

А. Е. ПЛОТНИКОВ

664

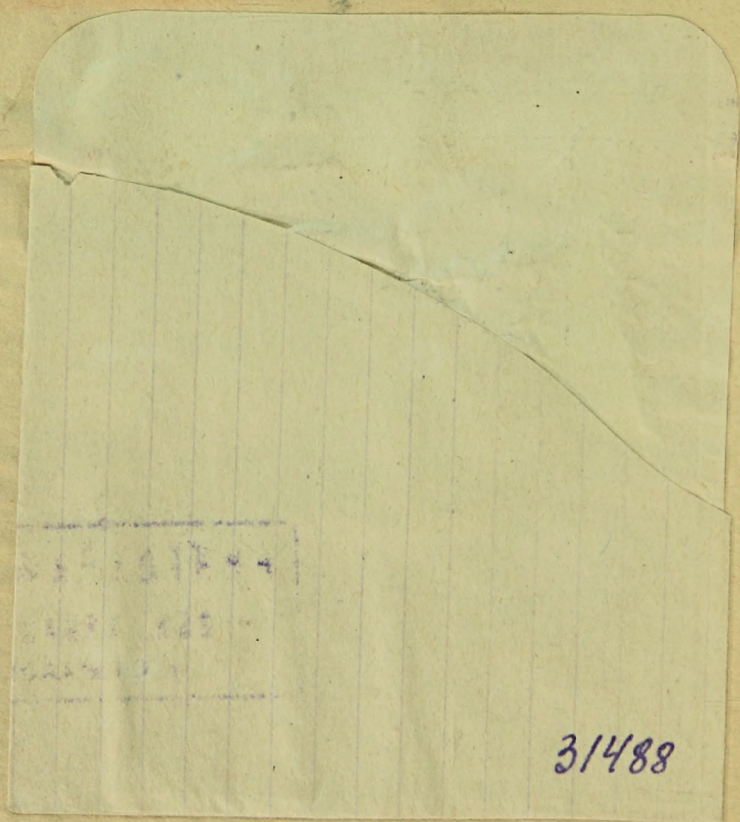
П 336

Диффузоры

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ
ДЕРЕВЯННОЙ АППАРАТУРЫ,
РАБОТАЮЩЕЙ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

31488

Г. П. Р. О. М. 6 1936



3/488

А. Е. ПЛОТНИКОВ

Р2520

661

П 396

ДИФфуЗОРЫ

8850
3850
3148817
1944 I.
Ж
АРХИВ
МИНГОХРАНИЛИЩЕ
ССЛ. БИБЛИОТЕКА
г. СВЕРДЛОВСК
1936
88518
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
Москва ♦ Ленинград

661.7



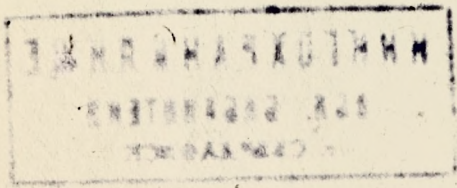
21788

... ..

... ..

14.70

21788



Редактор Е. Разумовская
Техредактор С. Ардашникова

ОТ АВТОРА

Издание данного материала вызвано необходимостью осветить вопросы проектирования аппаратуры экстрактивного производства, не зависящие непосредственно от технологического расчета, так как существующая литература на эту тему не рассматривает детально таких важных вопросов, как техническое и экономическое сравнение различных материалов, применяемых для постройки, сравнение различных конструктивных форм аппаратов и их деталей, условий выполнения, монтажа, ремонта и т. п.

Данный законченный выпуск посвящен лишь одной производственной операции — диффузии, как наиболее громоздкой и не вполне совершенной в экстрактивном производстве на данное время. Методическое углубление некоторых разделов вызвано условием применения книги в качестве учебного пособия.

Предлагаемая книга вероятно заинтересует конструкторов и производителей ряда других видов промышленности, где применяются диффузоры, а также различные чаны, реакторы, автоклавы и т. п. аппаратура из дерева и кислотоупорных материалов.

Исходным материалом для данной работы послужили расчеты проектного отдела треста „Дубитель“ и конструкторского бюро завода бывш. „Котлоаппарат“ (а также данные по эксплуатации построенных аппаратов), где лично автором было проведено большинство работ, вошедших в данное издание. Многие аппараты строились в СССР впервые.

Материалы, касающиеся различных норм допускаемых напряжений, заимствованы из различных литературных источников,

но прокорректированы автором на основе опыта аппаратостроительных заводов в данной области.

В заключение отмечаю, что раздел работы, касающийся опорных лап аппаратов, является попыткой автора дать приближенный метод расчета, не раз успешно проверенный на опыте.

Выражаю благодарность технику В. Н. Валюжевич за подбор и оформление графического материала.

А. Е. Плотников

ВВЕДЕНИЕ

В диффузорах осуществляется основной процесс экстракционного производства — экстрагирование, т. е. извлечение из клеток резаной древесины танинов; вместе с танинами извлекаются нежелательные, но неизбежные примеси. Это извлечение из древесины растворимых и нерастворимых частиц производится путем выщелачивания стружки горячей водой при соответствующем давлении в течение нескольких часов.

Процесс экстрагирования протекает медленно (по сравнению с другими процессами производства), количество извлекаемого промывкой вещества незначительно — 2,5—7,5% от веса взятой древесины, количество промывающей воды велико — 400—700%.

В силу перечисленных причин данная стадия производства характеризуется скоплением больших количеств древесины и воды, что требует громоздкой аппаратуры (с большим объемом).

На ускорение экстрагирования влияют повышение температуры (допускаемое в пределах устойчивости танинов) и связанное с ним повышение давления.

Современный диффузор конструируется обычно в виде герметически закрытого сосуда емкостью от 4 до 30 м³, выдерживающего внутреннее избыточное давление от 0,5 до 3 атм при температуре от 100 до 125°.

Диффузоры имеют преимущественно цилиндрическую форму, иногда с небольшой конусностью вниз — 3:100; они устанавливаются вертикально.

Некоторые старые заводы (построенные до 1929 г.) еще сохранили тип открытого диффузора без давления. В них процесс ведется при низких температурах (ниже 100°).

Современная техника стремится к проведению всех процессов непрерывно и автоматически. Теоретически необходимый для этого диффузор представляется очень простым: герметический сосуд удлиненной формы с непрерывной принудительной подачей сухой щепы с одного конца и отбором одубины с другого конца; движение щепы вдоль сосуда принудительное, промывка горячей водой — противотоком под давлением. На практике встречаются однако затруднения: ввиду медленности диффузии необходима большая длина сосуда; твердая щепа затрудняет конструирование автоматического питателя на избыточное давление и пр. Попытки осуществить непрерывную диффузию известны в экс-

трактовой и сахарной промышленности в виде ковшевых транспортеров или шнеков, продвигающих щепу в потоке воды; развития они не получили ввиду их малой производительности и несовершенной конструкции.

Применяемые в настоящее время диффузоры соединяются обычно последовательно по несколько штук в батарее, чем достигаются удлиненный путь жидкости и непрерывность одной части процесса — промывки горячей водой. Избыточное давление в этом случае кроме предотвращения закипания необходимо для продвижения жидкости через всю батарею и во избежание образования паровых мешков в верхней части диффузора.

Другая часть процесса — подача на батарею щепы и отбор одубины — обычно производится периодически с затратой, особенно при выгрузке, физического труда в неблагоприятных условиях. Однако в последнее время применяется способ выгрузки под давлением пара в верхней части диффузора, значительно облегчающий процесс. Выключение диффузора из батареи для смены щепы кроме затраты физического труда вызывает также простой аппарата (до 8% по отношению к продолжительности одного оборота батареи).

Конструкторам и рабочим-изобретателям экстрактивного производства необходимо работать над конструктивным оформлением диффузора непрерывного действия, который должен в будущем заменить существующую диффузионную батарею.

I. ТИПЫ ДИФFUЗОРОВ

В принципе существующие диффузоры представляют собой закрытые сосуды из различного материала довольно разнообразной формы с отдельными конструктивно видоизмененными деталями. В схеме металлический диффузор (рис. 1) состоит из цилиндрической части *a*, верхнего и нижнего конусов *b*, люков для загрузки и выгрузки *d*. Ложные днища-фильтры (решетки) служат для равномерного распределения соков при выходе и отбора с большей поверхности щепы при выходе, штуцера *e* служат для подвода и отвода соков, лапы *f* — для крепления к эстакаде.

Деревянные диффузоры часто ставятся свободно, без крепления с эстакадой. Арматура диффузоров рассматривается ниже.

Оставшиеся на некоторых старых заводах и соковарках открытые диффузоры отличаются лишь меньшей нагрузкой на детали и негерметичностью верхнего днища; во всем остальном по конструкции они подчиняются тем же положениям, что и закрытые диффузоры.

Классифицировать диффузоры удобно по материалу, идущему на их изготовление, так как физические свойства материала (кислотоупорность, механическая прочность) резко отражаются на всей конструкции.

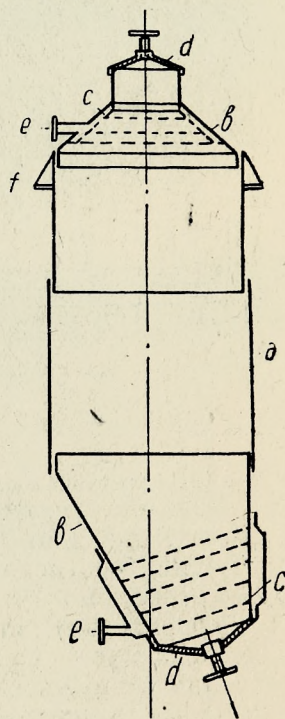


Рис. 1

I. Деревянные диффузоры

Наиболее распространенным и давно известным для постройки диффузоров материалом является дерево, преимущественно мелкослойная сосна, ель и реже — пихта, лиственница.

Дерево применяется ввиду следующих его достоинств: низкой стоимости, наличия в любой лесной части СССР, стойкости

по отношению к содержащимся в соках кислотам, легкости обработки при постройке.

Недостатки дерева: низкая механическая прочность; низкая температурная стойкость (не выше 110°); неодинаковая прочность в различных направлениях (вдоль и поперек волока); ограниченная строительная длина — около 6 м, используемая по конструктивным соображениям всего на 5,5 м; неплотность между отдельными клепками (брусками), вызывающая потерю соков. Вытекание соков из диффузоров вызывает сырость в помещении и требует специальных затрат на ее устранение. Большие га-

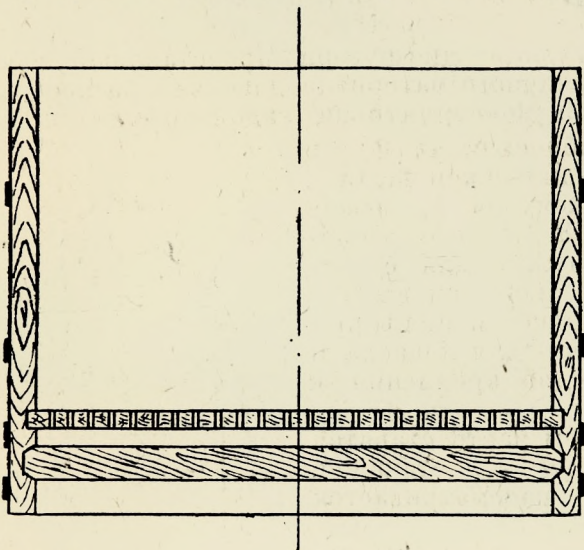


Рис. 2

бариты деревянных диффузоров по сравнению с металлическими требуют больших площадей диффузионного цеха.

Верхние концы клепки значительно разрушаются в течение пяти лет под влиянием иногда образующихся под днищем кислых паров. Окончательные выводы по применению дерева даны ниже, после рассмотрения остальных материалов. Деревянные диффузоры ограничены по фор-

ме цилиндрическими поверхностями и прямыми плоскостями, так как они изготавливаются из отдельных плотно притесанных (прямых) брусков.

Форма, соотношение основных размеров и абсолютные размеры отдельных деталей диффузора определяются следующими тремя факторами: оптимальными условиями протекания технологического процесса (экстрагирования), удобством обслуживания, особенно загрузки и выгрузки, и конструктивными соображениями (механическая прочность и экономичность). Эти факторы часто взаимно отрицают друг друга. Так например умень-

шение отношения диаметра диффузора к его высоте $\left(\frac{D}{H}\right)$ повышает механическую прочность, но вызывает ухудшение экстрагирования после известных пределов; уменьшение люка упрощает и удешевляет всю конструкцию, но ухудшает и удорожает выгрузку и т. п.

Оптимальные форму и размеры диффузора следует устанавливать путем экономического сравнения различных вариантов

конструкций, учитывая эффективность экстрагирования, размер капитальных затрат, срок амортизации и стоимость эксплуатации.

Развитие форм деревянного диффузора началось с открытого чана (рис. 2), загружаемого и выгружаемого сверху вручную; циркуляция жидкости осуществляется в таком диффузоре с помощью насоса, либо жидкость протекает самотеком через несколько чанов. Неудобство выгрузки одубины через верх вызвало необходимость постановки бокового люка (рис. 3), что при наклонном ложном дне несколько облегчило работу. Дальнейшим усовершенствованием было образование люка в нижнем дне, что кроме удобства выгрузки (прямо на транспортер за счет собственного веса) дало возможность изолировать диффузионное отделение от помещения, в котором находится выгруженная сильно парящая одубина. Кроме того верх в таком диффузоре закрыт герметически, что позволяет создавать избыточное давление и соединять диффузоры в батареи. Подобный диффузор (рис. 4) применялся в Германии.

В нем боковой люк является подсобным при основном разгрузочном люке внизу. Вверху и внизу имеется плоское ложное дно для распределения и собирания соков.

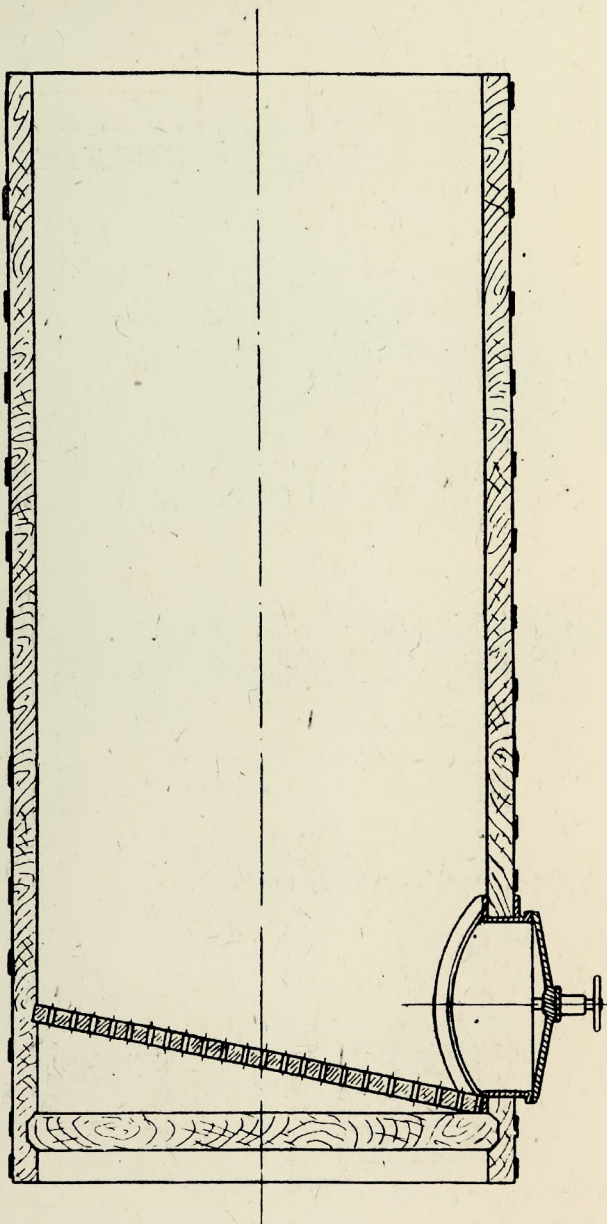


Рис. 3

Конструкция, применяемая на наших заводах, отличается большим нижним люком и имеет внизу только один фильтр

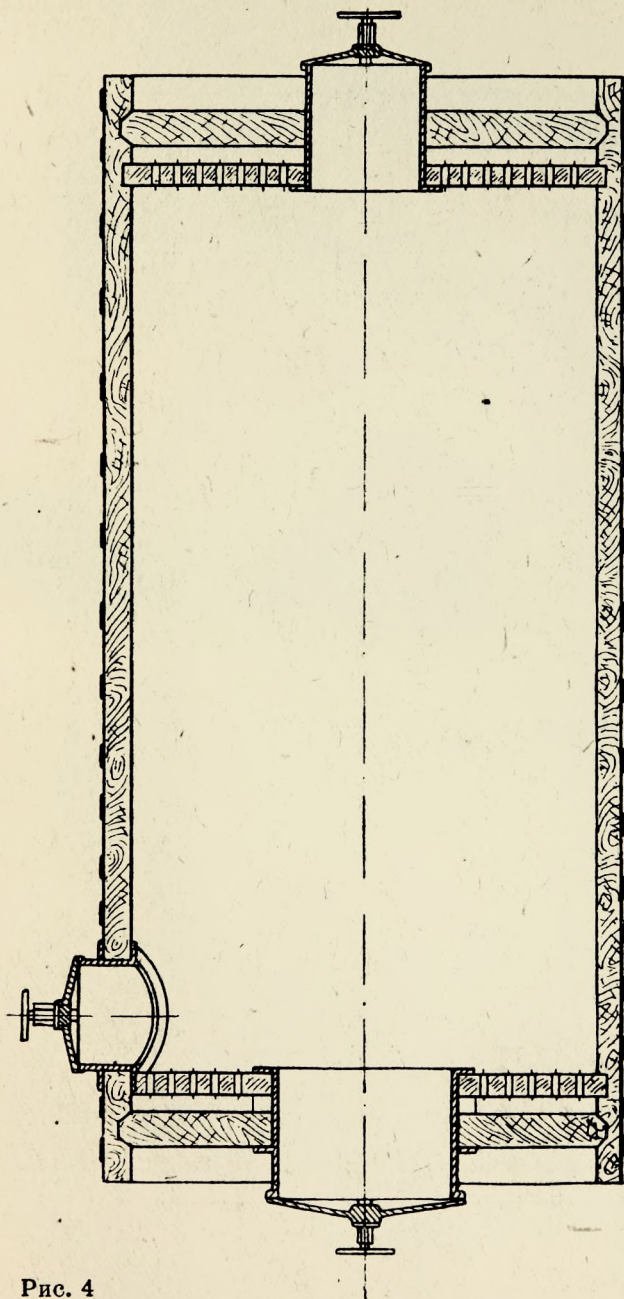


Рис. 4

большой поверхности, конической формы (рис. 5). Боковой люк в данных условиях не нужен; отсутствие последнего избавляет от сырости и грязи (неминуемо с ним связанных) около диффузоров.

Конической формой дна предполагается облегчить выгрузку; это положение справедливо при диаметре люка не меньше $\frac{2}{3}$ диаметра диффузора (практика американских заводов). Ряд существующих конструкций имеет размер люка, равный $\frac{1}{3}$ диаметра диффузора; практика показала, что при таком соотношении диаметров в конусе происходит заклинивание одубины, трудно устранимое через небольшой люк.

По конструктивным соображениям оформить из дерева плотный и прочный конус с тем, чтобы он служил частью наружной стенки диффузора — затруднительно. Приходится поэтому придавать диффузору внизу цилиндрическую форму, оставляя про-

странство между конусом и наружной стенкой в качестве мертвого объема, уменьшающего полезную емкость аппарата. По тем же

соображениям (недостаточная плотность и прочность конических поверхностей из дерева) приходится и верх диффузора делать цилиндрическим и закрывать его плоской крышкой. Между тем при свободной засыпке щепы последняя ложится под углом к горизонту в 45° . Получается таким образом мертвое пространство и наверху диффузора. Заполнить верхний пустой объем можно, разгребая щепу вручную или механическими гребками.

На практике установилось следующее соотношение между полезной высотой H и внутренним диаметром D . Оно колеблется от 1,8 для больших емкостей до 2,2 для малых. Конструктивно выгоднее увеличивать отношение

$\frac{H}{D}$ до 3, но при ограниченной длине строительного материала это дает малые емкости.

Принимая H равным максимально 5,5 м, D — максимально 3 м и давление в 0,5 атм (выполнение большего диаметра нерентабельно — технический предел на давление 0,5 атм $\sim 4,5$ м), получим при коэффициенте наполнения $\sim 0,8$ за счет мертвых объемов предельную емкость диффузора в 30 м^3 . Наполнение колеблется в зависимости от конструкции в пределах от 0,8 до 0,95 от полной геометрической емкости. Минимальная емкость заводского диффузора $\sim 4 \text{ м}^3$.

Избыточное давление в деревянных диффузорах необходимо для преодоления сопротивления всей батареи при перекачке

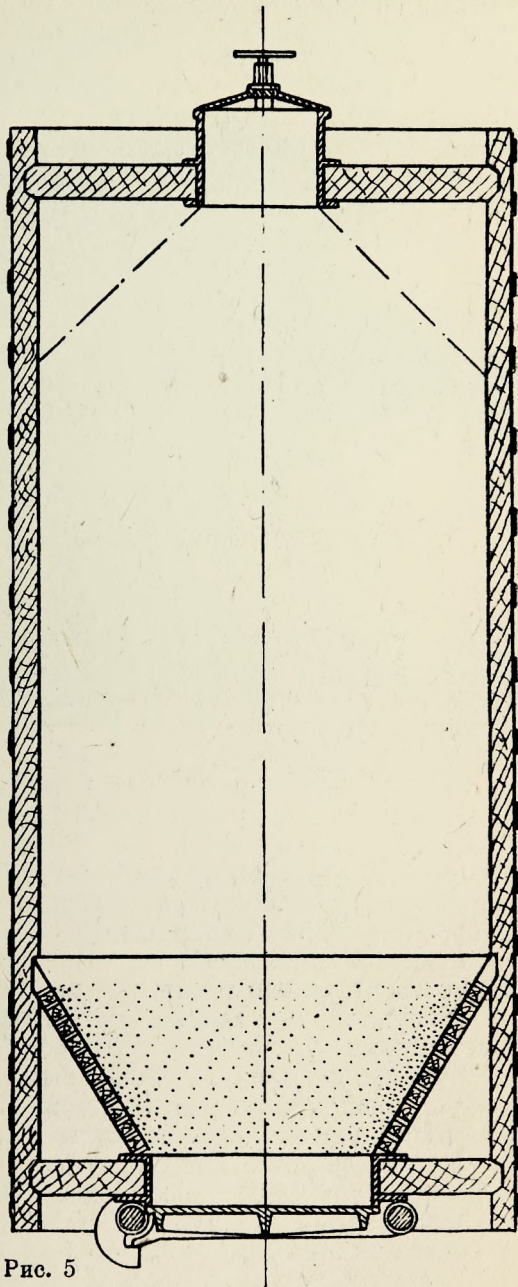


Рис. 5

и для повышения температуры соков выше 100° , так как при этом ускоряется экстрагирование. На рис. 6 дана кривая зависимости времени оборота диффузора от температуры сока, которая показывает, что экстрагирование может быть ускорено в 3 раза при повышении температуры с 95 до 125° .

