дробилок 418
 Очистка газов 239

Падение давления в трубопроводах 37
 Параллелограм сил в дробильных валках 421
 — скоростей в турбокомпрессоре 129
 Паровой прямодействующий насос 71
 Паропроводы 91
 Пароструйный насос 84, 140
 — — Броун-Бовери 150
 — — Вира 151
 — — Мельбрума 150
 Парциальное давление пара 145
 Паскаля закон 19
 Паста дробилки 397

Пены 289

- Передавливание жидкостей 81
- Перемешивание материалов 201
 - в жидкой среде 202
 - в твердой среде 233
- Перемещение газов и паров 89
 - жидкостей 11, 46
 - твердых материалов 172
- Периодического действия фильтры 321
- Песочные перегородки фильтров 262
 - фильтры 323
- Песты толчеи 444
- Планетная мешалка 225
- Пластинчатые электрофильтры 283, 285
- Пластическое течение 290
- Плиты фильтровальные керамиковые 339, 340
 - фильтрпрессов 335
- Плотность 11
- Плунжер 82
- Пневматические транспортеры 195, 196
- Поверхность жидкости в барабане центрофуги 375
- Поворотный круг 174
- Подвесные дороги 176
- Показатель адиабаты 103, 141, 147
- Показатель политропы 104
- Политропическое сжатие 102
- Полнота разделения 310
- Пор величина 309
- Пористые перегородки фильтров 260
- Пористости величина 313
- Поршень дисковый 46
- Поршневые вакуум-насосы 126
- Поршневые газовые насосы и компрессоры 107, 113
 - насосы 46
- Потенциальная энергия 34
- Потерянный напор 29
- Правый винт 215
- Предварительное измельчение 397
- Предел пересыщения пара 143
- Преимущества ротационных воздушных насосов 126
 - турбокомпрессоров 138
- Принципы крупной промышленности 8
- Проволочные камеры для очистки газов 251
- Продолжительность отстаивания 300
- Производительность бегунов 430
 - валков 424
 - газохода 245
 - дробилки 409
 - ленточного транспортера 183
 - мешочных фильтров 265
 - скребкового транспортера 182
 - турбокомпрессора 130
 - фильтра 315, 316
 - центрофуги 378
 - элеватора 187
 - электрофильтров 263
- Прокката метод расчета циклонов 245
- Промежуточное измельчение 419
- Промывка газов 266

Промывные воды 307

- Пропеллерная мешалка 226
- Пропускная способность подвесной дороги 160
- Протекание жидкостей по трубопроводам 29
 - пара через насадки 140, 141
- Противоточной промывки принцип 307
- Пространство всасывания 46
- Пространство нагнетания 46
- Процесс 7
 - естественный 7
 - лабораторный 7
 - технический 7, 8
- Процессы механические 9, 10
 - тепловые 9, 10
- Пуаз 13
- Пуазейля уравнение 37
- Пульсометр 82
- Пуск центрофуги 378
- Пьезометрическая высота 22, 23
- Пылеосадители 265
- Пыль 240
- Работа вентилятора 159
 - насоса поршневого 51
 - центробежного 59
 - пропеллерной мешалки 214
 - разрежения газов 105
 - сжатия газов 103
- Рабочая мощность мешалки 210
- Рабочее колесо центробежного насоса 59, 61
 - турбокомпрессора 129
- Равновесие жидкостей 19
- Радиус дробильных валков 422
 - гидравлический 18
- Разделение эмульсий 368
- Размеры частиц пыли 242
- Разрежение газов 101
- Рапы фильтрпрессов 335
- Распределение скоростей в трубопроводе 16
- Распределительная головка 348
- Расход жидкости 12, 26
 - воздуха на перемешивание 231
- Расчет непрерывнодействующих фильтров 332
- Расчет отстойников 300
 - центробежных пылеосадителей 257
 - центрофуг 373
 - электрофильтра 285—287
- Реальная жидкость 26
- Реборды 178
- Рейнольдса критерий 17
- Рекombинация 272
- Рельсовые вагонетки 173
- Ресивер 128
- Риттингера теория измельчения 389
- Ротационные газовые насосы и компрессоры 122
- Ротационные насосы 76
- Рубашка с водяным охлаждением 119
- Рукавный фильтр 272