На практике принимают обычно для деревянных диффузоров давление в $0,5$ атм. Температура соков берется на $\sim 5^{\circ}$ ниже температуры кипения для данного давления. Так для давления в $0,5$ атм температура сока берется $110 - 5 = 105^{\circ}$.

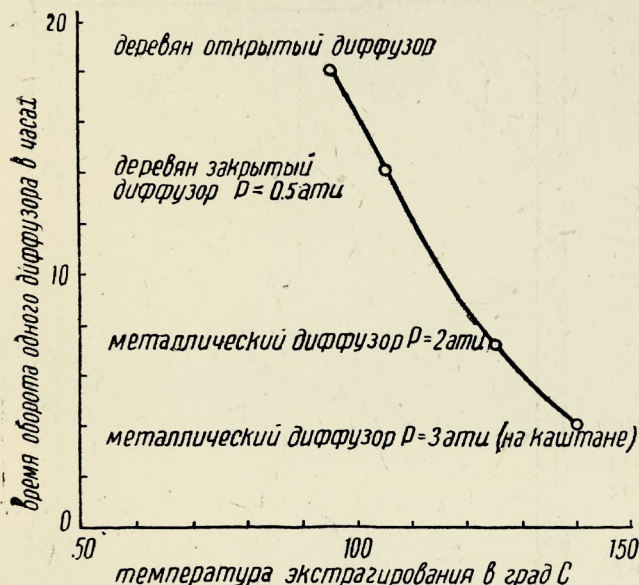


Рис. 6

Отставание температуры сока от температуры кипения необходимо для предотвращения вскипания соков в диффузоре. Парообразование в диффузоре нарушает нормальное движение жидкости в батарее и мешает экстрагированию образованием мешков. Кроме того для деревянного диффузора образование паров опасно, так как после конденсации паров в закрытом диффузоре образуется вакуум, который может быть значительным. Деревянные же диффузоры рассчитываются обычно на вакуум не более $0,5$ атм, так как иначе пришлось бы сильно утяжелить конструкцию. При большем вакууме возможна авария, особенно вследствие наличия плоских днищ.

Для предохранения диффузоров от парообразования устанавливают предохранительные трубы, соединенные с атмосферой и заполненные жидкостью, высотой столба соответствующей избыточному давлению с некоторым запасом; эти трубы также заменяют предохранительные клапаны.

На Шумерлинском экстрактовом заводе в 1930 г. произошла авария деревянного диффузора диаметром в 3 м; верхнее днище провалилось внутрь с переломом брусьев толщиной 150 мм. Причиной аварии послужили перегрев соков, парообразование и образовавшийся при конденсации вакуум. Что касается сопротивления батарей в 8—10 больших диффузоров, то оно покрывается давлением в $0,5$ атм при скорости в трубопроводах около $0,8$ м/сек. Температура в диффузорах соответственно последовательно понижается.

Осуществление деревянных диффузоров на давление выше 0,5 до 2 *ати* конструктивно возможно при температуре до 105°.

Это представляет интерес в случае увеличения числа диффузоров в батарее и уменьшения сечений коммуникации. Повышение давления до 2 *ати* при одновременном увеличении температуры до 125° можно рекомендовать лишь при условии проведения предварительной проверки прочности дерева при данной температуре, так как имеющиеся литературные данные по этому вопросу неточны и противоречивы.

Емкость диффузора при давлении в 2 *ати* можно иметь не больше ~ 13 м³, так как при таком давлении предельный диаметр по конструктивному оформлению должен быть не больше ~ 1,8 м.

Эксплуатация деревянного диффузора в 2 *ати* дорога, потребует частых ремонтов, усложнит обслуживание.

В целом надо считать нежелательным повышение избыточного давления в деревянном диффузоре выше 0,5 *ати*. Ниже при экономическом сравнении мы увидим, что применение подобных диффузоров неэкономично.

2. Медные диффузоры

Ввиду целого ряда достоинств медный диффузор является наилучшим для экстрактовой промышленности. Это положение подтверждается американскими экстрактивными заводами, где медные диффузоры успешно конкурируют с аппаратами из других материалов. Медный диффузор почти не нуждается в ремонте, выдерживает без всяких осложнений избыточное давление до 2—3 *ати*, перегрев, вакуум, причем некоторое повышение давления не опасно; может быть сконструирован на различные емкости; батарея занимает мало места, что упрощает обслуживание. Выгрузка из медных диффузоров легче по сравнению с деревянными ввиду незначительного сцепления щепы с гладкой медной стенкой. Раз'едание меди соками незначительно (1 мм в ~ 10 лет), качество соков не изменяется. Срок амортизации ~ 20 лет.

Недостатками медных диффузоров являются: высокая стоимость металла и необходимость применения листов меди большой толщины. Ходовая толщина листов меди до 7—8 мм ограничивает изготовление диффузоров на давление до 2 *ати* и небольшую емкость 8—15 м³.

Форма типового медного диффузора ограничивается цилиндрическим корпусом и двумя сферическими днищами (рис. 7).

Нижний люк смещен в сторону, что является целесообразным, так как позволяет выгрузчику стоять сбоку, что лучше предохраняет его от брызг и щепы; с двух параллельных батарей при смещенном люке легче собрать щепу на один общий транспортер.

Имеются диффузоры с коническим днищем (рис. 8). Такая конструкция дает больший объемный коэффициент заполнения диффузора. Кроме того коническое днище по сравнению с сфе-

рическим проще для изготовления. Диффузор устанавливается на лапах, приклепанных к корпусу. Для большей устойчивости желательно располагать лапы по высоте не ниже половины длины корпуса.

Применяемый иногда способ усиления тонкого медного корпуса железными обручами (рис. 9) нецелесообразен: большие расстояния между обручами (выше 200 мм) требуют полной расчетной толщины меди, следовательно обручи излишни. При

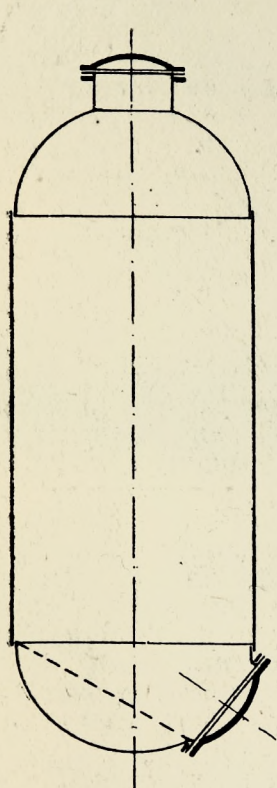


Рис. 7

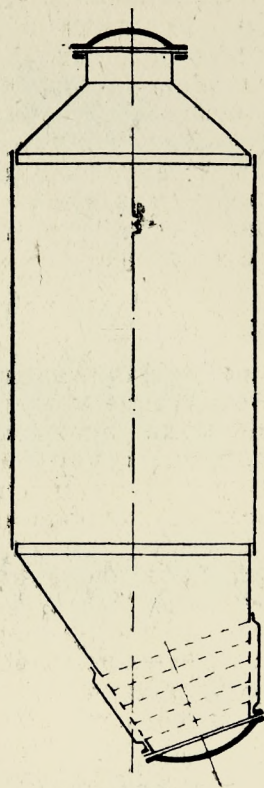


Рис. 8

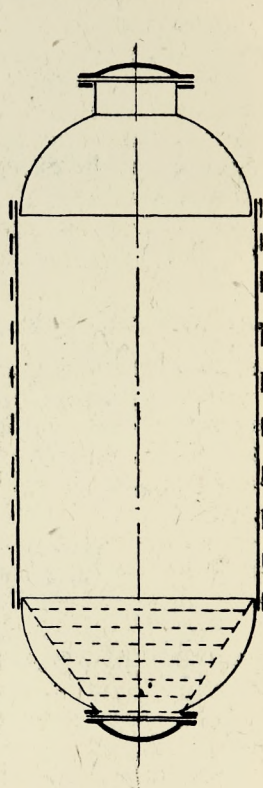


Рис. 9

обручах, поставленных достаточно часто, получается почти сплошной железный корпус при толщине меди в 3—5 мм. Выгоднее тогда изготовить корпус из железа с обкладкой медью 1—2 мм (см. ниже).

Соотношение размеров, в силу ограничения диаметра толщиной листов и давлением, берется $\frac{H}{D} = 2,5$ до 3,2 (3,5).

Верхний предел ограничивается затруднением выгрузки при малом диаметре корпуса и большой высоте.

Принимая толщину меди в 8 мм, мы получаем следующие предельные объемы диффузоров V:

$$P=0,5 \text{ атм} \quad D=3,8 \text{ м} \quad V=80 \text{ м}^3$$

$$P=1 \quad " \quad D=2,6 \quad " \quad V=30 \quad "$$

$$P=2 \quad " \quad D=1,8 \quad " \quad V=15 \quad "$$

$$P=3 \quad " \quad D=1,3 \quad " \quad V=5 \quad "$$

Применение меди толщиной выше 7—8 мм связано со значительным удорожанием ввиду применения специальных листов, сложности обработки и повышения веса.

Коэффициент наполнения медных диффузоров колеблется от 0,85 до 0,95.

Согласно изложенному медные диффузоры следовало бы рекомендовать как лучшие, но ввиду возможности успешно заменить их железными (как видно ниже) предлагаем последние в целях удешевления стоимости диффузора и экономии цветных металлов.

3. Железные диффузоры

Диффузор из железа в экстрактовом производстве мало испытан; некоторые попытки его применения были предприняты лишь за последние три года. Причина игнорирования железа экстрактовиками объясняется недопустимостью непосредственного соприкосновения железа с соками, так как они сильно его разъедают; применение же железа, покрытого слоем надежного кислотоупорного материала, является новым даже в специальных отраслях промышленности. Естественно, что созданное почти вновь в СССР и развивающееся в течение лишь последних семи лет экстрактовое производство избегало идти по мало исследованным путям. В настоящее время назрела необходимость в подборе для постройки диффузоров новых материалов, которые могут заменить дерево и дорого стоящую медь. Оставляя в стороне вопрос о кислотоупорных покрытиях, можно считать, что железо является наилучшим материалом для постройки диффузоров. Высокая прочность и наличие недорогих листов толщиной до 25 мм дают большие возможности со стороны конструктивного оформления и значительные емкости при максимальном давлении (в пределах потребности экстрактового производства). Железный корпус в три раза дешевле медного и требует в ~ 1,5 раза больше времени для амортизации, сохраняя все достоинства медного диффузора.

Единственный, но необязательный недостаток железного диффузора — это не всегда надежное покрытие кислотоупорным материалом.

Применяемые покрытия разбиваются на следующие группы: металлическое покрытие, керамическое, покрытие кислотоупорными лаками.

Металлическое покрытие осуществляется несколькими способами: 1) выкладкой тонкими листами меди, 2) применением биметалла, 3) гальваническим покрытием, 4) покрытием пульверизацией при помощи сжатого воздуха.

Для дубильных соков в качестве защитного металла применяется преимущественно медь и, возможно, алюминий.

Условия, предъявляемые к хорошему покрытию, следующие: непроницаемость для соков, толщина не меньше 0,5—1 мм во избежание быстрого изнашивания, простота ремонта на случай местных повреждений и невысокая стоимость.

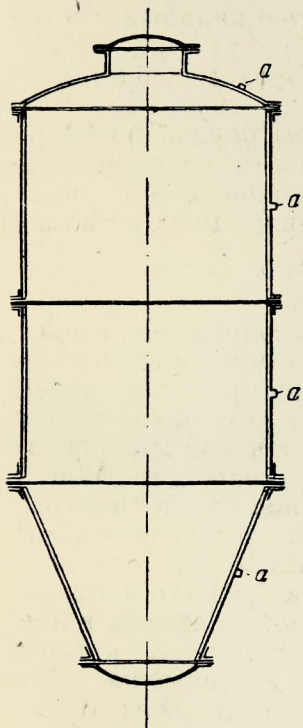


Рис. 10

Выкладка листовой медью дает хорошие результаты при следующем конструктивном оформлении диффузора: диффузор разделяется на отдельные царги высотой ≈ 1 м и крышки (рис. 10), соединяемые болтами на прокладках; каждая царга выкладывается самостоятельно медью с отбортованными краями, выходящими наружу; выкладка имеет лишь вертикальные пайки и позволяет пользоваться листами от 1 до 2,5 мм. Наличие течи при описанной конструкции легко обнаружить и устранить благодаря наличию в каждом отсеке железного корпуса контрольного отверстия *a*, через которое незначительный промежуток между обкладкой и царгой (практически всегда существующий за счет неплотности) заполняется водой; под гидростатическим давлением от 1 до 3 м вод. ст. обнаруживается течь изнутри по образующимся каплям росы. Устраняется течь пайкой третником (не разбирая диффузора)¹. Применять выкладку неразборного диффузора не следует ввиду трудности практически обнаружить место течи и невозможности частичной перепайки обкладки.

Диффузор, выложенный листами, боится вакуума из-за упомянутой неплотности между царгой и обкладкой. При вакууме листы будут выпучиваться внутрь и могут лопнуть. Необходимо ставить на диффузоре предохранительный клапан на разряжение; переливная труба при давлении до 2—3 атм неудобна.

Биметаллом называется лист из двух различных металлов, например железа толщиной 3 мм и

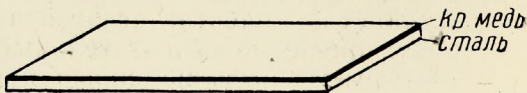


Рис. 11

слоя меди 0,5 мм (рис. 11), полученный путем прокатки специальной болванки. Подобный способ покрытия дает прочный и плотный слой цветного металла. Изготовление экстрактовой аппаратуры из подобного материала

¹ При необходимости возможно перепаять целиком или частично обкладку одной царги, разобрав диффузор.

в ближайшее время повидимому займет надлежащее место ввиду большой надежности и невысокой стоимости. В периодическом ремонте могут нуждаться только швы, покрытые пульверизацией или опаянные. В некоторых отраслях промышленности биметалл уже целиком заменил цветной металл.

Гальваническое покрытие хорошо изучено и давно применяется, но для данного случая оно мало пригодно. Толщина слоя цветного металла, обычно получаемая гальваническим путем, колеблется от 0,001 до 0,1 мм, что не удовлетворяет условиям работы диффузора: остаются возможности механических повреждений тонкого покрытия при выгрузке, стирание, раз'едание царапин. Стоимость гальванического способа наиболее высокая при эквивалентных толщинах слоя.

Покрытие пульверизацией производится внутри готового корпуса. Способ покрытия недорогой и несложный, толщина слоя от 0,1 до 1 мм. Коренной недостаток подобного покрытия — обычно пористый слой, легко проникаемый для соков, особенно на швах и неровностях.

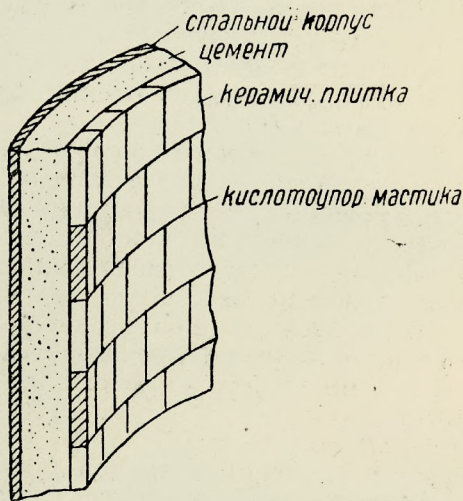


Рис. 12

Керамическое покрытие выполняется из нескольких слоев; на стенку железного корпуса (рис. 12) наносится слой бетона в ~ 80 мм, на который крепятся кислотоупорные фасонные

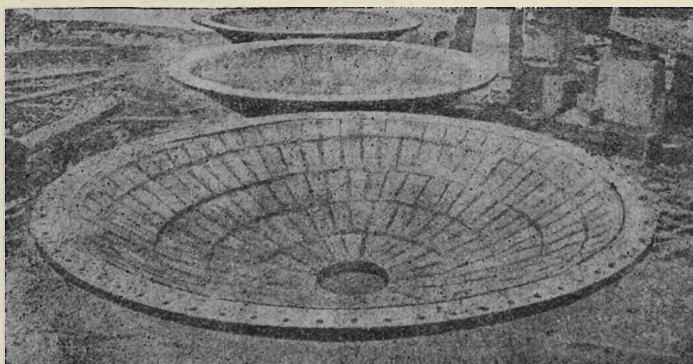


Рис. 13

керамические плитки толщиной в 25 мм и размером 150×150 мм; швы заделываются кислотоупорной мастикой. Днища выкла-

дываются клиновыми сводчатыми плитками (рис. 13) или покрываются цветным металлом. Мелкие и подвижные детали (арматура, крышки и т. п.) покрываются цветным металлом. Керамическое покрытие не требует расхода цветного металла, не разъедается и требует ремонта лишь при механических повреждениях. Недостаток этого покрытия — увеличение веса корпуса диффузора в 4 раза.

Подобное покрытие имеет широкое распространение в различных областях промышленности. В Америке такие диффузоры работают уже много лет. Диффузоры с керамической выкладкой желательно предохранить от ручной выгрузки во избежание повреждений обкладки; достигается это применением специального, описанного ниже днища (рис. 14).

Покрытие кислотоупорным лаком заманчиво по простоте и дешевизне. Недостаток — быстрое изнашивание, что ведет к большим эксплуатационным расходам и частой порче соков.

Из сказанного выше видно, что на сегодняшний день железные диффузоры целесообразно выкладывать керамическими плитками и листовой медью.

В дальнейшем при усовершенствовании способа пульверизации и расширении производства биметалла последним придется отдать предпочтение ввиду их экономичности и удобства при изготовлении.

Применение диффузоров из листовой нержавеющей стали требует экспериментальной проверки и вероятно не привьется из-за ее высокой стоимости. Кроме того обработка нержавеющей стали затруднительна.

Проблема выгрузки и удобства продувки фильтра воздухом полностью решается размером люка, равным диаметру корпуса диффузора. Создавать дополнительное давление над одубиной в этом случае не нужно. Пример подобной конструкции дает диффузор, изображенный на рис. 14, применяемый в Америке и вводимый на наших заводах. Верх диффузора — конический, с люком для загрузки диаметром 500 мм; под люком имеется коническая съемная (для прочистки) сетка (фильтр) *a*, распределяющая по кольцу поступающую жидкость. Крышка люка, горловина и конус выложены медью в 2,5 мм толщиной. Железный корпус толщиной в 8—12 мм, диаметром в 2 м и высотой в 5,5 м имеет керамическую выкладку. Нижнее днище диаметром 2000 мм целиком открывается, заменяя собой люк. Крышка нижнего люка, выложенная медью в 3 мм, отливается из стали или сваривается из сортового и котельного железа; последнее предпочтительнее. Отвод соков осуществлен из-под нижнего фильтра *b*; при открытии он легко обдувается воздухом. В рабочем положении крышка подвешена в двух точках — на шарнире *c* и крючке *p*.

Крючок и шарнир изготавливаются в виде стальных отливок ввиду их ответственной работы и большой нагрузки, достигающей до 50 т на каждый при давлении в 3 атм. Уплотнение достигается кольцом Дауценберга, состоящим из резиновой

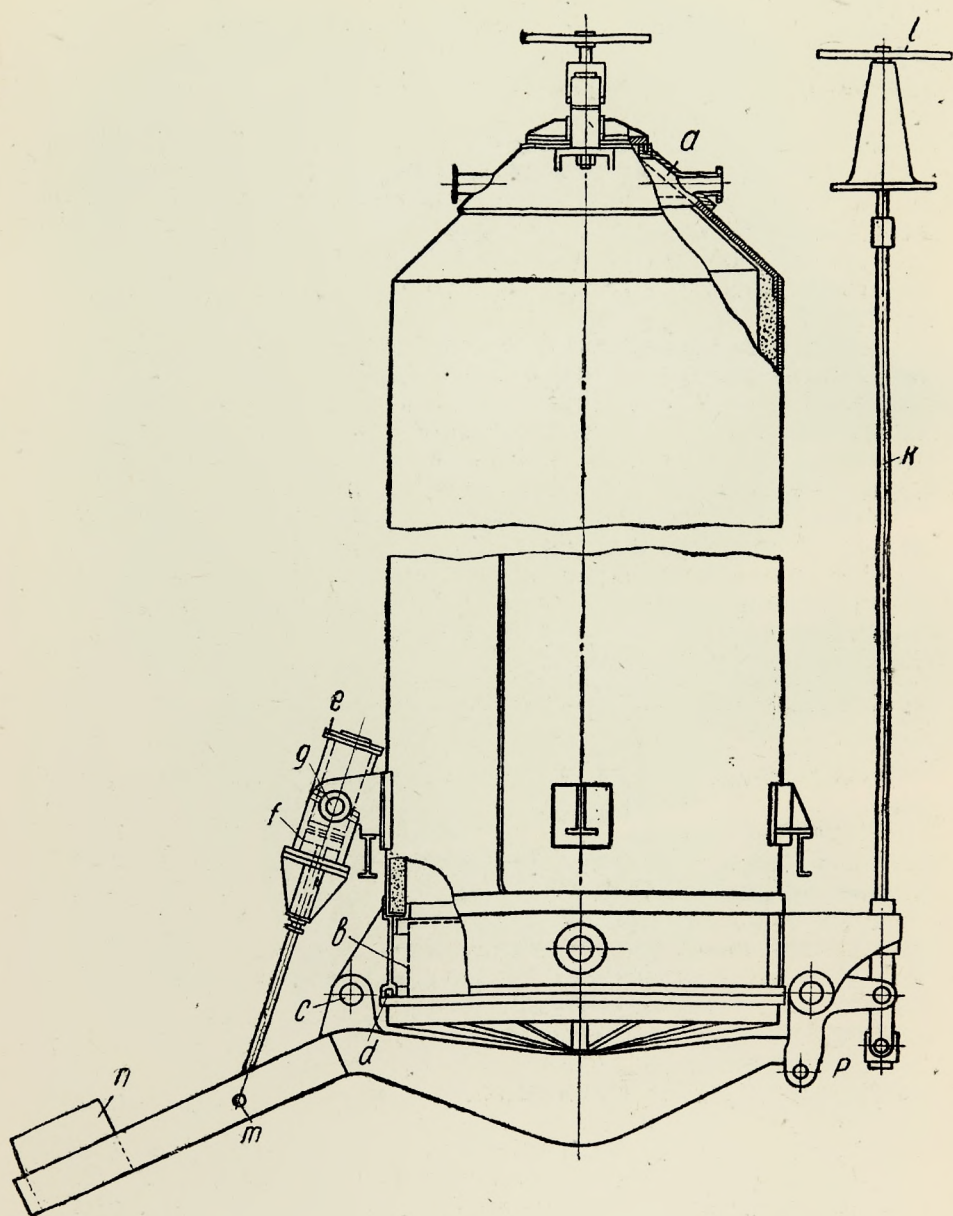


Рис. 14

трубки d диаметром 38/50 мм, заложенной в кольцевой канал горловины под гидравлическим давлением на 0,5 ат больше внутреннего давления в диффузоре. Управление крышкой большого веса (около 2000 кг), нагруженной при открывании весом одубины, производится с помощью гидравлического цилиндра e путем регулирования вентилями количества жидкости над поршнем f .

Перед выгрузкой откидывают крючок p с помощью тяги k и маховика l ; при этом вода над поршнем f (всегда заполняющая цилиндр) сдавливается через шарнир m весом крышки и одубины до давления 100—150 атм, но не позволяет днищу открыться сразу. Выпуская воду через вентиль, можно регулировать количество высыпавшейся из диффузора на транспортер стружки.

Закрывается крышка наполнением цилиндра водой из питательной линии при наличии контргруза n ; без него необходимо давление в ~ 15 ат. Контргруз n занимает лишнее место, но избавляет от специального насоса на 15 ат и ослабляет удары при неисправностях цилиндра e . Цилиндр закрепляется на корпусе в цапфах g и поворачивается при открывании крышки.

Установка диффузора может производиться на отдельных колоннах или общей эстакаде.

Соотношение размеров в железных диффузорах не связано материалом и выбирается, исходя из условий экстрагирования и выгрузки. Для диффузоров с открывающимся дном (рис. 14)

необходимо выдерживать отношение $\frac{H}{D}$ возможно большим — от

2 до 3,2, чтобы при данном диаметре получить максимальную емкость.

Подобные днища дороги, стоимость их с увеличением диаметра сильно возрастает, равно как и усложняется конструктивное оформление.

Рентабельный предел диаметра при давлении в 3—4 ат для данной конструкции составляет ~ 2 м, что соответствует емкости 18 м³; технический предел для диаметра откидного днища равен ~ 4 м (емкость 100 м³).

4. Диффузоры из прочих материалов

Чугун, иногда применяемый для изготовления фасонных днищ, нельзя рекомендовать ввиду большого веса и низкой прочности. Хрупкость и внутренние раковины послужили причиной нескольких аварий на диффузионных батареях.

Алюминий не применялся до сих пор при конструировании диффузоров из-за высокой стоимости. Современное развитие в СССР алюминиевой промышленности значительно снизит стоимость диффузора. Это, возможно, позволит заменить медь для

покрытия железных диффузоров, что однако требует еще экспериментальной проверки.

Бетон и железобетон давно применяются для сборников соков и открытой диффузии в чанах при низкой температуре.

Диффузоры из железобетона для работы под давлением строились и испытывались в Германии. Однако в них наблюдались трещины от неравномерного расширения.

Постройку подобных диффузоров нужно считать нецелесообразной ввиду значительной затраты металла, большого веса, сложности присоединения арматуры, возможности течи и коррозии в местах соединения с металлическими частями, выходящими наружу.

5. Сравнение диффузоров из различных материалов

Для сравнения следует разбить диффузоры на две группы, работающие под избыточным давлением и без него. Подобное разграничение вызывается различием в требованиях, предъявляемых в обоих случаях к материалам в отношении механической прочности и температуры.

Диффузоры без давления, различные чаны и сборники было бы выгоднее изготавливать деревянными и бетонными, так как металлическая аппаратура, работающая без давления (под наливом), должна по расчету иметь толщину стенки всего в 2—4 мм, но по соображениям жесткости, перевозки и пр. приходится толщину стенок брать равной 5—7 мм. В деревянном сосуде жесткость корпуса достигается массивом дерева; фактический расход железа при правильной конструкции может быть сведен точно к расчетному.

Для постройки диффузоров под давлением дерево применять невыгодно.

Расход металла на деревянный корпус под давлением больше на $\approx 10\%$, чем на железный.

Возможность иметь в железном диффузоре большее избыточное давление и наличие в деревянном неудобств в эксплуатации побуждает к выбору железного корпуса с соответствующим покрытием. Преимущество за деревянными диффузорами остается в некоторых частных случаях; например при расположении завода вдали от железной дороги и наличии на месте подходящей древесины выгоднее транспортировать мелкие металлические части.

Медные диффузоры не сравниваются ввиду явной нецелесообразности их применения при высокой стоимости меди. Даже в будущем, при понижении цен на медь, применение ее мало вероятно. Выполнение диффузоров целиком из меди в прошлом объясняется низким уровнем техники покрытия черных металлов. Сравнение стоимости диффузоров представлено в табл. 1.

Данными табл. 1 подтверждается выгодность применения железного диффузора; повышение стоимости железного диффу-

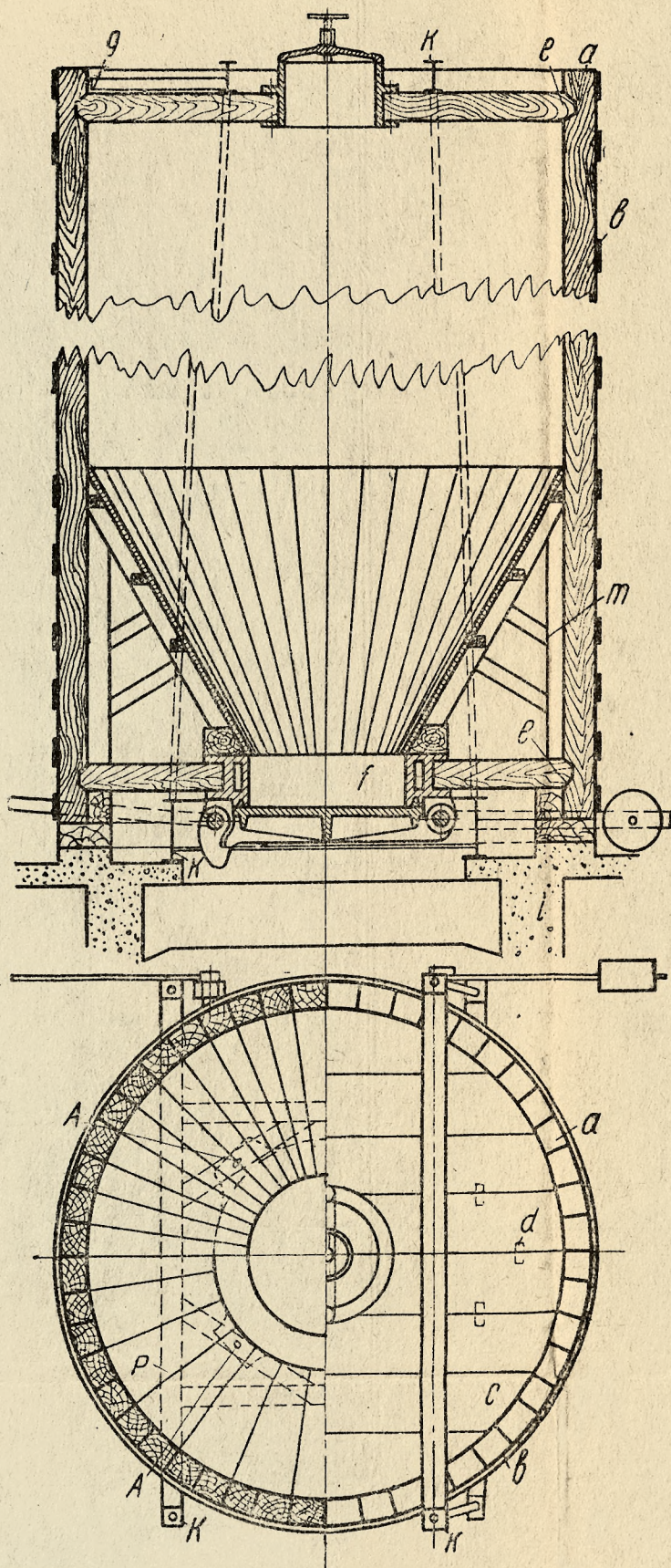
Таблица 1

Материал и форма диффузора	Емкость в м ³	Избыточное давление в ат	Время оборота в час.	Стоимость аппарата в руб.	Приведенная стоимость в руб. на м ³	Примечание
Деревянный диффузор (тип рис. 5)	30	0,5	14	8000	265	Из спец. листов 10 мм
Медный диффузор (тип рис. 7, 8)	15	2	7	16000	535	
Железный диффузор, обложенный медью в 1 мм (тип рис. 10) . .	30	2	7	13000	216	
То же, покрытый медью способом пульверизации в 0,8 мм	30	2	7	10000	166	Без раз'емов
Железный диффузор с керамической выкладкой (тип рис. 14) . .	15	3	6,5	16000	495	Выгрузка сокращает оборот на 1/2 часа

Примечание. Приведенная стоимость подсчитана, исходя из эквивалентной производительности (с учетом емкости и времени оборота), что и дает действительное экономическое сравнение.

зора с керамической выкладкой объясняется главным образом дорогой конструкцией нижнего днища, на что приходится идти для упрощения выгрузки.

При учете амортизации приведенная стоимость деревянного диффузора приближается к медным и железным с керамической выкладкой.



II. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ДИФFUЗОРОВ

1. Деревянный диффузор

Корпус диффузора. Для постройки диффузора применяется чистая прямая древесина, без сучков и заболоней.

Цилиндрическая часть набирается из брусев a (рис. 15) клинообразного сечения, называемых клепкой, и стягивается железными обручами b .

Днища набираются из прямых c или секторообразных p брусев, собранных на клиньях d . По периметру днища заделываются в кольцевую канавку, образованную выемкой e на каждой цилиндрической клепке (соединение в утор). При радиальной наборке днищ в центре обязательна металлическая горловина f с бортами для поддержки узкого конца брусев.

Брусья обрабатываются по шаблону с допуском ± 1 мм, в местах стыка плотно пригоняются друг к другу.

Толщина днищ берется от 75 до 150 мм, в зависимости от размера диффузора. Рассчитывается толщина днищ на изгиб под равномерным давлением жидкости. Давление на верхнее днище p_v равно избыточному давлению в кг/см². Давление на нижнее днище равно:

$$p_n = p_v + \frac{H\gamma}{10} \text{ кг/см}^2,$$

где H — высота гидростатического столба жидкости в м, γ — удельный вес смеси (соков и щепы), заполняющей диффузор, в кг/дм³, коэффициент 10 соответствует переводу давления столба жидкости в метрах в кг/см².

Мы пренебрегаем нижним конусом, так как он дырчатый и воспринимает на себя лишь очень небольшую нагрузку, величина которой определяется разностью удельных весов реагирующей массы над и под конусом. Вес же основной массы и избыточное давление, существующее в диффузоре, воспринимает на себя нижнее днище.

Для открытых сосудов без давления $p_v = 0$.

Для расчета толщины днища выделяется условный элемент шириной в 1 см и рассматривается как брус, равномерно нагруженный, лежащий на двух опорах (рис. 16):

$$s = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{p \cdot l^2}{R_b}}, \quad (1)$$

где s — толщина днища в см, p — давление жидкости в кг/см^2 , l — длина стержня в см, R_b — напряжение днища на изгиб в кг/см^2 (величину R_b см. табл. 2 на стр. 28).

Для сосудов с диаметром $D \leq 1$ м пролет l берется равным D ; при $D > 1$ м плоское дно делится поперечными балками K (рис. 15) на две или три части (поперек волокон); пролет соответствует

расстоянию между усиливающими балками вдоль брусев. Балки ставятся из сортового железа, реже — из дерева (под нижнее дно). Число балок берется из условия, чтобы $s \leq 150$ мм.

Балки K крепятся или к цилиндрической клепке или связываются между собой наружными анкерами: балки нижнего днища с балками верхнего; последнее крепление дороже, но более надежно; крепление балок с клепкой мало надежно ввиду непрочности дерева. Размер балок K определяется по расчету на изгиб, сверху — равномерной нагрузкой от реакции деревянных брусев, внизу — сосредоточенными нагрузками от лап горловины f . Для радиальных днищ пролетом брусев l (рис. 15) (при определении толщины) служит расстояние от клепки до середины фланца горловины f .

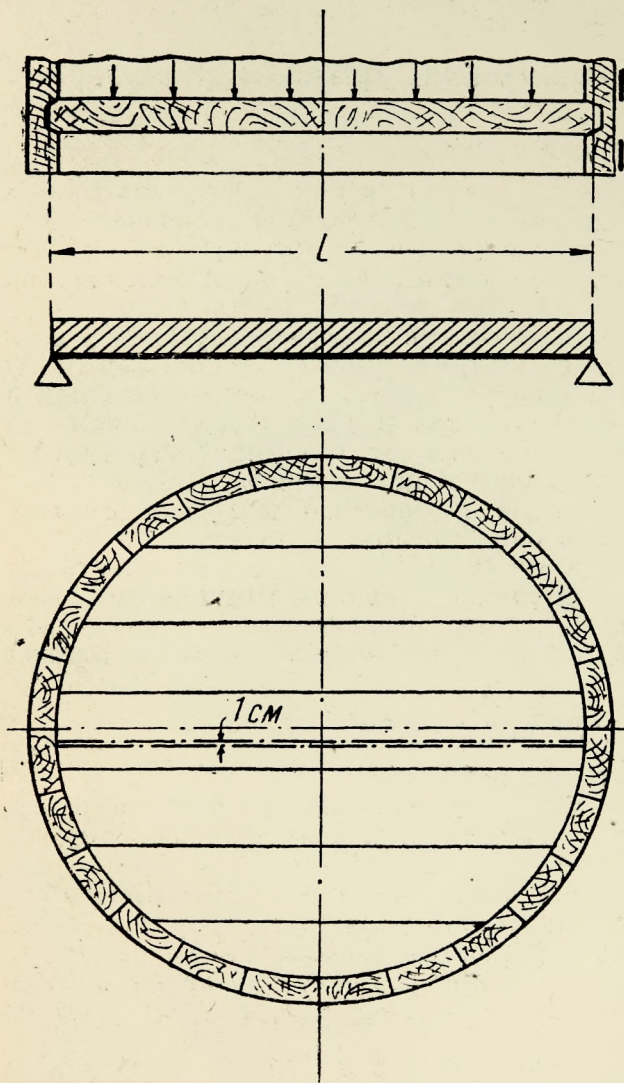


Рис. 16

При определении толщины верхнего или нижнего днища в формулу (1) вместо p подставляется соответственно p_v или p_n .

Нагрузка на нижнюю горловину, передаваемая в виде сосредоточенных сил P на балки K , в точке A (через лапы) определяется следующим образом. Площадь днища, передающая давление на горловину f , равна:

$$0,785 \left(d + \frac{D-d}{2} \right)^2 = 0,785 \left(\frac{d+D}{2} \right)^2,$$

где d — диаметр люка в см, D — диаметр днища в см.

Нагрузка на горловину и через нее на четыре лапы $4P$ равна:

$$\left. \begin{aligned} &0,785 \left(\frac{d+D}{2} \right)^2 p_n + G \\ \text{или} \quad &P = 0,049 (d+D)^2 p_n + 0,25G, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где G — вес горловины, крышки, части днища с диаметром

$$\frac{D-d}{2}$$

и половины ложного днища.

Опоры для рамы из балок K осуществляются обычно в виде железобетонных балок эстакады i , поддерживающих одновременно и весь диффузор, расположенных описанным прямоугольником по отношению к наружному диаметру (рис. 15). Для удобства выгрузки балки K иногда подводятся под диффузор консольно и закрепляются болтами на балках эстакады.

Распространенная конструкция подвески нижней горловины к корпусу на внутренних медных тягах a (рис. 17) наиболее удачна по принципу, но в практике имеет ряд недостатков. По свойству материалов (дерево и медь) данная система не вполне жесткая, верхний узел b крепления тяг с клепкой опускается под влиянием смятия дерева, подвески вытягиваются. Опускание горловины в пределах 2—3 мм прогибает и заедает валы c , поддерживающие крышку, так как концы валов выводятся из-под диффузора и лежат на жестких опорах d (балках эстакады). Затруднения при открывании и закрывании люка, течь в верхних узлах и расход меди для подвесок до 400 кг на диффузор в 30 м³ заставили отказаться от подвески нижнего люка.

Рассчитываются подвески на растяжение силой $4P$ (по формуле 2) с учетом разложения сил от угла наклона α (рис. 17).

Применяющаяся конструкция нижнего днища в виде целого чугунного диска с ребрами (рис. 18) хорошо оправдала себя на практике. Древесина днища служит лишь кислотоупорной обкладкой. Недостатками являются большой расход металла (нерентабельно при избыточном давлении) и недоступность утора с наружной стороны для ремонта.

Для расчета из плиты выделяются элементы между опорами, соответственно с направлением ребер; проверка производится

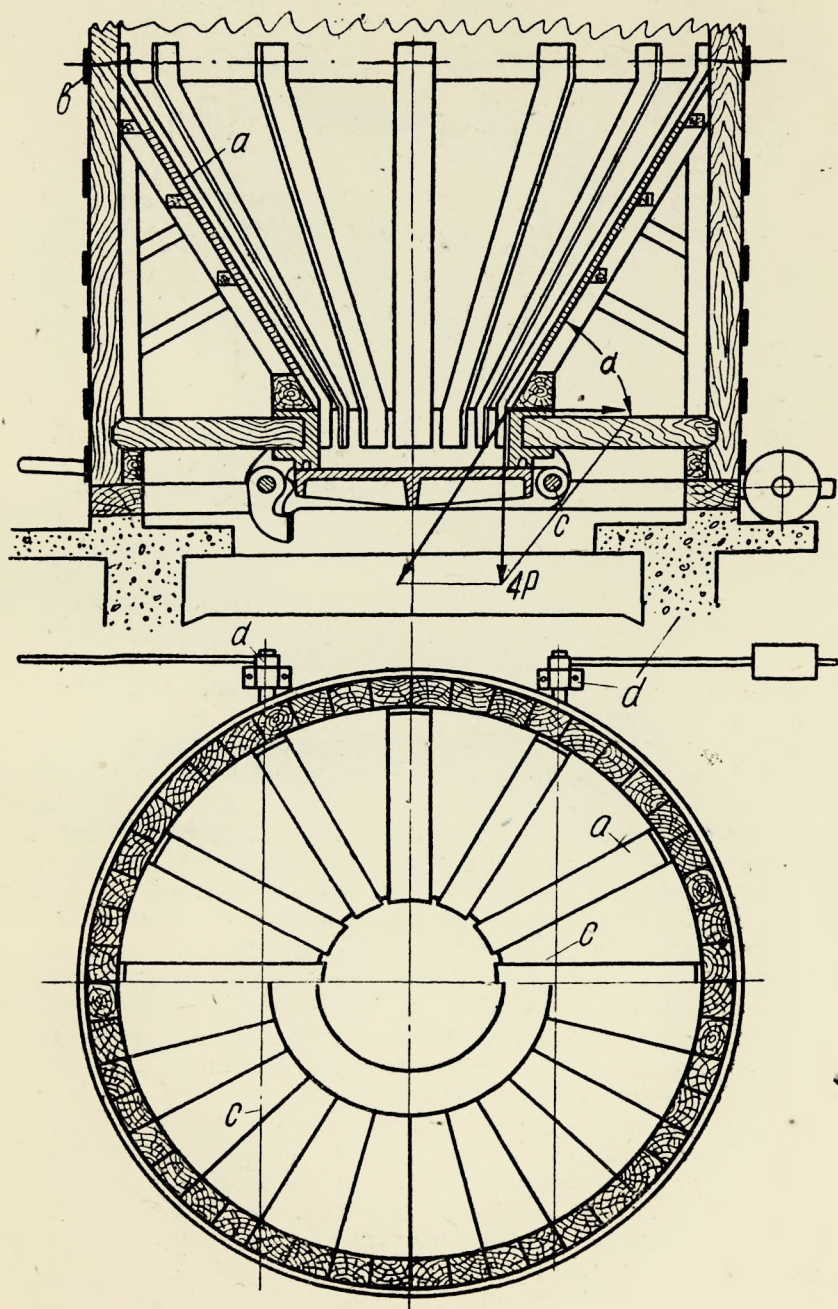


Рис. 17

на изгиб (по направлениям aa_1 и aa_2 — рис. 18) под равномерной нагрузкой p_n в кг/см^2 и сосредоточенными силами P_1 , приложенными в точках b подвески крышки люка.

$$P_1 = \frac{0,785 D_2^2 p_n + G_1}{4}, \quad (3)$$

где D_2 — диаметр горловины по наружному размеру прокладки, G_1 — вес крышки в кг .

Соединение деревянного днища с клепкой видно из рис. 19; вырез в клепке $ab'c'd$ делается не поперек волокон, а под углом $\alpha = 45^\circ$.

Угол в 45° обеспечивает одинаковое направление действующей силы по отношению к направлению волокон днища и клепки, что необходимо ввиду большой разницы в сопротивлении дерева смятию поперек и вдоль волокон (табл. 2); с другой стороны, клинообразный край днища хорошо уплотняет утор при затяжке обручей. Горизонтальная слагающаяся сила, образующаяся при нагрузке за счет наклонного среза ab , стремится выгнуть клепку наружу и расстроить утор и воспринимается обручами e от 1 до 3 штук, в зависимости от сечения. При подтягивании обручей e следует соблюдать осторожность, так как можно сколоть верх утора bb'' под действием клинообразной формы края днища, особенно при $\alpha \leq 45^\circ$. Зазор $b'bcc'$ обеспечивает возможность подтяжки утора при подтекании.

Рассчитывается утор на скалывание клепки по длине bb'' и на смятие по ab , под нагрузкой на днище от внутреннего давления.

Утор является наиболее ответственным местом в деревянных сосудах, так как помимо прочности (при слабой сопротивляемости дерева на скалывание) требуется герметичность. Надежность работы утора обеспечивается тщательным изготовлением с допуском ± 1 мм и методом расчета, дающим в больших диффузорах удвоенный запас прочности. При расчете размеров утора принимают, что давление на всю площадь днища воспринимается только по периметру утора (не учитывая дополнительных балок, подвесок и пр.), что в действительности имеет место в чанах без добавочного крепления днищ.

Если глубина вырезки $a'b$ равняется b см (рис. 19) (действи-

тельная длина смятия ab больше в $\frac{1}{\sin \alpha}$ раз, но и сила нор-

мальная к ab больше в то же число раз), h — высота скалывания bb'' в см, R_d — напряжение, допускаемое на смятие дерева под углом α в кг/см^2 (по табл. 2), R_c — напряжение, допускаемое на скалывание дерева в кг/см^2 (по табл. 2), то сила сопротивления смятию будет:

$$\pi D b R_d ;$$

сила сопротивления скалыванию будет:

$$\pi D h R_c .$$

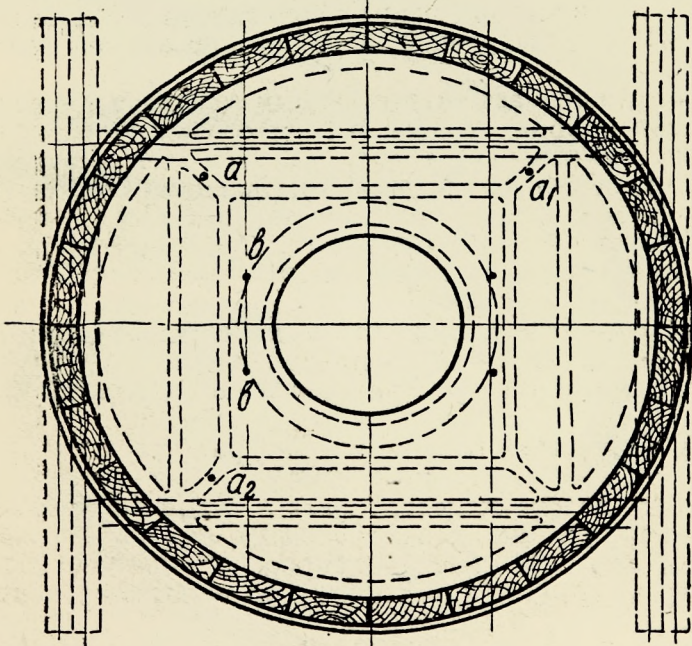
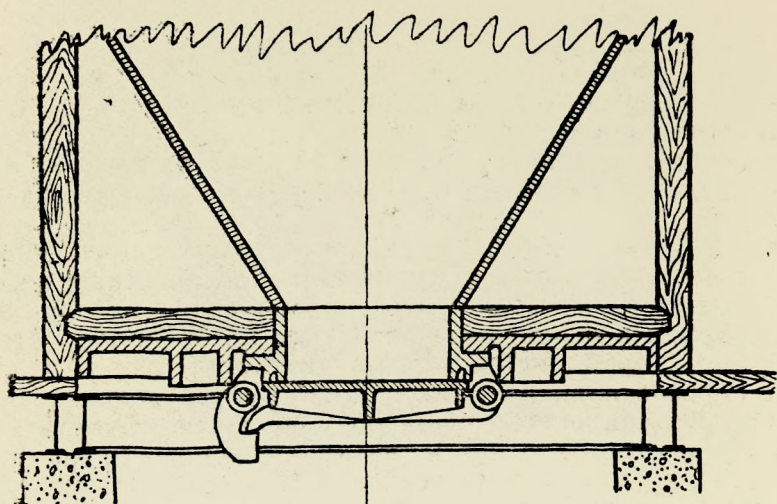


Рис. 18

Нагрузка на все днища равна:

$$\frac{\pi D^2}{4} p.$$

Нагрузка на днище в состоянии равновесия равна:

$$\frac{\pi D^2}{4} p = \pi D b R_d = \pi D h R_c$$

или

$$b = \frac{D p}{4 R_d} \text{ см}; \quad (4)$$

$$h = \frac{D p}{4 R_c} \text{ см}. \quad (5)$$

Верхнему днищу соответствует p_a , нижнему — p_n .