- Самостоятельная ионизация 273
 Самотечные трубы 195
 Сантитуаз 13
 Свободный валок 425
 Сепараторы 368—370
 Сжатие газов и паров 89, 101
 — — — адиабатическое 102
 — — — изотермическое 102
 — — — политропическое 102
 — струи 26
 Сжатия коэффициент 12
 Сила тока в электрофильтрах 278
 Сифон 78
 Скольжение в бегунах 428
 Скоростная высота 33
 Скоростный напор 80, 83
 Скорость деформации 395
 — в диффузоре 149
 — вращения валков 423
 — движения элеваторов 186
 — дифференциальная 424
 — истечения 25, 26, 142
 — осаждения взвешенных частиц 245, 253, 280
 — перемещения скребков 182
 — перемещения лент 163
 — потока частиц 197
 — просасывания жидкости через винт 207
 — просачивания жидкости через песок 325
 — протекания жидкости 12, 29, 30
 — фильтрации 310, 315, 316, 317
 — химических процессов 201
 — центрофугирования 374
 Скребки 181
 Смена циклов в непрерывнодействующем фильтре 349
 Смесительные барабаны 235
 Смесительный шнек 236
 Смоченный периметр 18
 Сообщающиеся сосуды 20
 Сопло Лавала 142
 Сопротивления башенных насадок 41
 Сопротивление в диафрагме 40
 — вентиля 41
 — дроссельного клапана 41
 — колен 40
 — осадков 269
 — при истечении жидкости 39
 — сухого слоя сыпучего материала 269
 — трения жидкости 36
 — трубопроводов 35
 Сопротивление сухого слоя 261
 Сопротивление фильтров 272, 316
 Сопротивления местные 35, 39
 Сосун 198
 Специальные насосы 78
 Способ Крома 428
 Средний диаметр Стокса 241
 — пробег молекул 248
 Средняя скорость хода поршня 115
 Средства внутризаводского транспорта 172
 Стальные шары 450
 Статический напор 29
 Степень измельчения 389, 413
 — — — наполнения ковшей элеватора 187
 — сухости пара 143
 Стержневые мельницы 455
 Стоимость эксплуатации трубопроводов 91
 Стокса закон 244, 297
 Струйчатые газовые компрессоры 139
 — — — насосы 139
 Ступенчатый поршень 120
 Суперцентрофуги Шарплэс 369, 371
 Суспензии 289
 — грубые 294
 — тонкие 294
 Сухие газгольдеры 99
 Схвата уголь 405, 420
 Тантаер 79
 Тарельчатые клапаны 66
 Текучесть 14
 Телескопические кольца 97
 Температура фильтрации 317
 Теоретическая диаграмма работы компрессора 108
 Теория измельчения Кика 394
 — — Риттингера 389
 — электрооистки 270
 Теплоемкости газов при постоянном давлении и при постоянном объеме 103
 Термосилид 75
 Тестомешалки 235
 Технология 7, 8
 — механическая 8
 — химическая 9
 Ткани для фильтров 271
 Толчен 444
 Тонкое измельчение 442
 Торичелли формула 25
 Тормоз центрофуги 361
 Транспортёры без тяги 187
 — гравитационные 194
 — гидравлические 194, 199
 — пневматические 195
 — с тягой 180
 Трение внутреннее 12
 Трубопроводы для водорода 91
 — — светильного газа 91
 Трубчатые мельницы 451
 — электрофильтры 278
 Трясучки 190
 Турбокомпрессоры 128
 Турбулентное движение 16, 38, 204
 Тяговый канат 179
 Угол наклона 194
 Угол схвата 400, 420
 Ударная ионизация 274
 Ударнокрестовые мельницы 439
 Ударноцентробежные мельницы 436
 Удельная вязкость 14

Удельное сопротивление слоя осадка 318
 Удельный вес 11
 Узкая колея 173
 Улитка 454
 Упругость 12
 Упругость паров жидкости 57
 Уравнение Бернулли 31, 33, 34, 146
 Уравнение расхода Пуазейля 37, 312, 313
 Усилия в щековых дробилках 403
 Установившееся движение 31
 Устойчивые эмульсии 295

Фазы 239
 Фактическая скорость истечения 26
 — — газа 272
 Факторы движения жидкостей 11
 Фильтр Бета 272
 — Вольфа 347
 — — дисковый 351
 — Келли 331
 — листовой 330
 — Мура 330
 — непрерывного действия 343
 — — — Оливера 344
 — рукавный 272
 — Святланда 333
 — сумчатый 271
 — фарфоровый 340
 Фильтр ячейковый 351
 Фильтровальные плитки 339
 Фильтрация 308
 — газов 260
 Фильтрпрессы рамные 334
 — камерные 334, 337
 Фильтрующие поверхности 327
 Фильтры войлочные 325
 — газовые 269
 — зернистые 322
 — из проволочных тканей 326
 — периодического действия 321
 — песочные 323
 — с неподвижной жесткой пористой перегородкой 338
 — тканевые 325
 Флорентийский сосуд 211
 Формула Блазиуса 38
 — Вейсбаха 38
 — Гутермута-Фишера 91
 — Дарси 38
 — Ланга 38
 — Лиса 39
 — Пика 276
 — Фламона 38
 — Фришче 89
 — Шафо-Шедера 39
 Фосфористая бронза 178