В практике b берется равным не меньше 2 см, h — не меньше 10 см.

Если балки, усиливающие днище, крепятся концами к клепке, то высота h берется больше расчетной, исходя из конструктивного оформления места связи.

Клепка берется в наиболее ослабленном месте $c''c'$ (рис. 19) толщиной от 3 до 6 см в зависимости от диаметра, что дает полную толщину от 5 до 10 см. По всей длине клепка может быть тоньше, чем на концах, но обычно это не применяется, так как исполнение обходится дороже, а большая толщина уменьшает тепловые потери в окружающую среду.

При редко поставленных обручах большого сечения на расстоянии l клепка проверяется на изгиб по формуле (1) (с небольшим запасом):

$$s = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{p \cdot l}{R_b}},$$

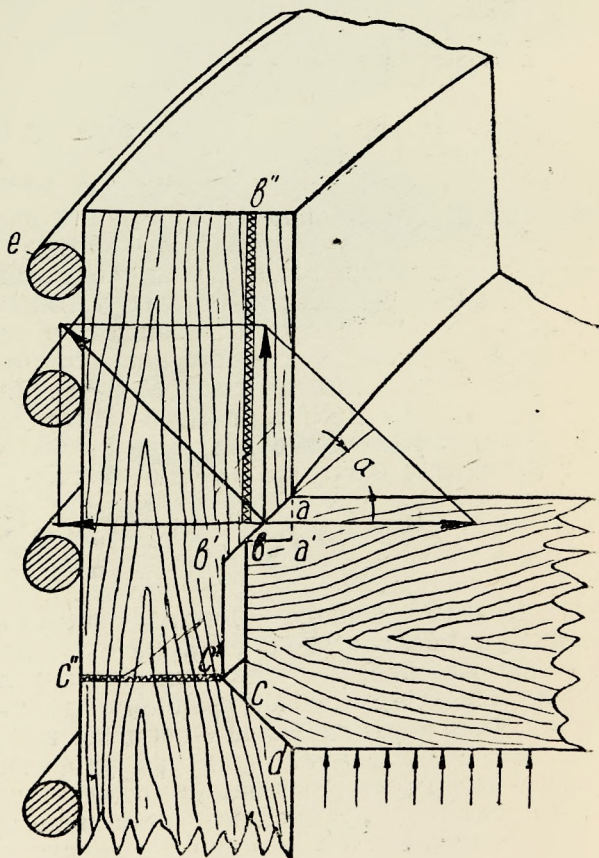


Рис. 10

где l — наибольшее расстояние между обручами в см, p — давление на стенку $p_v + \frac{h\gamma}{10}$ в кг/см^2 , h — высота столба жидкости от верхнего уровня до середины рассматриваемого пролета в м.

Допускаемые напряжения в кг/см^2 для расчета деревянных диффузоров (материал — сосна) представлены в табл. 2.

Таблица 2

Род напряжения	Обозначения	Напряжение для влажного дерева в кг/см^2	
		при температуре около 20°	при температуре около 100°
Статический изгиб	R_b	90	50
Скалывание вдоль волокон . . .	R_c	10	6
Скалывание поперек волокон . .	R_c	30	20
Смятие вдоль волокон	R_d	50	30
То же, под $\angle 45^\circ$	R_d	25	15
„ поперек волокон	R_d	10	6

Запас прочности согласно различным нормам принимается обычно равным от 4 до 5.

Связь всего корпуса, состоящего из отдельных брусев, достигается в продольном направлении самой клепкой или наружными анкерами, в поперечном — обручами.

Наружные анкерные связи, соединяющие, как указывалось выше, концы верхних и нижних усиливающих балок, выполняются из круглого сортового железа с резьбой на концах.

Рассчитываются они по нагрузке от избыточного давления на все верхнее днище, так как в частном случае при подтяжке легко выгнуть днище немного внутрь, что целиком разгрузит уторы и передаст все давление на болты.

Расчетная нагрузка на один болт

$$P_2 = \frac{0,785 D^2 p_v - G_2}{n}, \quad (6)$$

где G_2 — вес верхнего днища, балок и люка в кг, n — число анкерных болтов (4—8 шт.).

Напряжение в болтах на растяжение R_z можно брать до 600—700 кг/см^2 по внутреннему диаметру нарезки. В случае крепления верхних балок с концами клепки следует захватывать не менее $\frac{1}{5}$ длины периметра утора во избежание перегрузки ослабленных утором концов отдельных клепок. Данный способ крепления днища экономит металл на тяжелые анкерные болты, но ненадежен ввиду неудобства конструктивного оформления и перегрузки концов клепки.

Постановка кольцевого угольника *g* (рис. 15) нецелесообразна, так как обручи достаточного сечения обеспечивают прочность утора, а стягивание верхних обручей и доступ к утору при постановке угольника затрудняются.

Обручи являются наружным несплошным металлическим кожухом, воспринимающим внутреннее радиальное давление. Они изготавливаются из вязкого сортового железа с временным сопротивлением $\sigma_s \geq 3000 \text{ кг/см}^2$ и удлинением не менее 15%, круглого или прямоугольного профиля.

Обруч выгибается кольцом по наружному диаметру диффузора, имеет одно или несколько разъемных соединений — стяжек, позволяющих регулировать диаметр кольца. Необходимость изменять длину обруча вызывается переменным периметром диффузора, в зависимости от влажности древесины (разбухание).

Установившийся размер диаметра обручей из круглого железа — от 12 до 25 (30) мм; толстые обручи жестки, неудобны для сборки. Полосовое железо, идущее на обручи, берется толщиной 3—12 мм, шириной — от 30 до 120 мм. Отношение ширины полосового обруча к его толщине берется обычно от 8 до 14. На небольшие сосуды без давления ставятся легкие

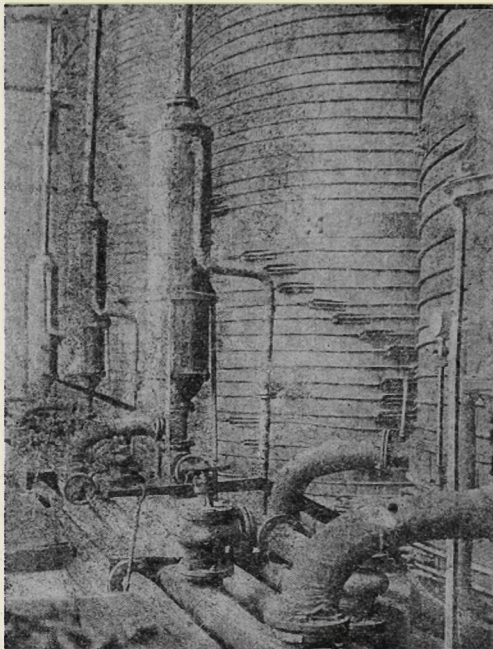


Рис. 20

обручи толщиной до 6 мм или диаметром 12 мм. Для больших диффузоров применяются обручи большего размера. Обручи крайних размеров (диаметром 30 или толщиной 12 мм) следует избегать ввиду неплотного их прилегания и трудности сборки.

Круглые обручи имеют некоторые преимущества: они дешевле и для них проще конструктивное оформление стяжки концов; большое удельное давление круглого обруча на клепку приводит к вдавливанию обруча в клепку, что препятствует его сползанию при ослаблении.

В одинаковых условиях и при равной жесткости круглые обручи имеют меньшую площадь сечения по сравнению с полосовыми, следовательно по количеству их идет больше. Большое количество вызывает частую их постановку, что увеличивает плотность в клепке.

С другой стороны, большее количество круглых обручей затрудняет вывод из цилиндрической клепки арматуры, штуцеров и усложняет сборку.

Внешний вид диффузора с круглыми обручами, емкостью 30 м³, 0,5 ати давления изображен на рис. 20.

Типовые соединения концов обручей изображены на рис. 21.

Круглые обручи имеют на концах, у соединительного башмака (рис. 21) на одном конце головку, закладываемую снизу, а на другом — нарезку с гайкой, закладываемые снаружи. Изменение длины обруча производится подтягиванием гайки. При ослаблении гайки башмак свободно вынимается. Башмак изготовляется из чугуна и ставится без механической обработки.

Плоские обручи легкого типа имеют на концах петли с заложенными в них валиками *b* (рис. 22), поперек валиков сделаны отверстия с нарезкой, в которые вводится болт; на одном конце болта расположена правая нарезка, на другом — левая. Подтягивание производится вращением болта за четырехгранное утолщение в середине. Конец петли обруча склепывается заклепками. Все детали этого соединения выполняются из железа.

Плоские обручи тяжелого типа ввиду большой нагрузки снабжаются тяжелыми проушинами для стягивания болтами с (рис. 23). Проушина данной или иной формы обычно отливается из чугуна и склепывается с концом обруча. Между концами обруча оставляется зазор от 20 до 50 мм для подтягивания.

Обручи рассчитываются на растяжение под действием внутреннего радиального давления.

Нагрузка на один обруч

$$P_0 = f\varphi R_z \kappa, \quad (7)$$

где *f* — площадь сечения обруча в см, φ — коэффициент прочности (использование сечения), R_z — допускаемое напряжение железа на разрыв в кг/см².

Коэффициентом φ называется отношение площади наиболее ослабленного сечения обруча к целому сечению, например для круглого обруча — отношение площади, ослабленной нарезкой, к сплошному сечению; для полосового — ослабление дырами под заклепки и т. п. (рис. 24).

Круглое сечение:

$$\varphi = \frac{d_0^2}{d^2} \text{ от } 0,6 \text{ до } 0,72;$$

прямоугольное сечение:

$$\varphi = \frac{b - d_1 n}{b} \text{ от } 0,6 \text{ до } 0,9,$$

где *n* — число заклепок в одном поперечном ряду, d_1 — диаметр отверстия под заклепку в см.

Правильно спроектированный обруч должен иметь коэффициент $\varphi = 1 - 0,9$; меньшие значения недопустимы, так как дают слишком большой мертвый вес металла — до 3000 кг на большую батарею.

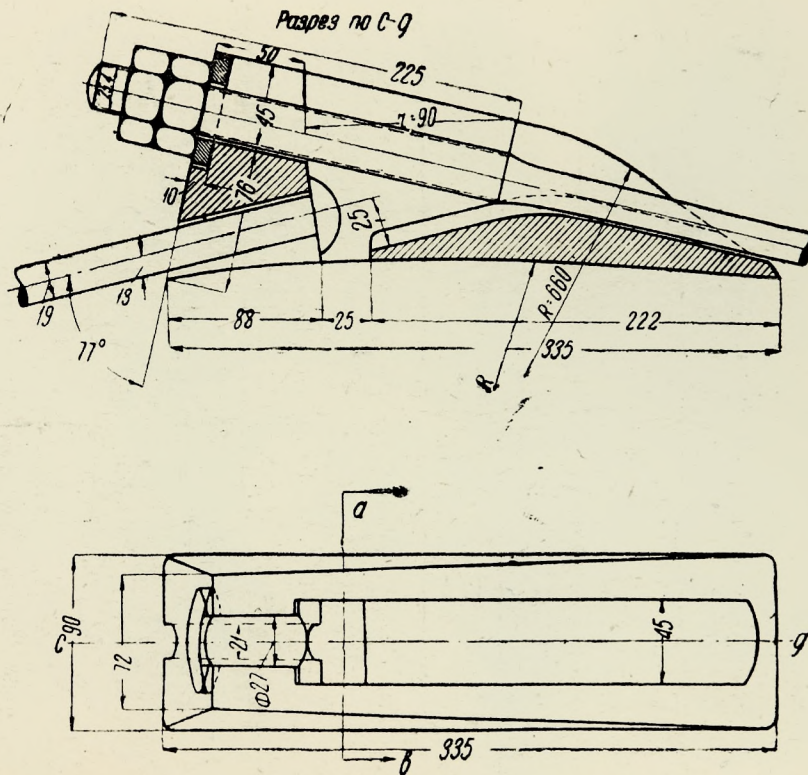
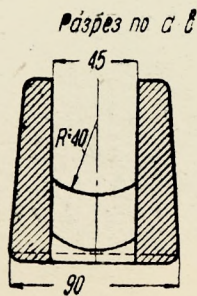
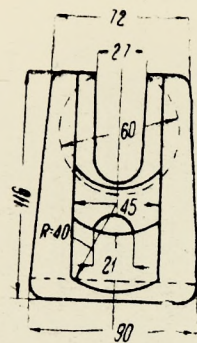


Рис. 21

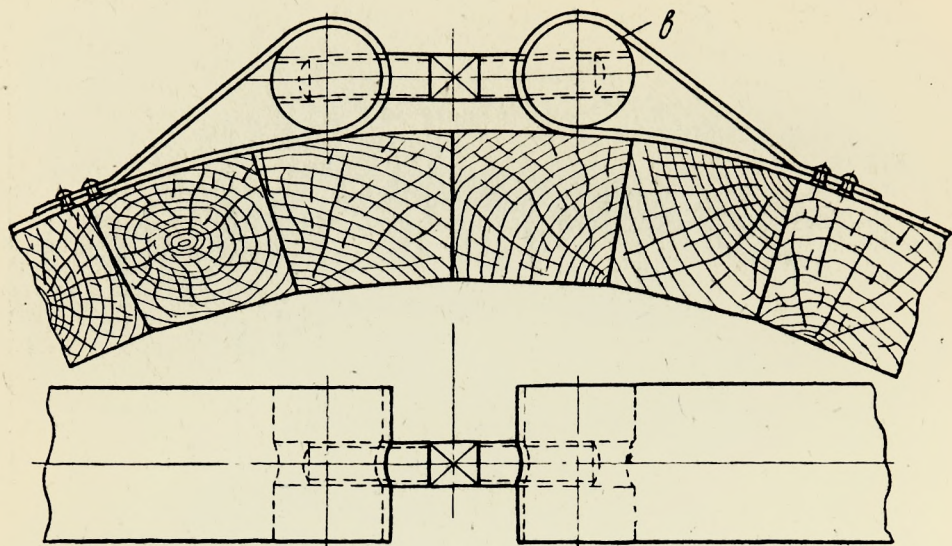


Рис. 22

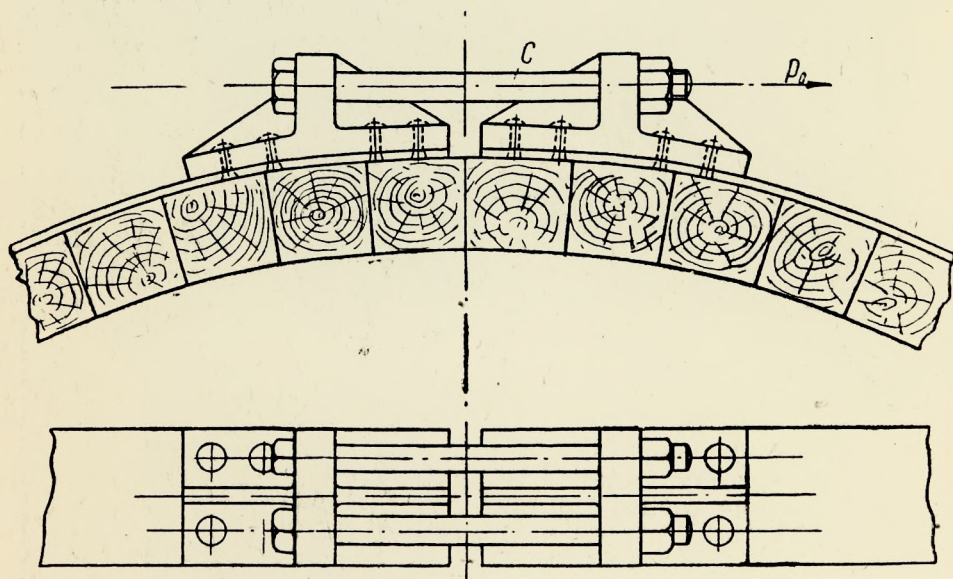


Рис. 23

Изготовление обручей с коэффициентом $\varphi \cong 1$ незатруднительно; круглые обручи усиливаются в местах нарезки наращиванием конца большего сечения, чтобы $d = d_0$ (рис. 24), — плоские расширяются по концам привариванием полосы шириной $b_1 = b + d_1$; число дыр в одном вертикальном ряду n следует брать не больше одной (шахматное расположение).

Сварку обручей лучше производить горновым способом, по возможности захватывая большую длину вдоль обруча (рис. 24), иначе φ в месте сварки будет равным 0,6—0,7, что только уменьшит прочность.

Проушины рассчитывают на изгиб и срез зуба силой P_0 ; заклепки, крепящие башмак, рассчитывают на срез и смятие обручем, стяжные болты — на разрыв.

Башмак круглого обруча проверяется на срез и смятие в заплечиках силой P_0 .

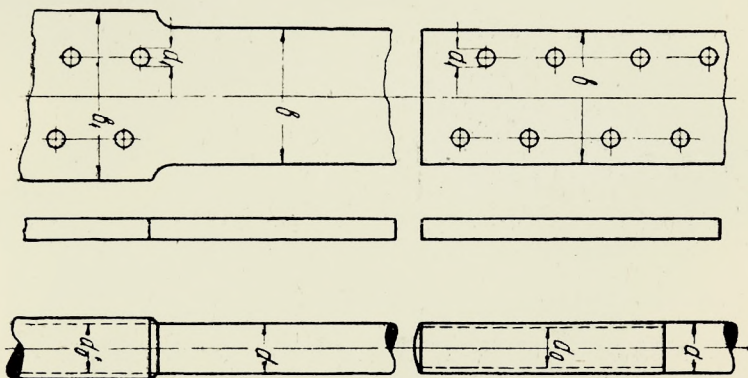


Рис. 24

Определение числа обручей. Радиальное давление на клепку сверху равно p_v кг/см², внизу — p_n кг/см². Для расчета примем, что по всей высоте цилиндр подвергается одинаковому давлению: $p_{cp} = \frac{p_v + p_n}{2}$ (от этого допущения полная

нагрузка на все обручи не меняется, так как давление изменяется по высоте от p_v до p_n , по закону прямой линии).

Цилиндрическая часть диффузора (рис. 25) подвергается по всей высоте H равномерному давлению p_{cp} , действующему радиально. На произвольные два сечения обручей, образуемых плоскостью aa_1 , проходящей через ось диффузора, приходится нагрузка:

$$p_{cp} HD = 2n f \varphi R_z,$$

так как каждая элементарная сила P_{cp} , направленная под углом α к плоскости aa_1 , разлагается на нормальную: $p_{cp} \sin \alpha$, и параллельную: $p_{cp} \cos \alpha$.

На элементарную часть корпуса высотой H с дугой $d\alpha$ приходится нагрузка:

$$p_{cp} H \frac{D}{2} d\alpha.$$

Нормальная слагающая соответственно равна:

$$p_{cp} H \frac{D}{2} d\alpha \sin \alpha.$$

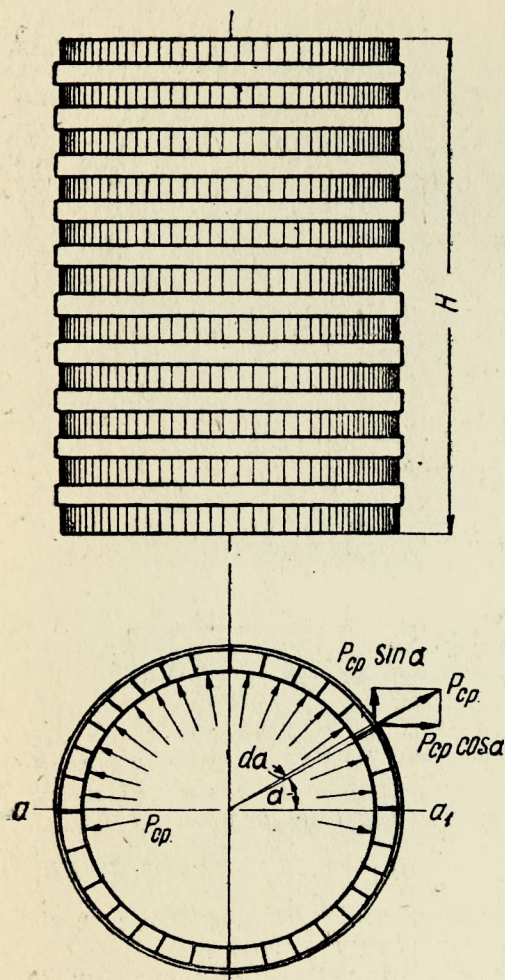


Рис. 25

Если s — толщина клепки в см, q — удельное давление в плоскости стыка клепок от разбухания (принимается $7-12 \text{ кг/см}^2$), R_z — действительное напряжение в обручах на разрыв (берется для круглых 700, плоских — 900 кг/см^2), то более точное выражение для числа обручей:

$$n = \frac{H(p_{cp} D + 2qs + 3p_{cp} s)}{2f\varphi R_z} + 2n', \quad (8)$$

где $2qs$ — дополнительная нагрузка от разбухания, $3p_{cp} s$ — дополнительная нагрузка от предварительной затяжки.

Подтяжку обручей не следует производить на диффузоре под полным давлением во избежание повышения напряжений от скручивания.

Суммируя элементарные нормальные слагающие от $\alpha = 0$ до $\alpha = \frac{\pi}{2}$, получим полную нагрузку на два сечения всех обручей в плоскости aa_1 :

$$2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_{cp} H \frac{D}{2} \sin \alpha d\alpha = \frac{2p_{cp} HD}{2} [-\cos \alpha]_0^{\frac{\pi}{2}} = p_{cp} HD,$$

откуда число обручей n равно:

$$n = \frac{p_{cp} HD}{2f\varphi R_z} + 2n',$$

где n' — число обручей на уторе от 1 до 3.

В данной формуле не учитывается дополнительное напряжение обручей от разбухания дерева и предварительной затяжки, что обеспечивает соответствующим допускаемым напряжением:

$$R_z = 400 - 500 \text{ кг/см}^2.$$

Разбивка обручей по высоте диффузора на практике должна точно соответствовать расчетным соотношениям, иначе возможны перенапряжения отдельных обручей, появление течи и даже разрывы.

Расстояние между первой верхней парой обручей h_v (не считая обручей $n-2n'$ над утором n') равно:

$$h_v = \frac{P_0}{p_v D + 2qs + 3p_v s} \text{ см,} \quad (9)$$

где P_0 берется по формуле (7).

То же расстояние для низа h_n равно:

$$h_n = \frac{P_0}{p_n D + 2qs + 3p_n s} \quad (10)$$

Выражение (9) неточно, отклонение в сторону перегрузки — 1,5—2%. Выражение (10) дает отклонение в сторону запаса 0,15—0,2%; практически подобное отклонение не имеет значения, точные выражения громоздки и неудобны для подсчетов.

Промежуточные расстояния можно определять с помощью графика (рис. 26). По вертикали от точки 1 отложено $n-2n'$ число равных делений в произвольном масштабе, по горизонтали на первом делении — расстояние h_n , на делении $n-2n'$ — расстояние h_v ; горизонтальные отрезки дают соответствующие расстояния между обручами по счету снизу, например 3—3 есть третье расстояние снизу после утора.

Расстояние между обручами в произвольной точке на глубине H_y , обозначенное h_y , выразится:

$$h_y = \frac{P_0}{\left(p_v + \frac{H_y \gamma}{10}\right) \cdot (D + 3s) + 2qs} \text{ см.}$$

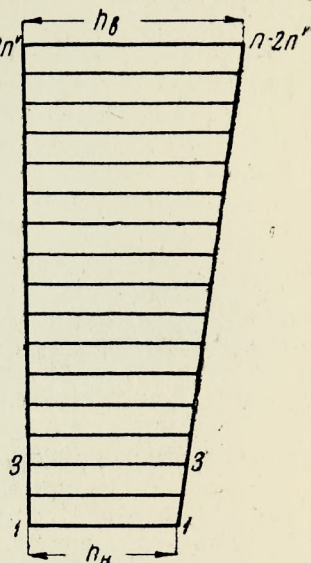


Рис. 26

Верхний люк выполняется литым из чугуна и покрывается цветным металлом. Он преимущественно выкладывается в местах, омываемых соком, листовой медью 0,5—1,5 мм. Для винта и болтов применяется сталь.

Наиболее ответственные по напряжениям фасонные части, например бугель, крышка и др., обычно на практике изготавливаются из чугуна; это вызвано чисто экономическими причинами, но по соображениям безопасности не может быть рекомендовано. Вследствие хрупкости чугун при случайных повышениях нагрузок и толчках разрушается внезапно, что может повести к ожогам обслуживающего персонала. Возможные невидимые снаружи раковины также способствуют поломкам, следовательно ответственные детали диффузора, особенно работающие на изгиб,

непосредственное обслуживание которых необходимо (бугель, крышка и др.), должны выполняться из вязких металлов (железо, бронза, стальное литье). Детали, не требующие непосредственного обслуживания (например нижняя крышка, открывающаяся сверху), допускают применение чугуна при обязательной гидравлической пробе на изготовляющем заводе повышенным давлением. Правила обслуживания батареи должны обеспечить от случайного пребывания человека вблизи подобных деталей во время работы (например под нижним люком работающего диффузора).

Горловина верхнего люка a (рис. 27) диаметром от 400 до 550 мм снабжена фланцем g для скрепления с днищем. Для той же цели служат свободный внутренний фланец c и болты b . Высота горловины над днищем определяется высотой балок $d + 20$ мм, так как иначе нельзя крышку e сдвинуть в сторону. Толщина стенки горловины по условиям отливки равна 12—15 мм. Верхний край горловины имеет кольцевую канавку для резиновой прокладки K , шириной 15—20 мм. По бокам горловина имеет два прилива для крепления шарнирных болтов-стоек. Болты b соприкасаются головкой внутри диффузора с соками; против раз'едания головка болта (лучше — круглой формы) обкладывается медью в 0,5—1 мм. Подобным образом изолируются все болты, пропускаемые через клепку. Стержень лудится. Провертывание при подтяжке устраняется зубом f .

Крышка e — литая, бронзовая или из котельного железа (выложенная медью), садится обработанным краем на прокладку K . Форма крышки — плоская или выпуклая с ребрами. Плотность прилегания крышки достигается нажатием центрального стального винта m через прямоугольную нарезку в бугеле n .

Винт вращается за верхнюю рукоятку. Низ винта при затяжке крышки соприкасается с ней шаровой поверхностью (для уменьшения трения); при вращении винта в обратную сторону он поднимает крышку вверх, будучи связан с ней шайбой O из двух половин.

Поворотный бугель n связывает крышку с горловиной через стойки l . Один конец бугеля имеет вырез (в виде крючка) для сцепления со стойкой l ; с другой стойкой бугель связан шарнирно для возможности отвода крышки в сторону.

Бугель следует изготовлять кованным из железа. Верхний люк рассчитывается на избыточное давление p_v . Полная нагрузка на весь люк Q_1 направлена вверх и стремится оторвать его от днища. Чтобы избежать перегрузки концов брусьев днища, следует балки d , усиливающие верхнее дно, ставить ближе к фланцу горловины.

Величина нагрузки на люк равна:

$$Q_1 = 0,785 D_1^2 p_v \text{ кг,}$$

где D_1 — диаметр отверстия в днище под горловину в см.

Болты b (рис. 27), крепящие горловину, рассчитываются на растяжение силой $Q_1 a$; фланец горловины g проверяется на изгиб равномерной нагрузкой $Q_1 a$.

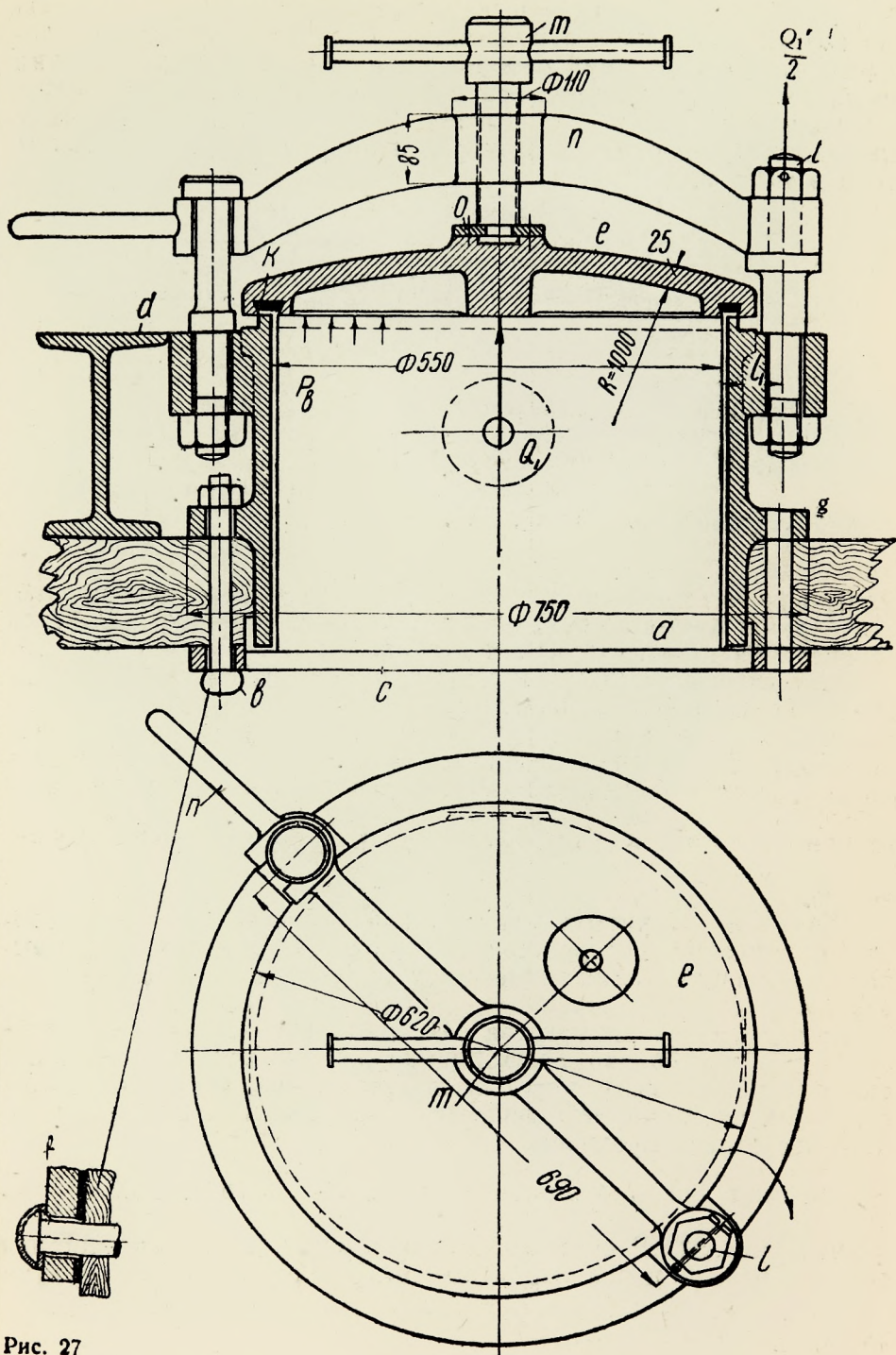


Рис. 27

Нагрузка на винт бугеля Q_1' равна:

$$Q_1' = 0,785 D_2^2 p_a a \text{ кг}, \quad (11)$$

где D_2 — диаметр по центру резиновой прокладки в см, a — коэффициент, учитывающий дополнительную нагрузку уплотнения прокладки за счет упругости последней от действия затяжки.

Средние значения коэффициента уплотнения для различных прокладок (зависящие от размеров и модуля упругости) приведены в табл. 3.

Таблица 3

Материал прокладки	Коэффициент уплотнения	Примечание
Шлифованная поверхность или медь	1,06	—
Бумага асбестовая	1,16	Дерево толщиной 100 мм
Резина, дерево	2,25	

При расчете болтовых соединений диффузоров запас прочности берется 5—7-кратный, что соответствует 400—600 кг/см² (для обеспечения прочности при подтягивании под нагрузкой).

Расчетное окружное усилие на рукоятку винта берется до 20—30 кг. Ширина прокладки K проверяется по удельному давлению; во время работы удельное давление должно превышать p_a и при затяжке с силой Q_1' не должно превосходить предела упругой деформации материала прокладки. Стойки l рассчитываются на растяжение силой $\frac{Q_1'}{2}$ по наименьшему сечению.

Бугель n рассчитывается на изгиб как балка на двух опорах, нагруженная сосредоточенной силой Q_1' . Форма бугеля выполняется в виде балки равного сопротивления (для уменьшения веса).

Крышка e рассчитывается как диск, нагруженный в центре силой Q_1' и свободно лежащий по периметру. При наличии сильных ребер следует разбивать крышку на элементы и проверять их на изгиб, что является приближением в сторону некоторого запаса прочности.

Приливы для стоек l рассчитываются на изгиб силой $\frac{Q_1'}{2}$ на плече l_1 (рис. 27). Расчет определяется высота прилива, ширина берется равной 2 диаметрам стоек l . Напряжение для чугуна

на изгиб в этом ответственном месте допускается $K_b \cong 150 \text{ кг/см}^2$, так как конструктивная форма данного места — тонкая стенка и массивная проушина — неизбежно ведет к ослаблению материала при отливке. В наиболее благоприятных формах отливки K_b для чугуна можно брать равным 250 кг/см^2 .

Крышка в открытом состоянии висит на бугеле и консольно нагружает шарнирную стойку l ; последняя проверяется на изгиб весом бугеля и крышки плюс 70 кг на плече, равном половине длины бугеля (70 кг учитывают возможность нагрузки в практике весом одного человека).

Возможные штуцера на верхнем люке выполняются по нормам на чугунные трубы.

При подводе жидкости в диффузор через горловину последняя снабжается кольцевым сетчатым фильтром, изображенным на рис. 28.

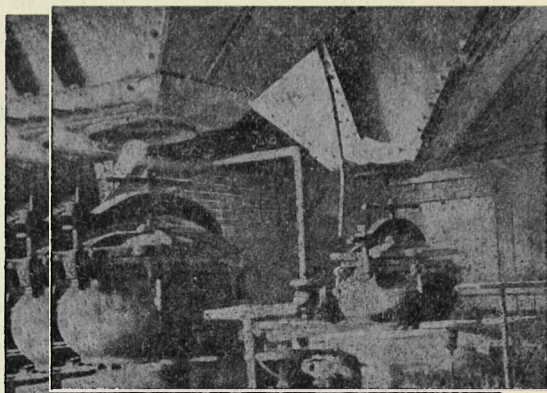


Рис. 28

Ложное днище, служащее фильтром и для равномерного отвода соков из щепы, выполняется из дерева. Для его изготовления применяются доски $30\text{—}60 \text{ мм}$ толщиной. Диаметр отверстий (цилиндрические или конические) равен $5\text{—}9 \text{ мм}$. Шаг — $20\text{—}40 \text{ мм}$. Форма ложного днища — плоская или коническая в зависимости от общей конструкции диффузора.

Наибольшая нагрузка на ложное днище имеет место после спуска соков из диффузора.

Толщина досок днища проверяется на изгиб под равномерной нагрузкой веса столба одубины (удельный вес $\gamma = 0,6$), с учетом ослабления отверстиями.

Во избежание большой толщины ложное днище часто укладывается на деревянный поддерживающий каркас m (рис. 15). Конструкция каркаса и днища должна предусматривать сборку всех деревянных частей враспор, чтобы свести до минимума количество крепящих медных гвоздей.

Каркас проверяется на сжатие сосредоточенными силами от нагрузки на днище одубины. Необходимо обеспечить легкий доступ к ложному днищу для чистки часто засоряющихся отверстий (продувки воздухом).

Нижний люк в диффузоре является наиболее ответственной по напряжениям и сложной по расчету деталью. Он выполняется из чугуна исключительно по экономическим соображениям; со стороны безопасности это допустимо с натяжкой и только в силу возможности обслуживания без непосредственного прикосновения.

В деревянных диффузорах нижняя горловина, воспринимающая почти половину нагрузки на все нижнее днище, кроме прямого назначения — окаймить выходное отверстие, является ответственным звеном прочности всей системы диффузора. Поломка горловины ведет к разрушению всего низа диффузора. Применение чугуна для нижней горловины нежелательно еще ввиду возможности перекоса поддерживающих нижнее днище балок, что повышает напряжение в горловине в несколько раз и может вызвать ее поломку.

Переход на штампованные железные крышки и сварные горловины повысит их надежность и уменьшит расход металла при повышении стоимости только на $\sim 10\%$.

Изоляция от действия соков с внутренней стороны достигается покрытием медью по аналогии с верхним люком.

Диаметр нижнего люка деревянных диффузоров берется равным 800—1000 мм. Горловина коробчатого или замкнутого прямоугольного профиля имеет два фланца (рис. 29), между которыми заделываются концы брусьев днища; под нижним фланцем расположен литой канал *a* для резинового уплотняющего кольца Дауценберга; две пары симметричных проушин *b*, отлитых вместе с горловиной, поддерживают валы *c* и *p*.

Крышка *d* связана проушинами с валом *p*, вместе с которым и вращается; другой конец крышки имеет два зуба, опирающиеся на крючки *e*. Крючки *e* жестко закреплены на валу *c* и могут поворачиваться рукояткой *K* снаружи вместе с валом. Крышка имеет плоскую или сферическую форму, укрепленную жесткими ребрами. Через крючки и проушины вес крышки и нагрузка на нее передаются горловине. Вал *c* имеет на наружных концах, выходящих из-под диффузора, контргрузы *f*, с помощью рычагов уравнивающие крышку. Крышка и рычаги контргрузов закреплены на валу *p* затяжными шпонками так же, как и рукоятка *K* и крючки *e* на валу *c*.

После отвода наружной рукояткой крючков *e* в сторону крышка люка открывается небольшим усилием на рукоятку контргрузов, плавно переходя в вертикальное положение. Наличие затруднений и удары при открывании крышки указывают на перекосы валов и неправильное положение контргрузов. Часто сама конструкция крепления валов создает ненадежную работу, например если середина вала лежит в проушинах горловины, связанной с диффузором, а концы вала лежат в подшипниках, закрепленных на эстакаде. Избежать этого можно креплением горловины и подшипников к общей раме. Возможность смазки проушин должна быть обеспечена доступом снаружи, для чего вводятся трубки с масленками Штауффера.

Валы вытачиваются из круглой валовой стали. Рычаги изготовляются кованые, железные. Крышка и крючки отливаются из чугуна. Форма не должна иметь резких переходов от тонких стенок к большим массивам. По возможности следует избегать больших толщин стенок выше 40 мм, в противном случае следует снизить напряжение на $\sim 30\%$ на возможное понижение прочности

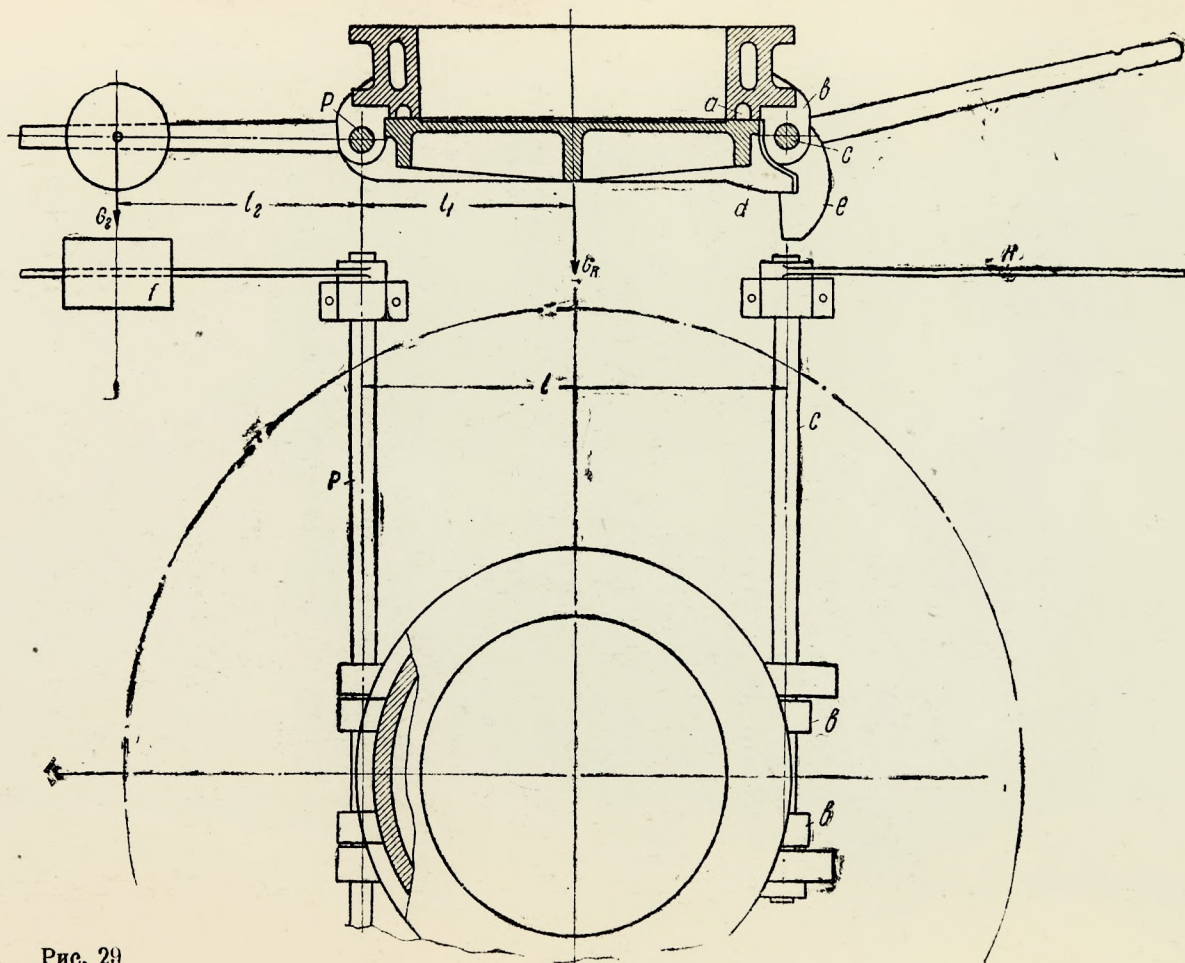


Рис. 29

металла. Механической обработке подвергаются поверхности соприкосновения с прокладкой, валами и крючками.

Зазор между крышкой и горловиной, уплотняемый гидравлической трубкой, берется равным 2—4 мм.

В случае выгрузки под давлением следует применять ресорные или гидравлические амортизаторы, действующие на всем пути движения крышки.

Расчет крышки ведется на удельное давление p_n кг/см². Прочность крышки проверяют расчетом на изгиб, рассматривая ее как балку, свободно лежащую на двух опорах (между валами с и р) и равномерно нагруженную по всей поверхности.

Полная нагрузка равна:

$$Q_2 = 0,785 D_2^2 p_n + G_1 \text{ кг}, \quad (12)$$

где D_2 — наружный диаметр кольцевой резиновой прокладки в см, G_1 — вес крышки в кг.

Напряжение на изгиб равно:

$$R_b = \frac{Q_2 \cdot l}{6W},$$

где l — расстояние между валами в см, W — момент сопротивления сечения крышки в вертикальной плоскости, проходящей через центр параллельно валам, в см³.

Момент сопротивления сечения крышки определяется следующим образом. Сечение разбивают на ряд простых элементов, определяют общий центр тяжести сечения, вычисляют моменты инерции отдельных элементов относительно общего центра тяжести; сумму моментов инерции отдельных элементов делят на расстояние до наиболее удаленного волокна, что и дает соответствующий момент сопротивления.

Действительное распределение нагрузки Q_2 по балке пролетом l (рис. 29) соответствует площади круга диаметром D_2 ; в формуле (12а) заменяем площадь нагрузки по кругу равновеликой площадью треугольника с основанием l , что упрощает вычисление, давая отклонение в $\sim 4\%$.

Кроме центрального сечения в крышке следует проверять на изгиб проушины и зубцы.

На каждую проушину приходится нагрузка P_1 по формуле (3).

Напряжение на изгиб равно:

$$R_b = \frac{P_1(l - D_2)}{2W} \text{ кг/см}^2,$$

где $\frac{l - D_2}{2}$ — вылет проушины или зубца в см, W — момент сопро-

тивления сечения в месте перехода диска в проушину или зубец.

Проушины горловины рассчитываются по той же формуле.

Крючок проверяется в сечении $a_1 - a_2$ (рис. 30) по суммарному напряжению от разрыва силой P_1 и изгиба — моментом

$P_1 a$. По сечению $a_2 - a_3$ на изгиб — моментом $P_1 a'$.

Контргруз весом G_r уравнивает крышку весом G_k (рис. 29):

$$G_r = \frac{G_k l_1}{l_2} \text{ кг}, \quad (13)$$

где $\frac{l_1}{l_2}$ берется от 0,6 до 0,8, l_1 — расстояние

от центра крышки до центра вращения, l_2 — расстояние от центра груза до центра вращения.