Ходовой механизм 178
 Храповое колесо 186

Центробежная сила 59, 61
 Центробежные насосы без сальника 76

Центробежные насосы высокого давления 59
 — — — низкого давления 59
 — — — среднего давления 59
 Центробежный пылесосадитель 253
 Центрофуги 358
 — напряжение в оболочке барабана 381, 382
 — — — непрерывного действия 366
 — — — «Тер-Меер» 366
 — — — отстойные 364, 365
 — — — периодического действия 359
 — — — подвесные 360
 — — — полунепрерывного действия 364
 — — — рабочий период 389
 — — — расход энергии 378
 — — — с верхней выгрузкой 309
 — — — с нижней выгрузкой 354
 — — — стоячие 360
 — — — толщина стенок барабана 384
 Центрофугирование 358
 Цилиндры высокого давления 121
 — — — низкого давления 121
 Циклон 253, 255
 — Буффало-Фордж 255
 — Зек 256
 — Смухина 256
 — Техмашстроя 256

Чаша 428
 Число оборотов дробилки 407
 — — — поршневых насосов 51
 — — — шаровых мельниц 447
 — — — потребных вагонеток 175

Шайба 99
 Шаровые клапаны 66
 Шары кремневые 450
 — — — стальные 450
 Шиббер регулировочный 250
 Ширина слоя на ленте 185
 Шлем 301
 Шлюзовые камеры 198
 Шнек дифференциальный смесительный 236
 Шнеки 187
 Шпальт 397
 Шток поршня 112, 120
 Штиты 439
 Штуртванта дробилка 400

Щековые дробилки 398

Эжектор 84, 140
 Эквивалентный диаметр 18
 Экстаустор Биля 124
 Эксцентриситет 124
 Эксцентриковый шкив 417
 — — — ротационный насос 77
 Элеваторы 185
 — — — вертикальные 186
 — — — наклонные 186
 Электрическая очистка газов 70
 Электрический ветер 274

Электрическое поле 270

Электроды 270

Электрофилтры 276

— пластинчатые 283

— трубчатые 278, 282

Эмульсии 295

Энергия кинетическая 34

— потенциальная 34

Энтродия 134

Эффективная мощность 114

— — на валу турбокомпрессора 135

— — вентилятора 159

Якорная мешалка 224

Ячейковые вакуумфилтры 351

Ответственный редактор *В. И. Перельман*. Техни-
ческий редактор *М. С. Лурье*. Сдано в набор 9 ян-
варя 1935 г. Подписано к печати 25 июня 1935 г.
Уполномоченный Главлита № В-16634. ГРХЛ № 730.
Заказ типографии № 35. Тираж 7.000 экз. Формат
62×94 $\frac{1}{16}$. Уч.-автор. листов 40,85. Тип. зн. в 1 бум.
листе 110.600. Бум. лист. 14 $\frac{7}{8}$. Индекс ХМ-17-5-2.

2-я тип. ОНТИ им. Евг. Соколовой, Ленинград, просп.
Красных Командиров, 29

СПИСОК ЗАМЕЧЕННЫХ ОПЕЧАТОК

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
19	1 сверху	Расход	Скорость
38	15 снизу	$= 0,0018$	$= 0,018$
42	12 сверху	200 мм	200 м
43	7 "	8,5	8,0
79	5 "	$\Sigma \zeta$	$\Sigma \zeta_1$
113	12 снизу	$-\int_{v_1}^{v_2} p dv$	$\int_{v_1}^{v_2} p dv$
154	8 сверху	$\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0519 \cdot 1000}{1135 - 1}$	$\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0519 \cdot 10\ 000}{1135 - 1}$
240	21 "	ж ж	ж ж ж
285	Рис. 171	Рисунок перевернут	
310	7 снизу	$= 46,6\%$	$= 47,6\%$
376	1 сверху	$\frac{Gr n^2}{900}$	$\frac{Gr' n^2}{900}$
376	2 "	$\frac{Gr}{Gr n^2}$	$= \frac{Gr'}{Gr' n^2}$
418	Рис. 257	Рисунок перевернут	

Всего замечено 13 опечаток: из них 3 издательских, 3 типографских и 7 авторских исправлений.