Во время работы валы проверяются на изгиб, как балка на двух опорах (проушины горловины), нагруженная двумя сосредоточенными силами P_1 (проушины крышки и крючки).

При открывании крышки вал P проверяется на скручивание моментом $G_r l_2$, рычаги контргруза на изгиб — тем же моментом.

Шпоники валов на срез и смятие проверя-

ются силой $\frac{G_r l_2}{0,5d}$, где

d — диаметр вала.

Усилие R на рукоятке вала с крючками (рис. 31), вопреки установившемуся мнению, очень небольшое (разу-

меется, при отсутствии перекосов). Оно должно при длине рукоятки l_4 преодолеть силу трения F в месте соприкосновения крючка с крышкой на плече l_3 . Сила трения F при открывании возникает от вертикальной нагрузки на крючки от веса крышки и столба одубины высотой H , приходящегося на площадь крышки. Так как точно установить местное давление слежавшейся щепы затруднительно, то, для большей надежности сделано допущение о давлении всего столба H . Нормальное давление на крючки при вы-

грузке равно:

$$\frac{0,785 D^2 \cdot \frac{H \gamma}{10} + G_k}{2}.$$

Площадь соприкосновения крючков с крышкой проверяется по той же силе на удельное нормальное давление (при скольжении), которое допускается до 40 кг/см^2 . Большее удельное давление ведет к снашиванию крючков. Обозначая через μ коэффи-

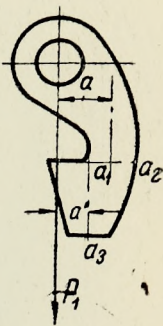


Рис. 30

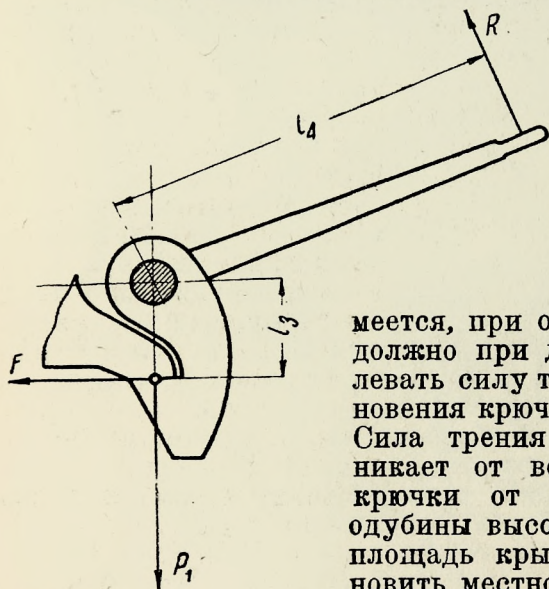


Рис. 31

ент трения между крючком и зубом крышки (равный от 0,15 до 0,2), определяем усилие на рукоятке:

$$R = \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{0,785 D_2^2 \frac{H \gamma}{10} + G_k}{2}, \quad (14)$$

где l_3 — расстояние от центра вала до опорной плоскости крючка, отношение $\frac{l_3}{l_4}$ берется равным 1/10—1/12.

Рукоятка проверяется на изгиб моментом Rl_4 .

Горловина нижнего люка представляет собой кольцо сильного профиля, опирающееся в четырех точках на балки нижнего днища. Нагрузки направлены перпендикулярно к плоскости кольца и расположены симметрично по отношению к главным, взаимно перпендикулярным диаметрам $x-x$, $y-y$ (рис. 32).

Рассмотрим горловину как свободное кольцо, подвергающееся изгибу и скручиванию следующими нагрузками:

P_1 — сосредоточенная нагрузка на проушину, приложенная под углом α_1 к оси $x-x$ и направленная вниз, по формуле (3); P — сосредоточенная нагрузка на лапу (реакция), приложенная под углом α_2 к оси $x-x$ и направленная вверх, по формуле (2); r — радиус горловины по центру тяжести профиля сечения в см; q — удельная нагрузка на 1 пог. см периметра фланца, равномерно распределенная по всему кольцу и направленная вниз.

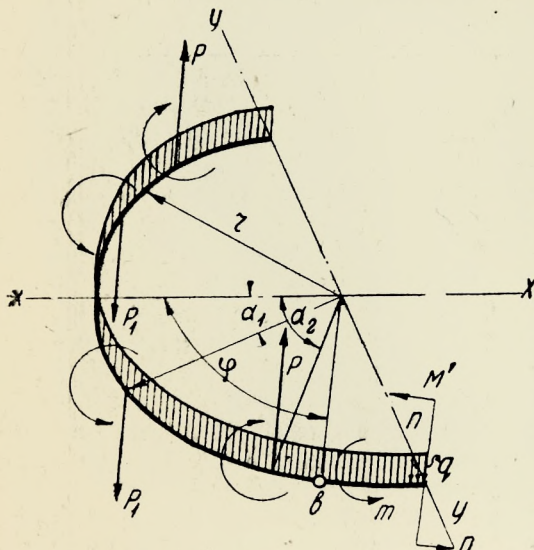


Рис. 32

$$q = \frac{4(P - P_1)}{\pi D'_2},$$

где D'_2 — средний диаметр нижнего фланца горловины.

Благодаря эксцентрическому приложению нагрузок по отношению к центру тяжести профиля возникают следующие крутящие моменты:

$M_1 = P_1 l_1$ — сосредоточенный крутящий момент, направленный вниз направо;

$M = Pl$ — сосредоточенный крутящий момент, направленный вверх направо;

$m = ql'$ — удельный крутящий момент на 1 пог. см периметра фланца, направленный вниз направо;

l_1, l и l' — соответствующие вылеты приложения сил (в см) по отношению к центру тяжести сечения.

Ввиду симметричности нагрузок для полного расчета горловины достаточно найти эпюры моментов и напряжений для одной четверти кольца.

Сначала выделим половину кольца по одну сторону плоскости $y-y$, в которой перерезывающие силы равны нулю, так как суммы проекций нагрузок на эту плоскость равны нулю. Крутящий момент в плоскости $y-y$ также равен нулю ввиду равенства и симметричности проекций крутящих моментов по обе стороны свободного сечения $n-n$.

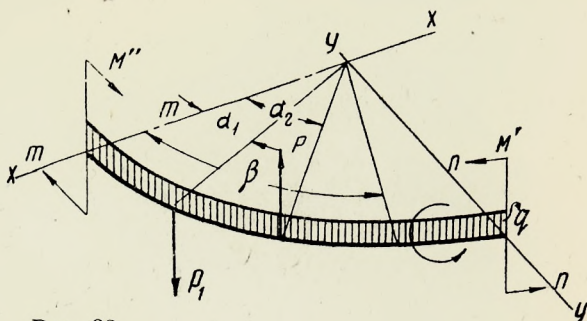


Рис. 33

Для равновесия выделенного полукольца необходимо по сечениям в плоскости $y-y$ приложить нормальные изгибающие моменты M' . Определяется момент M' из условия равновесия моментов сил, действующих на полукольцо в плоскости $x-x$ (по рис. 32):

$$2M' = 2 \left[-P_1 r \cos \alpha_1 + Pr \cos \alpha_2 - M_1 \cos \alpha_1 + M \cos \alpha_2 - \right. \\ \left. - \left(\int_0^{\beta} q r^2 \cos \varphi d\varphi \right) - \left(\int_0^{\beta} m r \cos \varphi d\varphi \right) \right] \text{ кг/см,}$$

где β — угол, равный $\frac{\pi}{2}$, соответствующий пределу распределения нагрузки q и момента m , φ — переменный угол произвольной точки. Далее можно выделить четверть кольца, ограничивая плоскостью $x-x$ по сечению $m-m$ (рис. 33); по аналогии с сечением $n-n$ можно установить равенство нулю крутящих моментов и перерезывающих сил в сечении $m-m$.

Равновесие полукольца получим, приложив изгибающий момент M'' к сечению $m-m$, аналогично из условия равновесия моментов в плоскости $y-y$:

$$M'' = -P_1 r \sin \alpha_1 + Pr \sin \alpha_2 - M_1 \sin \alpha_1 + M \sin \alpha_2 - \\ - \left(\int_0^{\beta} q r^2 \sin \varphi d\varphi \right) - \int_0^{\beta} (m r \sin \varphi d\varphi) \text{ кгсм,}$$

где β также следует принимать равным $\frac{\pi}{2}$.

Имея все внешние силы, действующие на четверть кольца, напишем выражения крутящего и изгибающего моментов для любого сечения под углом β к плоскости $x-x$; общий вид формул дан для сечений между $\beta = \alpha_2$ и $\beta = 90^\circ$ (рис. 33).

Крутящий момент M_t для сечения под углом β есть сумма проекций всех крутящих моментов, охваченных углом β , на плоскость, проходящую через рассматриваемое сечение:

$$\begin{aligned} M_t = & -M'' \sin \beta - M_1 \cos (\beta - \alpha_1) + M \cos (\beta - \alpha_2) + \\ & + P_1 r [1 - \cos (\beta - \alpha_1)] - Pr [1 - \cos (\beta - \alpha_2)] + \\ & + \int_0^\beta q r^2 [1 - \cos (\beta - \varphi)] d\varphi - \int_0^\beta m r \cos (\beta - \varphi) d\varphi = \\ & -M'' \sin \beta - M_1 \cos (\beta - \alpha_1) + M \cos (\beta - \alpha_2) + P_1 r [1 - \cos (\beta - \alpha_1)] - \\ & - Pr [1 - \cos (\beta - \alpha_2)] + q r^2 (\beta - \sin \beta) - m r \sin \beta \text{ кс.м.} \end{aligned} \quad (15)$$

Изгибающий момент M_z для рассматриваемого сечения выражается суммой проекций всех изгибающих моментов на нормальную плоскость к сечению под углом β :

$$\begin{aligned} M_z = & -M'' \cos \beta + M_1 \sin (\beta - \alpha_1) - M \sin (\beta - \alpha_2) + P_1 r \sin (\beta - \alpha_1) - \\ & - Pr \sin (\beta - \alpha_2) + \int_0^\beta q r^2 \sin (\beta - \varphi) d\varphi + \int_0^\beta m r \sin (\beta - \varphi) d\varphi = \\ = & -M'' \cos \beta + M_1 \sin (\beta - \alpha_1) - M \sin (\beta - \alpha_2) + P_1 r \sin (\beta - \alpha_1) - \\ & - Pr \sin (\beta - \alpha_2) - q r^2 (1 - \cos \beta) - m r (1 - \cos \beta). \end{aligned} \quad (16)$$

По выражениям (15) и (16) строятся эпюры изгибающих и крутящих моментов на развернутой дуге четверти кольца; вычисления производятся для точек через $5-10^\circ$ для угла β , равного $0-90^\circ$.

Для тех же точек строится эпюра перерезывающих сил, вычисляется для каждой точки сумма всех вертикальных сил Q , лежащих между плоскостью $x-x$ и данным сечением.

Задавшись профилем кольца, следует вычислить:

W_z — момент сопротивления изгибу относительно горизонтальной оси в см^3 , W_t — момент сопротивления скручиванию в см^3 , S — статический момент половины сечения относительно горизонтальной оси в см^3 , I — момент инерции относительно той же оси в см^4 , b — ширину сечения вертикальной стенки по нейтральной оси в см .

По эпюрам для сечения с наибольшей нагрузкой определяют касательные напряжения от кручения и перерезывающих сил, нормальные напряжения — от изгиба.

Касательные напряжения в общих точках складывают и приводят с нормальными к главному напряжению.

Напряжение на скручивание τ равно:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение от перерезывающих сил τ равно:

$$\tau = \frac{QS}{Ib} \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение на изгиб σ равно:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} \text{ кг/см}^2.$$

В исполненных конструкциях наибольшие значения получают для скручивающих напряжений, в связи с чем профилю горловины придают форму замкнутой коробки (как наиболее выгодную).

Для грубых предварительных подсчетов можно проверять профиль горловины на одно кручение наибольшим сосредоточенным моментом, например M_1 в сечении рядом с лапой.

Напряжение $\tau = \frac{M_1}{W_t}$ в этом случае не должно превышать 0,5 $R_{кр}$ или до 150 кг/см² (запас на неучитываемые напряжения от перерезывающих сил и изгиба). Сечение, определяемое кручением, обычно с большим запасом удовлетворяет наибольшим изгибающим моментам. Предложенные упрощения можно применять лишь для тождественных колец; при значительных отклонениях от рассматриваемого случая необходимо строить все эпюры и определять главное наибольшее напряжение.

Эпюры нагрузок позволяют определить форму кольца в виде тела, равного сопротивлению; практически следует всегда выполнять горловину с одинаковым профилем, так как при монтаже возможны небольшие перекосы и перераспределения напряжений; отливка горловины в виде тела вращения наиболее проста.

Все углы профиля сечения горловины должны быть закруглены по возможности большими радиусами во избежание концентрации напряжений и образования трещин.

Отдельно следует просчитать на изгиб лапу, нижний фланец и проушину горловины, по соответствующим моментам — M , m и M_1 ; при больших напряжениях лапы и фланец можно усилить поперечными ребрами.

При проектировании горловины необходимо стремиться к уменьшению вылетов l , l' и l_1 , а следовательно и моментов M , m

и M_1 , что облегчает горловину, например ширина фланца должна лишь обеспечить от смятия дерева нагрузкой q .

Арматура диффузора. Арматура диффузора в местах соприкосновения с соками выполняется из красной меди или бронзы; массивные детали следует заменять черным металлом, изолированным по одному из вышеперечисленных способов. Наружные вспомогательные детали, болты, фланцы и пр. изготавливаются из черных металлов. Все металлические детали диффузора, не покрытые цветным металлом, следует тщательно окрашивать кислотоупорной краской для предохранения при случайном соприкосновении с соками.

Арматура состоит из запорных приспособлений и контрольных приборов: манометра, термометра, водомерных стекол и пробных кранов. Предохранительный клапан имеется общий для всей батареи на питательной линии; каждый деревянный диффузор снабжается предохранительной переливной трубой высотой

$$H_1 = \frac{10p_v}{\gamma} + 0,6 \text{ м.}$$

Площадь свободного прохода штуцеров определяется по скорости течения жидкости, обычно в пределах от 0,3 до 1,5 м/сек. Большие скорости выгоднее применять в целях экономии меди на трубах. Предел ставится повышающейся мощностью насосной установки и наибольшим избыточным давлением, допустимым в диффузоре. Оптимальные скорости для труб на диффузии можно принять от 0,7 до 1 м/сек, при учете стоимости меди, срока амортизации и расходов на электроэнергию.

Штуцера для деревянных диффузоров приходится рассчитывать по скорости $\sim 0,6$ м/сек из расчета потери напора $H_1 \leq 6$ м вод. ст. на всей батарее.

Типовые конструкции присоединения труб и арматуры для деревянных диффузоров изображены на рис. 34а — 34д. Для небольших диаметров до 60 мм можно рекомендовать тип, показанный на рис. 34а, состоящий из ниппеля с нарезкой, накрунутой муфты с фланцем и прокладок с двух сторон; дальнейшее соединение с муфтой производится на свободно вращающемся фланце, чтобы обеспечить подтяжку вращением муфты (при ослабленных болтах фланца). Нормальные размеры даны в табл. I приложения. Способ, изображенный на рис. 34б, несколько сложнее, но допускает подтяжку во время работы с помощью гайки. Ввертывание арматуры непосредственно в древесину с помощью конической цапки (рис. 34в) или фланца на шурупах дешевле, но не рекомендуется ввиду возможности несчастных случаев, так как трудно проверить качество исполнения присоединения, а сама древесина с течением времени становится рыхлой.

Наиболее распространенной для больших сечений является конструкция, изображенная на рис. 34д, осуществляемая с помощью отбортованных труб и свободных фланцев. Она имеет недостаток: необходимость пропускать болты в соковое простран-

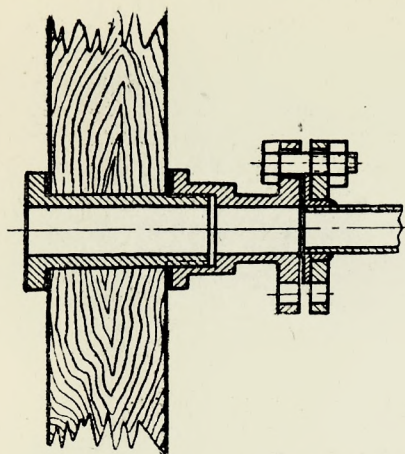


Рис. 34а

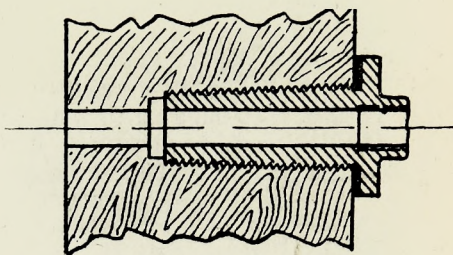


Рис. 34в

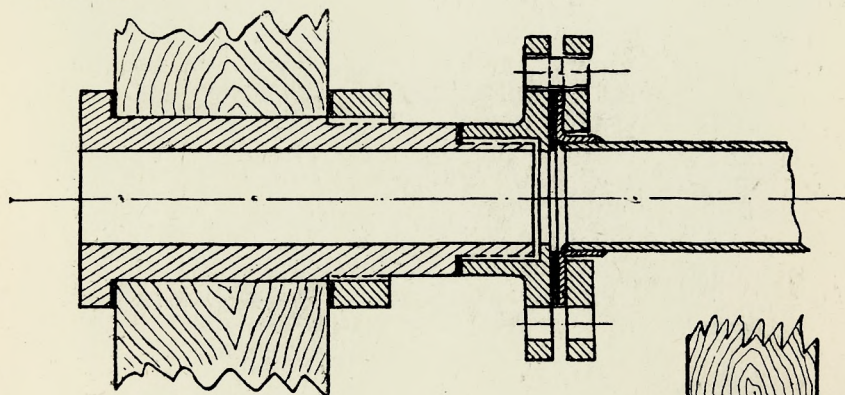


Рис. 34г

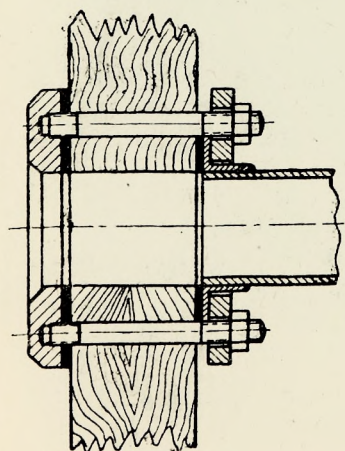


Рис. 34г

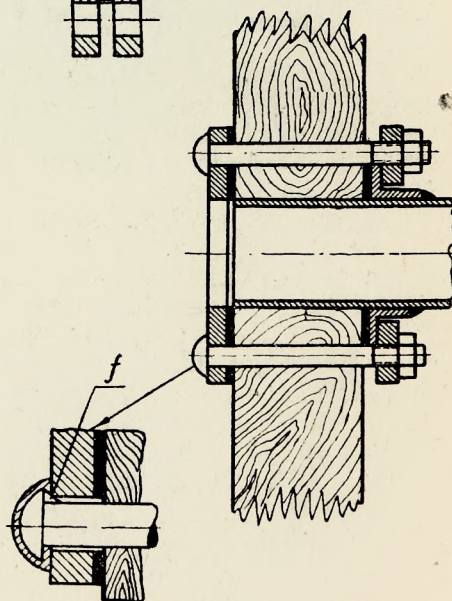


Рис. 34д

ство, что требует изоляции головок и тщательного исполнения, иначе неизбежна течь под головку по стержню болта. Внутренние концы болтов можно изолировать по типу, изображенному на рис. 34г. При проектировании фланцевых соединений можно пользоваться исходными размерами по табл. I, II и III приложения.

Соединение, представленное на рис. 34д, проверяется на прочность по аналогии с верхним люком (формула (11), нагрузка Q' , воспринимается болтами фланца) с учетом коэффициента 1,3 на подтяжку под давлением; диаметр болтов берется не меньше указанных в табл. II (приложение).

2. Медный диффузор

Корпус диффузора. Корпус медного диффузора выполняется из соединенных между собой листов красной меди. Листовая медь применяется с временным сопротивлением около 2200 кг/см^2 , удлинением около 30%, толщиной от 5 до 8 мм, реже — 12 мм. Цилиндрическая часть и конические днища выкраиваются из листов по разметке и свертываются в нужную форму. Свертывание производится вручную или на вальцах.

Сферические днища до диаметра 1,5 м и отношения стрелки к хорде $\frac{1}{3}$ выбиваются из целого листа. Днища большего диаметра и более выпуклые выполняются из нескольких секторов. Днища с отношением стрелки к хорде больше $\frac{1}{5}$ приходится выбивать постепенно с последовательным отжигом для достижения эластичности, теряемой при вытягивании.

Так называемое выбивание сферы производится вручную деревянными молотками на соответствующей кольцевой оправке.

При массовом производстве возможно штампование днищ. В Германии поставлено массовое производство выпуклых сферических днищ из целого диска с утолщением в центре, горячий проковкой нескольких штук сразу в форме с помощью сильного молота. Соединение отдельных листов между собой производится пайкой, склепыванием, сваркой.

Пайка применяется преимущественно для листов толщиной до 6 мм и производится медным припоем (так называемый крепкий припой). Кромки, подлежащие спайке, скашиваются под углом в 15° , зачищаются и соединяются (рис. 35) внакладку или зубцами, склепываются заклепками, диаметром 4—8 мм и шагом 100—200 мм для сохранения положения кромок при пайке. Пайка производится над горном или кислородно-ацетиленовой горелкой; нагреваемое место шва посыпается порошком, предохраняющим от окисления (например бурой), и припоем в виде крупинки металла диаметром 1—4 мм. По мере плавления и протекания припоя в щели шва последний продвигается над пламенем горна.

После пайки швы зашлифовываются и выправляются приводным или ручным молотком. Для уплотнения и полировки поверхности и придания ей правильной геометрической формы изделий из ли-

стовой меди последние часто подвергаются холодной приковке на стальной болванке приводными молотками (в практике носит термин «наводки» — рис. 36).

Склепывание медных листов можно производить, начиная с толщины 6 мм, аналогично железным.

Кромки листов обрезаются, дыры сверлятся по разметке. Заклепки ставятся нагретыми. Клепка возможна ручная и пневматическая. Головки заклепок и кромки чеканятся. Кромка при чеканке меди оставляется длиннее на 4 мм по сравнению с железными листами.

Нормы для железных клепанных швов применимы для меди. Сварка толстых медных листов в аппаратостроении не вполне освоена.

Корпус медного диффузора следует выполнять целым, без разъемов; последние удорожают аппарат и могут давать течь. Разъемы применяются, если завод расположен вдали от путей сообщения или если внутри диффузора необходимо иметь змеевики.

Форма, размеры и расположение люков медного диффузора выполняются по аналогии с деревянными диффузорами. Они отличаются лишь способами крепления к медной стенке. Фланец горловины приклепывается к тонкой стенке (до 6 мм), как показано на рис. 37, а, и пропаивается медью. Толстая стенка — 6 мм и выше — позволяет производить приклепывание горловины с прокладкой из меди для чеканки (рис. 37, в). Применение чеканки допускает постановку горловин из черного металла с обкладкой.

На медных диффузорах распространены нижние люки с откидными болтами (6—8 шт.). Ложные днища (фильтры) из медных листов толщиной 3—6 мм с отверстиями диаметром 4—6 мм выполняются съемными или разборными для чистки. Трубопроводы и арматура присоединяются к стенке медного диффузора с помощью медных штуцеров или бронзовых и железных бабышек (рис. 38, 38а и 38б). Штуцера впаиваются медью в отбортованное отверстие стенки а (рис. 38), бабышки приклепываются с пропайкой или чеканкой (рис. 38а и 38б). Размеры можно выбирать по табл. I—V, согласно диаметру прохода.

Располагать штуцера и бабышки следует не ближе 50—30 мм от кромки шва во избежание расстройства одного шва при исполнении другого. Соединение пайкой следует располагать не ближе 100 мм от чеканки. Пайка одним третником для подобной аппаратуры ненадежна.

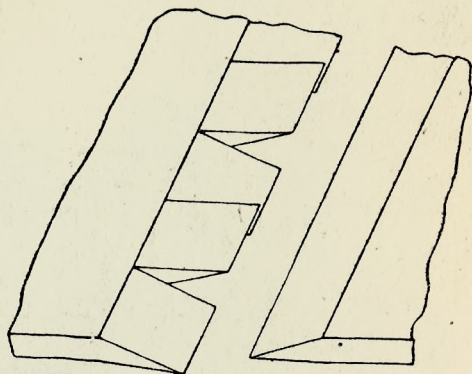


Рис. 35

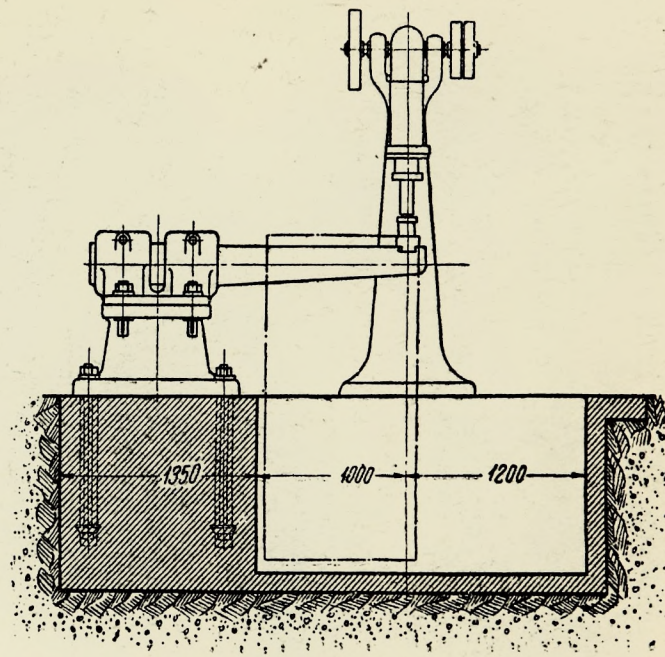
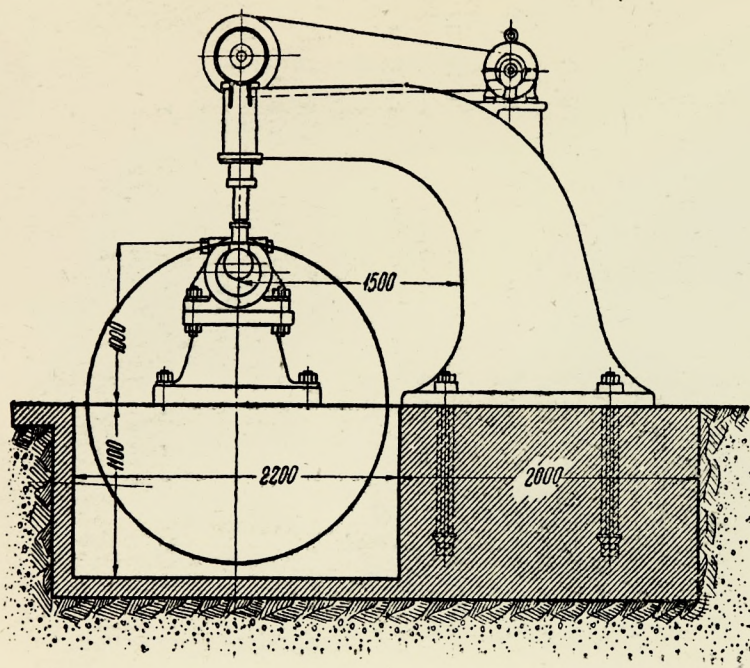


Рис. 36

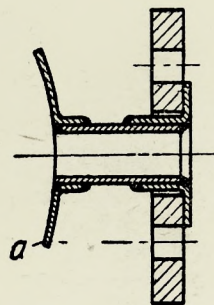
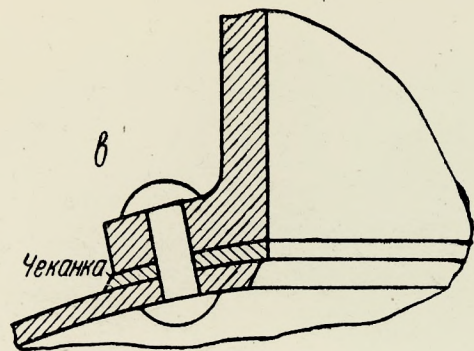


Рис. 38

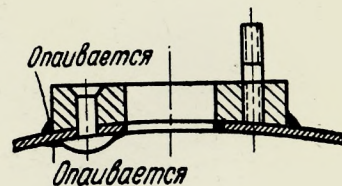


Рис. 38а

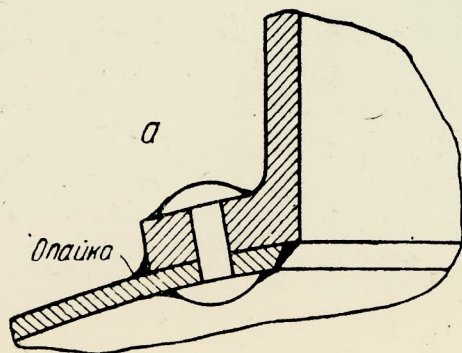


Рис. 37

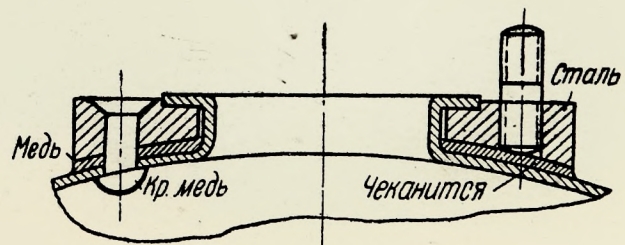


Рис. 38б

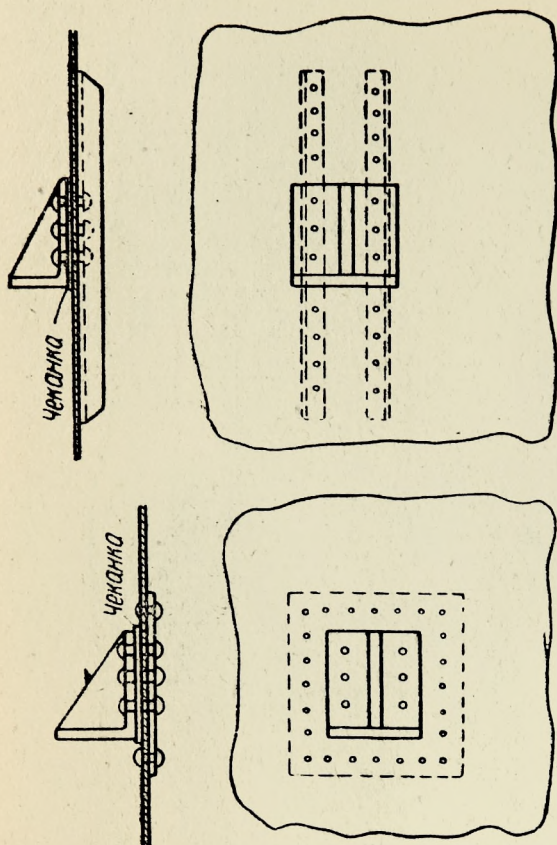


Рис. 39

аналогично обручам деревянного диффузора. Для этого выделяется по высоте цилиндра кольцо шириной в 1 см. Два сечения этого кольца толщиной s должны воспринять радиальное давление p кг/см².

Следовательно

$$pD = 2s\varphi R_z$$

или

$$s = \frac{pD}{2\varphi R_z} + 0,1 \text{ см}, \quad (17)$$

где p — соответствующее внутреннее давление p_v или p_n в кг/см², D — внутренний диаметр диффузора в см, φ — коэффициент прочности шва, R_z — допускаемое напряжение на разрыв для красной меди, равное ~ 400 кг/см².

При расчете берется запас толщины стенки на раз'едание от 0,1 до 0,2 см.

Лапы, поддерживающие диффузор, обязательно приклепывать с подчеканкой; при тонких стенках последние следует усиливать под лапой приклепанным и хорошо пропаянным листом или ребрами (рис. 39).

Арматура медного диффузора отличается от арматуры деревянного лишь предохранительными приспособлениями. Переливная труба для медного диффузора не удобна ввиду большого избыточного давления и заменяется грузовым предохранительным клапаном.

Расчет корпуса медного диффузора. Расчет корпуса ведется по общим формулам для тонкостенного сосуда под давлением.

Цилиндрическая часть рассчитывается

Коэффициент прочности шва есть отношение ослабленного сечения к целому месту.

Если d — диаметр отверстия под заклепку в $см$, t — шаг расположения заклепок вдоль шва в $см$, то

$$\varphi = \frac{t-d}{t}.$$

Для однорядного клепаного шва $\varphi = \text{до } 0,56$

„ двухрядного „ „ $\varphi = „ 0,7$

„ паянного медью шва $\varphi = „ 0,6-0,7$

в зависимости от качества исполнения.

Если разница в толщине стенки для верха и низа получается подсчетом больше 2 мм, можно выполнять части цилиндра различной толщины. То же относится к верхнему и нижнему днищу. В практике весь диффузор часто изготавливается с одинаковой толщиной стенки, чтобы не пользоваться листами различной толщины.

Сферическое днище рассчитывается по внутреннему радиальному давлению p кг/см².

Если представить днище в виде части шара того же радиуса, то можно принять, что полное давление на полушарие нормальное по отношению к горизонтальной плоскости $a-a$ (рис. 40) выразится произведением удельного давления p на площадь проекции поверхности полушария на плоскость $a-a$ или $\pi R^2 p$ кг.

Воспринимается это нормальное давление кольцом площадью $2\pi R s$, где s — толщина стенки шара.

Введя коэффициент прочности шва φ и допускаемое напряжение на разрыв R_z , можно написать условие равновесия:

$$\pi R^2 p = 2\pi R s \varphi R_z$$

или

$$s = \frac{pR}{2R_z \varphi} + 0,2 \text{ см}, \quad (18)$$

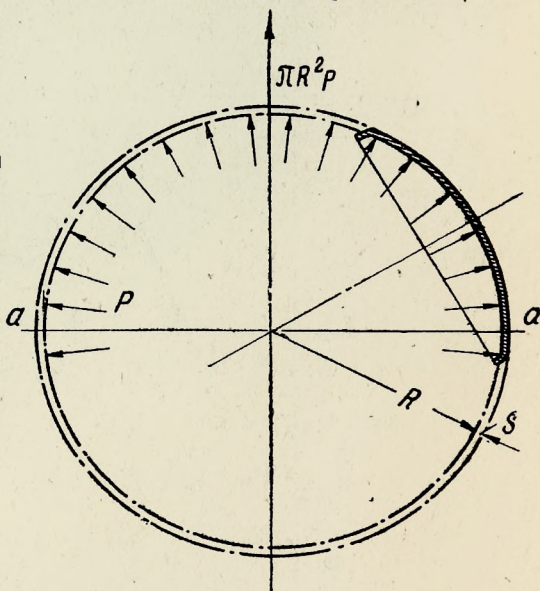


Рис. 40

где R — радиус днища в $см$,

0,2 $см$ — запас толщины стенки на раз'едание и вытяжку при производстве сферы, значения R_z и φ те же, что и для цилиндрической стенки, для целого листа $\varphi = 1$.

Радиус днищ диффузора берется равным 0,5—1,3 D . Глубокие днища допускают меньшую расчетную толщину стенки, но они сложнее и дороже в изготовлении.

Переход от сферы днища к цилиндрическому борту следует выполнять по возможности большим радиусом.

Конические днища имеют наибольший радиус кривизны (рис. 41)

$$\frac{D}{2 \cos \alpha};$$

наибольшая толщина стенки s (по напряжению на разрыв R_z нормально к образующей):

$$s = \frac{pD}{2R_z \varphi \cos \alpha} + 0,1 \text{ см}, \quad (19)$$

где p — внутреннее давление в месте наибольшего диаметра конуса в кг/см^2 , D — диаметр диффузора в см , α — угол между образующей конуса и вертикальной осью.

Остальные величины имеют значения, соответствующие формулам (17) и (18).

Глухое соединение цилиндрической части с днищем можно производить пайкой, лучше — склепывать.

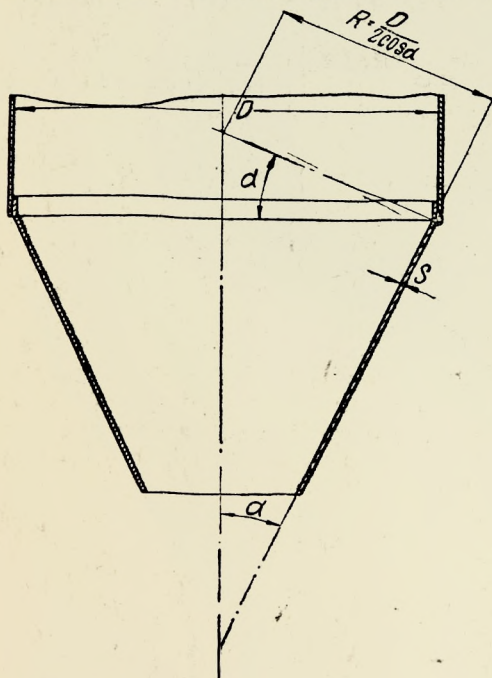


Рис. 41

Ослабление стенок люками и штуцерами не следует вводить в расчет, так как большие массивы этих деталей компенсируют с избытком вынутый материал стенки.

Для расчета люков и арматуры применимы формулы и указания, приведенные для деревянных диффузоров. Приклепывание различных деталей к корпусу производится заклепками диаметра, соответствующего толщине листа, шаг берется возможно меньшим для обеспечения плотности.

Опорные лапы диффузора нагружены: полным весом корпуса с арматурой + вес содержимого (щепы и сока); верхний загрузочный транспортер с площадкой также иногда лежит на диффузорах и передает свой

вес на лапы. Практически нет полной гарантии, что весь вес передается на четыре опоры равномерно, поэтому принимают, что на каждую опору приходится треть всей нагрузки.

Если G_d — полный вес (указанный выше), приходящийся на один диффузор, то расчетная нагрузка на одну опору P_0 равна:

$$P_0 = \frac{G_d}{3} \text{ кг.}$$

Опорная лапа проверяется на изгиб моментом $P_o l_o$ (рис. 42). Заклепки проверяются по главному напряжению от среза силой P_o и от растяжения силой

$$P'_o = \frac{P_o l_o}{l'_o},$$

значение плеч l_o и l'_o видно из рис. 42.

Прочность стенки под лапой проверяется на смятие. Возможная деформация указана на рис. 42. Точное решение этой задачи затруднительно. При боль-

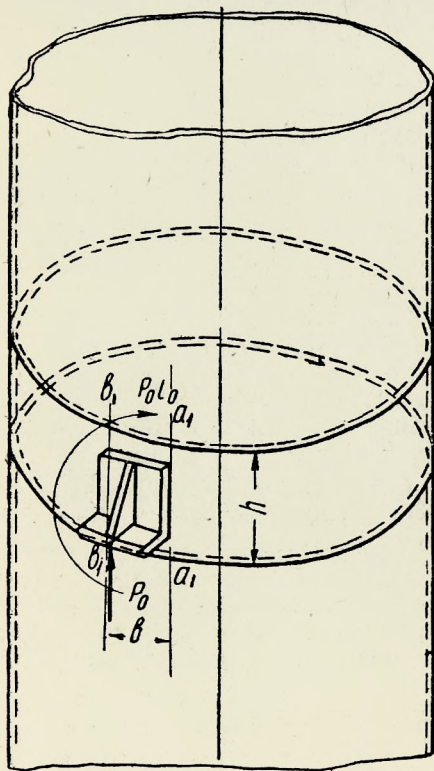


Рис. 43

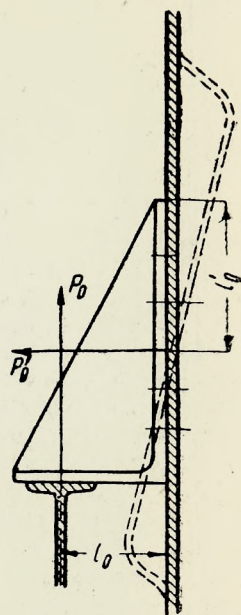


Рис. 42

шой кривизне цилиндра ($r \leq 250$ мм) можно стенку не проверять. С некоторым запасом прочности можно предложить следующий приближенный метод проверки для стенок большого радиуса.

Выделим из цилиндрической стенки кольцо высотой h (рис. 43), равной высоте лапы + 10 толщин стенки, приняв кольцо свободным по отношению к кор-

пусу (запас $\sim 15-20\%$). Проверим сечения a_1-a_1 и b_1-b_1 на скручивание моментом $P_o l_o$. Напряжение на кручение равно:

$$\tau = \frac{P_o l_o}{2 \frac{2}{9} h s^2} \text{ кг/см}^2, \quad (20)$$

где s — толщина стенки в см, h — высота выделенного кольца в см, l_o — вылет лапы в см.

Учитывая запас от влияния жесткости корпуса, τ можно допускать для красной меди равным до 600 кг/см^2 , для железа — до 1000 кг/см^2 .

Согласно изложенному методу выгодно развивать высоту лапы в отдельных случаях с помощью вертикальных ребер.

Если кривизна стенки по дуге, захваченной шириной лапы, значительно и стрелка превышает $5-6s$, то выгоднее проверять стенку на изгиб, выделив и считая свободным вертикальный элемент по ширине лапы s (рис. 43).

Напряжение нормальное σ равно:

$$\sigma \cong \frac{P_0 l_0}{W} \quad \text{кг/см}^2, \quad (21)$$

где W — момент сопротивления профиля дуги шириной b .

Напряжения на изгиб по сравнению с кручением можно допустить несколько выше (около $20-30\%$).

Независимо от размеров диффузора, толщины и формы стенки следует всегда стремиться конструктивно к уменьшению вылета лапы l_0 , чем облегчаются условия работы стенки, заклепок и самой лапы.

Для ориентации в конце книги приведена табл. XII.

При выполнении разъемов на корпусе ставятся свободно надетые за бортами железные фланцы. Размеры фланцев, число болтов и их диаметр можно брать по таблицам VIII—XI приложения; большие размеры болтов, а следовательно и низкие напряжения объясняются следующими причинами. Поверхности соприкосновения разема (борта меди между фланцами) выполняются достаточно грубо, при первоначальной сборке в местах разема образуются щели, которые уничтожаются сильной затяжкой фланцевых болтов (за пределами упругой деформации) с помощью ненормально длинных гаечных ключей. После первоначальной затяжки болты заменяются новыми, но роль их (кроме основной задачи — воспринимать внутреннее давление) все же остается: частично выправлять неровности поверхности соединяемых элементов.

3. Железный диффузор

Корпус диффузора. Корпус железного диффузора в виде железного вертикального котла изготавливается из котельного железа. Котельное железо применяется с временным сопротивлением, равным $3000-3500 \text{ кг/см}^2$, и удлинением в $12-20\%$; толщина листов — от 6 до 15 мм.

Листы после разметки, обрезки и подготовки кромок свертываются в цилиндрическую форму на приводных вальцах. Конические формы образуются тем же способом. Сферические днища штампуются толщиной до 12 мм и небольшой кривизны; можно выбивать их вручную в горячем состоянии.

Котельные листы соединяются после вальцовки и подготовки кромок склепыванием и автогенной или электрической сваркой.

Клепка производится обычным для котлов способом — ручная или пневматическая — преимущественно горячими заклепками. В местах, предназначенных для обкладки медью, изнутри ставится потайная головка. Под обкладку листовой медью чеканка корпусов не производится.

Автогенная сварка производится наплавлением железа на подготовленные кромки шва (рис. 44) ацетилено-кислородным пламенем с помощью горелки и проволоки специального сплава. Для толстых листов наплавка производится слоями в несколько приемов.

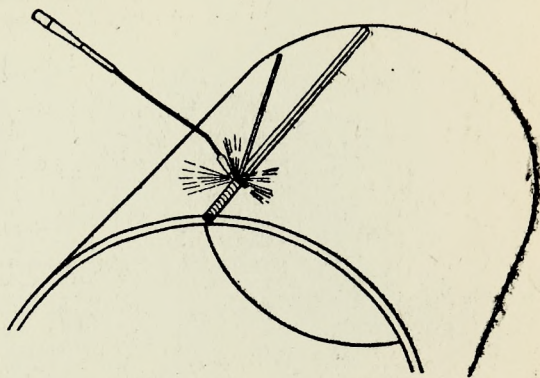


Рис. 44

Электросварка осуществляется по тем же принципам, как и автогенная, но отличается лишь способом плавления проволоки: вместо пламени ацетилена применяется вольтова дуга.

Все три способа соединений с успехом можно применять для железных диффузоров. При последующей металлизации аппарата предпочтительнее сварка ввиду отсутствия головок заклепок; при керамической выкладке головки лишь увеличивают площадь соприкосновения корпуса с обкладкой.

Стоимость сварки значительно ниже клепки. Электросварка дешевле автогенной. Существующее мнение о хрупкости шва при электросварке и большей склонности материала к коррозии практически не имеет значения для условий работы экстрактивного диффузора.

Корпус выполняется цельным или разъемным, в зависимости от условий предохранительного покрытия и перевозки. Различные способы покрытий перечислены выше.

Верхний люк не отличается от применяемых на медных диффузорах.

Нижним фланцем горловины приклепывается к корпусу; между стенкой и чугунным фланцем кладется прокладка для чеканки. Крепление горловины на болтах нежелательно ввиду возможности течи по болтам. Для подобной железной аппаратуры распространены люки, оформленные целиком из железа с помощью сварки (рис. 45). Железная горловина сваривается с корпусом.

Нижний люк в железном диффузоре в силу большой прочности материала оформляется по возможности большого размера (диаметр 1000—2000 мм), переходя в целое откидное днище. Одна из конструкций откидного днища без болтов с крючком (рис. 14) была описана выше. На рис. 46 изображено откид-

ное днище на болтах, применимое для медных и железных диффузоров. Открывание и закрывание днища производится гидравлически.

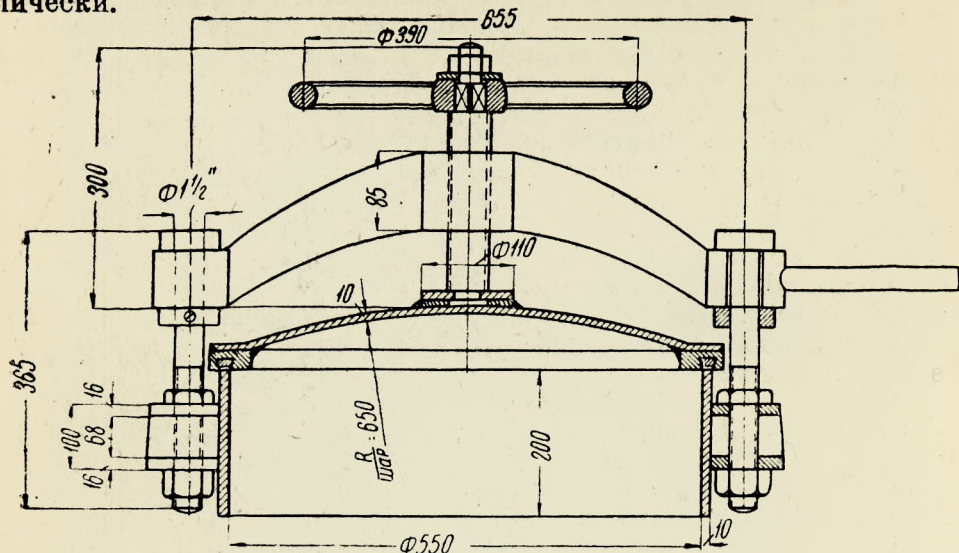


Рис. 45

В целях экономии времени при смене щепы выгоднее применять откидное днище с одним крючком, несмотря на утяжеление конструкции.

Материалом для откидных днищ служат железо и стальное литье.

Присоединение трубопроводов и арматуры производится преимущественно с помощью приварных штуцеров (рис. 47) или бабышек. Изнутри выводные отверстия обложены медью. При проектировании можно пользоваться приложенными в конце книги таблицами.

Нижний фильтр в диффузорах с открывающимся днищем удобно выполнять в виде плоского медного листа с отверстиями, закрепляя его на стойках в самом днище *б* (рис. 14). При открывании фильтр опускается вместе с днищем, не мешая движению одубины; чистка фильтра при подобном расположении достаточно удобна.

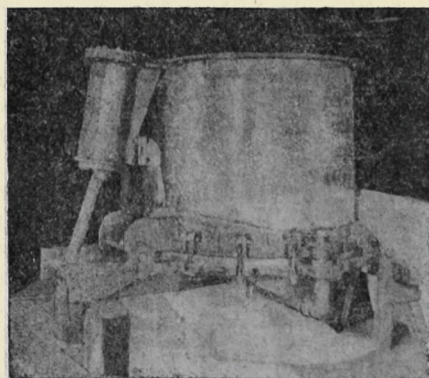


Рис. 46

При засорении фильтра можно рекомендовать продувку его воздухом под давлением в 5—6 ат с помощью насадки и гибкого шланга.

Опорные лапы (железные сварные или из стального литья) привариваются или приклепываются к корпусу. Применения чугунных лап желательно избегать, так как кроме обычных недостатков чугуна в данном случае большой вес диффузора

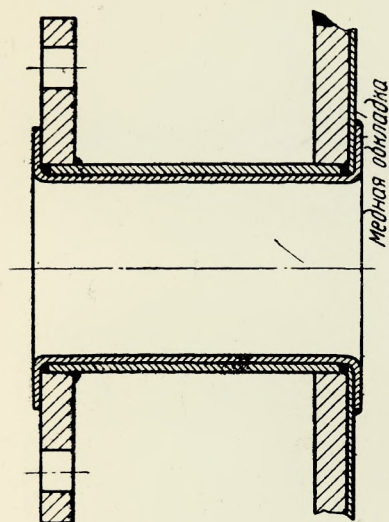


Рис. 47

определяет массивность лап; кроме того железные лапы ввиду простой формы (рис. 48) оказываются дешевле.

Арматура на железных диффузорах та же, что и на медных (см. выше); при наличии гидравлического управления крышкой добавляются вентили для впуска воды в цилиндры; в эксплуатации при открывании крышки не следует забывать о возможном давлении в этих вентилях до 200 ат. Если диффузор обложен листовой медью, следует добавлять клапаны на разряжение (рис. 49).

Расчет железного диффузора. Расчет диффузора производится по общим формулам, приведенным выше для медного диффузора. Цилиндрическая часть рассчитывается по формуле (17), сферическая — по формуле (18), коническая — по формуле (19).

Напряжения на разрыв котельного железа R_z берутся равными $700-850 \text{ кг/см}^2$, при соответственном запасе прочности, равном 4—4,5.

Коэффициент прочности шва ϕ должен быть равным: при однорядном клепаном шве — до 0,56, при двухрядном — до 0,7,

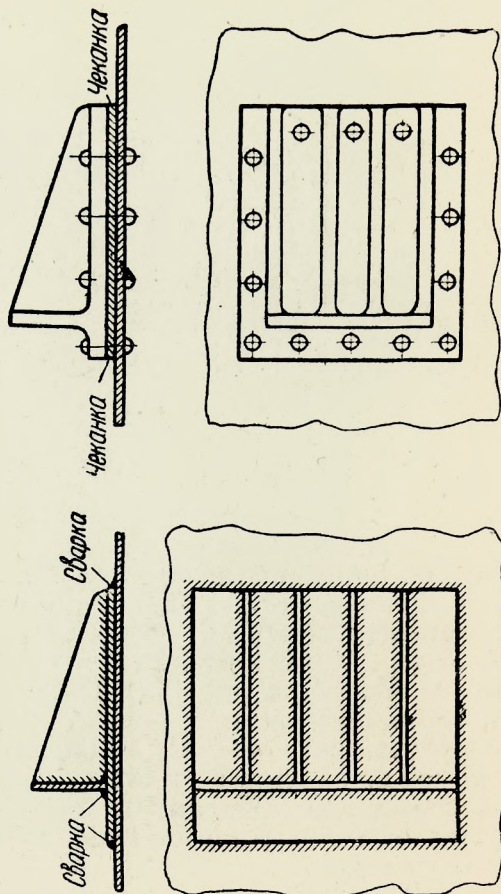


Рис. 48

при сварном шве (электричеством и автогенной сваркой) — от 0,6 до 0,7 в зависимости от качества исполнения.

Запас толщины стенки на раз'едание берется равным от 0,1 до 0,2 см.

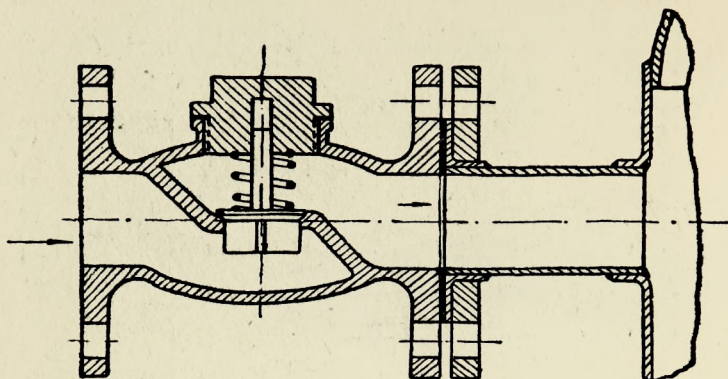


Рис. 49

Раз'ем корпуса выполняется с помощью приваренных или приклепанных фланцев из полосового или углового железа. Размеры фланцев можно определить по таблицам VIII—XI приложения.

Проверка на прочность производится по нагрузке от внутреннего давления на периметр фланца, аналогично расчету утора (см. выше); проверяется напряжение фланца на изгиб R_b . Примем следующие условные значения по рис. 50: l — вылет изгибаемой кромки в см, h — толщина фланца в см, πD_1 — периметр корпуса по наружному диаметру в см, a — коэффициент дополнительной нагрузки за счет упругости прокладки (значения даны в табл. 3).

Условия равновесия:

$$\frac{\pi D_1^2}{4} a p l = \frac{\pi D_1 h^2}{6} \cdot \frac{t-d}{t} R_b ; \quad (22)$$

$$R_b = \frac{3}{2} \cdot \frac{t}{t-d} \cdot \frac{D_1 a p l}{h^2} \text{ кг/см}^2,$$

где t — шаг между центрами болтов в см, d — диаметр отверстия под болт в см.

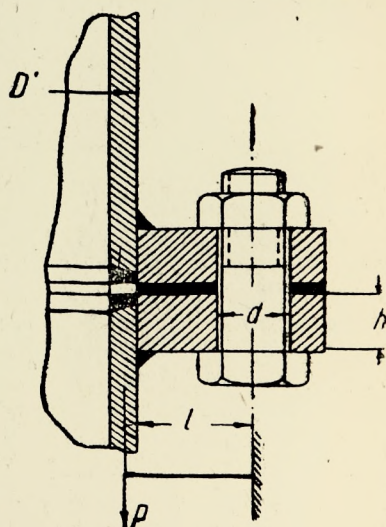


Рис. 50

Метод проверки приближенный, с запасом в сторону прочности. Неучтенный собственный вес диффузора увеличивает запас прочности для фланцев, лежащих выше опоры. Если фланцы корпуса расположены ниже опоры, то вес диффузора G_n , висящий на этом фланце, следует вводить слагаемым в ле-

вую часть выражения (22). Фланцевые болты в этом случае проверяются на разрыв нагрузкой: $(0,785D_1^2ap + G_n)$.

Для облегчения условий работы фланца ширину следует брать не больше 2,5—3 диаметра болта; шаг расположения болтов берется по возможности меньшим — до 3,5 диаметра болта, для получения большей плотности.

Общие положения зависимости прочности диффузора от формы, изложенные при рассмотрении медных корпусов, справедливы и для железных.

Верхний и нижний люки рассчитываются по методу и формулам, приведенным при расчете деревянного диффузора.

Горловина нижнего люка рассчитывается по методу свободного кольца (по примеру деревянного диффузора); влиянием жесткости корпуса пренебрегаем, что дает некоторый запас прочности. Если горловина получается по расчету слишком громоздкой, можно момент от шарниров разгрузить внешней рамой сортового железа, используя ее для крепления цилиндра и опоры диффузора.

При открывании нижнего днища на крючке возникают большие сопротивления (по формуле (14); для уменьшения усилия и самоторможения системы рычаг крючка связывается с винтом и маховичком (рис. 51); последние рассчитываются на усилие по формуле (14). Вес контргруза определяется по формуле (13); крепится контргруз на продолжении балок крышки, чем устраняется скручивание вала.

Гидравлическое управление крышкой рассчитывается по следующему методу. До открывания диффузора давление на крышку выразится:

$$0,785D_2^2 \frac{H\gamma}{10},$$

где γ — удельный вес одубины (жидкость спущена).

В момент отбрасывания крючка вес одубины и крышки (если нет контргруза) воспринимается реакцией воды над поршнем (рис. 51, 46) через плечи l_1 и l_5 . Если через Q_0 обозначим нагрузку на поршень, то условие равновесия будет:

$$\left(0,785D_2^2 \frac{H\gamma}{10} + G_k \right) l_1 = Q_0 l_5 \cos \alpha$$

или

$$Q_0 = \frac{l_1}{l_5 \cos \alpha} \left(0,785D_2^2 \frac{H\gamma}{10} + G_k \right), \quad (23)$$

где α (по рис. 51), определяющаяся конструктивной формой, лежит в пределах 30—45°, $\frac{l_1}{l_5}$ берется от 3 до 4.

При наличии контргруза G_k в формуле (23) равно нулю.

В момент открывания жидкость сдавливается в цилиндре до давления p_0 ат:

$$p_0 = \frac{Q_0}{0,785d_0^2} \text{ кг/см}^2, \quad (24)$$

где d_0 — диаметр цилиндра в см.

Диаметр цилиндра обычно выбирается в пределах расчетного давления p_0 от 150 до 200 ат; действительное давление p_0 получается несколько меньше расчетного ввиду трения щепы о стенки. Регулирование скорости открытия крышки производится выпуском воды из цилиндра вручную (через вентиль) или автоматически через клапан, изменения сечения которого регулируются положением самого поршня.

Шарниры крышки, рассчитанные по нагрузке на крышку во время работы по формуле (3) под давлением, проверяются по нагрузке $\sim Q_0 \left(1 + \frac{l_5}{l_1}\right)$ в движении на смятие, изгиб и срез;

соответствующий элемент горловины проверяется на скручивание той же нагрузкой. Сечение балок $a_1 - a_2$ (рис. 51) проверяется на изгиб моментом $Q_0 l_5$. Цапфы цилиндра и штока проверяются на смятие, изгиб и срез нагрузкой Q_0 ; шток проверяется на продольный изгиб той же нагрузкой.

Цилиндр, выполняемый из чугуна или железа, рассчитывается по внутреннему давлению p_0 .

Кронштейны, несущие цилиндр, проверяются на изгиб нагрузкой Q_0 , а стенка под кронштейнами — на смятие моментом $Q_0 l_5$ (рис. 51), по аналогии с опорными лапами (формулы (20) и (21)).

Наличие контргруза позволяет закрывать крышку наполнением цилиндра водой 1—1,5 ат (преодолевается лишь трение в цилиндре и цапфах); без контргруза необходимое давление при закрывании p'_0 равно:

$$p'_0 = \frac{l_1}{l_5} \cdot \frac{G_k}{0,785d_0^2} \text{ кг/см}^2.$$

Фильтр рассчитывается как плоская плита под равномерным давлением одубины $\frac{H\gamma}{10} \text{ кг/см}$, поддерживаемая опорными колонками, которые делят ее на квадраты стороной a . Напряжение от изгиба R_b приближенно равно:

$$R_b = 0,227\varphi \frac{a^2}{s^2} \cdot \frac{H\gamma}{10} \text{ кг/см}^2, \quad (25)$$

где s — толщина фильтра в см, H — высота столба одубины в м, γ — удельный вес одубины в кг/дм^3 , φ — коэффициент ослабления плиты отверстиями $\frac{t-d}{t}$.

Напряжение R_b для меди — до 400 кг/см^2 .

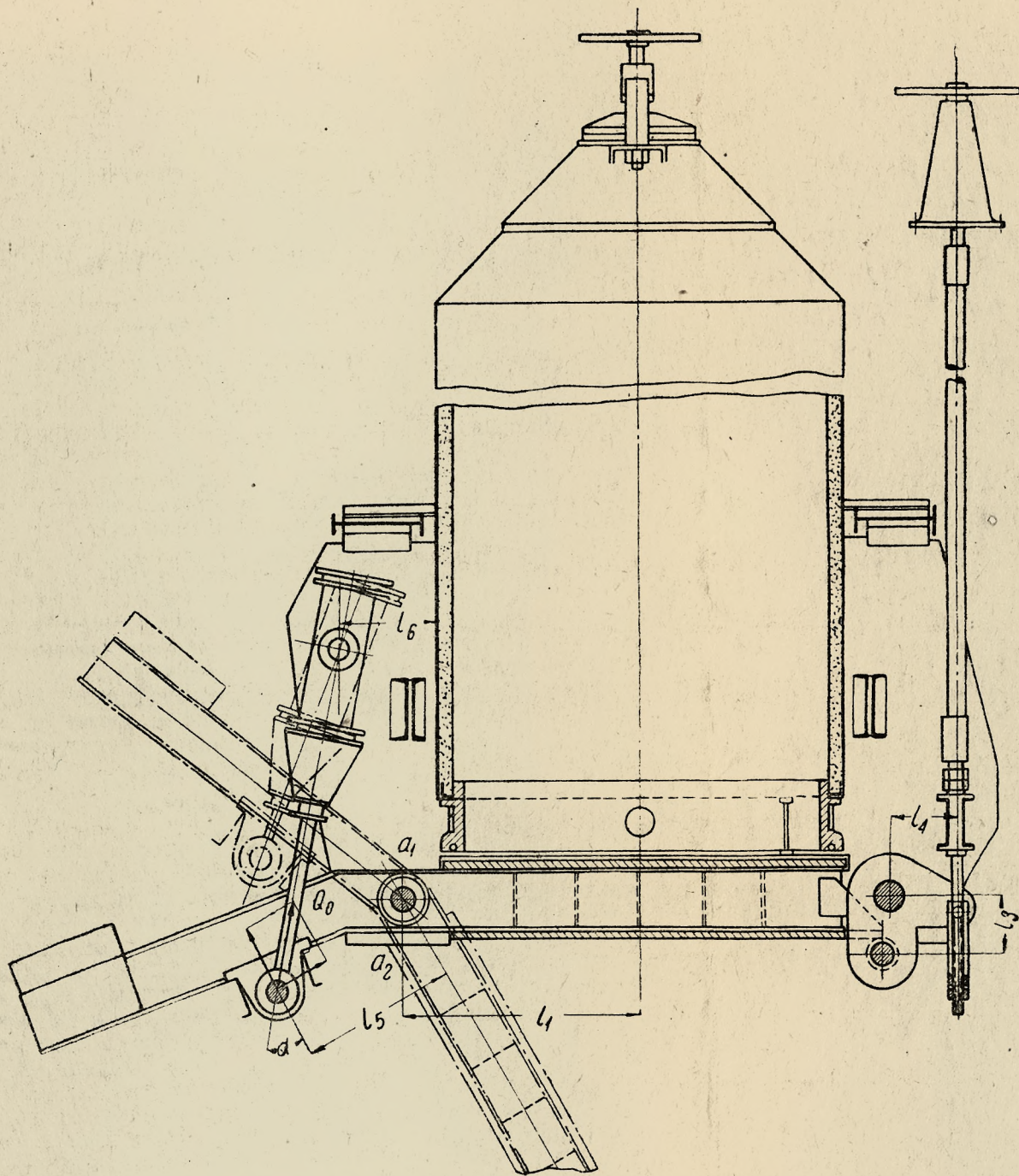


Рис. 51
 Диффузоры

Опорные лапы и стенки под ними проверяются по формулам (20) и (21). Если опорные лапы не приклепаны, а приварены, то в формуле вместо площади заклепок надо проверить на срез

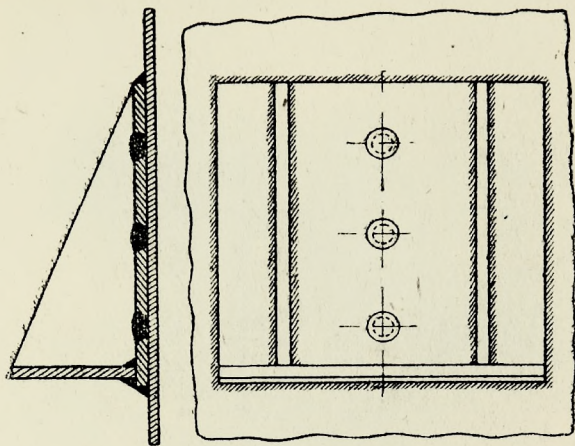
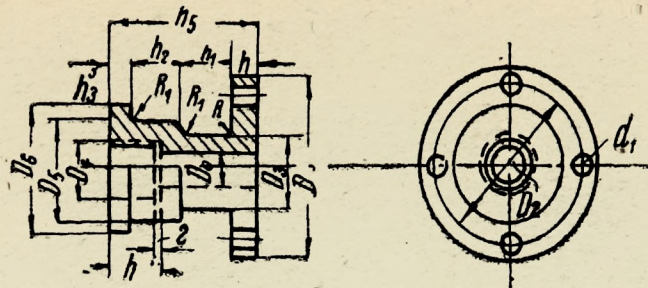


Рис. 25

и разрыв площадь периметра сварки с учетом коэффициента прочности φ , считая ширину проваренной кромки равной 0,6 см. Для усиления приварки лапы можно применить электрозаклепки в виде заваренных сверленных отверстий (не насквозь) (рис. 52); рассчитываются они по площади соприкосновения в плоскости стенки.



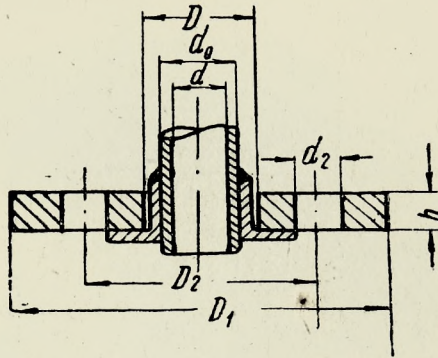
ПРИЛОЖЕНИЯ



Номинальный диаметр в дюйм.	Диаметр красно-медных труб в мм		D ₀	D	Диам. окр. центр. D ₂	Диаметры d ₁	Количество n	D ₃	D ₅	D ₆	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	R	R ₁	Резьба по ГОСТ 271		Болты		Чистый вес 1 шт. в кг	Вместо метр. рез. можно труб. ГОСТ. 266
	вн. d	нар. d ₁																	D ₄ в мм	шаг в мм	диаметр в дюйм.	длина в мм		
			в мм		отв. в мм			в мм																
1/2	14	18	14	70	50	10	3	24	38	50	9	20	20	6	20	55	3	1	30	2	5/16	35	0,50	7/8
3/4	20	24	20	85	60	11	3	30	44	60	10	21	23	6	23	60	3	1	36	3	3/8	35	0,75	1 1/8
1	25	30	25	100	75	11	4	32	55	70	10	22	26	7	26	65	3	1,5	45	3	3/8	35	1,13	1 3/8
1 1/4	30	35	30	110	80	15	4	42	58	80	10	23	30	7	30	70	3	1,5	48	3	1/2	40	1,34	1 1/2
1 1/2	40	44	40	120	90	15	4	52	70	90	11	24	35	8	36	78	3	1,5	60	4	1/2	40	1,75	2
1 3/4	45	49	45	130	100	15	4	60	78	100	11	24	38	9	38	82	4	1,5	64	4	1/2	40	2,34	2 1/4
2	50	54	50	140	110	18	4	65	82	105	12	24	40	9	40	85	4	1,5	68	4	5/8	50	2,71	2 3/4
2 1/2	65	70	65	165	125	18	4	80	100	120	12	25	44	10	44	92	4	1,5	85	4	5/8	50	3,92	—
3	75	80	75	200	160	18	4	90	110	130	13	28	44	10	45	95	4	1,5	95	4	5/8	50	5,20	3 1/4
3 1/2	90	96	90	210	170	18	6	106	130	150	14	28	44	12	46	98	5	1,5	115	4	5/8	55	6,18	4
4	100	106	100	230	180	18	6	115	140	160	15	28	45	12	46	100	5	1,5	125	4	5/8	55	7,47	4 1/2
4 1/2	110	116	110	245	195	18	6	130	155	170	16	33	50	13	50	112	5	1,5	135	4	5/8	55	9,79	—
5	130	137	130	260	210	22	6	150	180	195	17	35	50	13	50	115	5	1,5	160	4	3/4	60	11,33	—
6	145	152	145	290	240	22	6	165	195	215	18	38	55	14	55	125	5	1,5	175	4	3/4	65	14,50	—
7	175	183	175	320	270	22	6	195	230	250	18	42	55	15	55	130	6	1,5	205	4	3/4	65	17,37	—
8	205	214	205	350	300	22	6	230	260	290	20	45	55	15	55	135	6	1,5	235	4	3/4	70	23,17	—

Таблица II

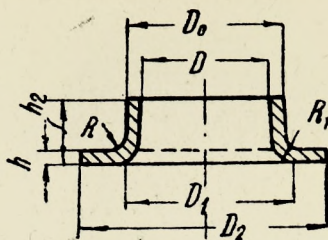
Фланцы стальные свободно вращающиеся для медных труб
под бронзовую арматуру



Внутренний диаметр труб d в мм	Наружный диаметр труб d_o в мм	Диаметр D от- верстия во фланце в мм	Наружн. диам. флан. D_1 мм в	Диаметр ок- ружности бол- тов D_2 в мм	Толщина фланца h в мм	Болты		Отверстия d_2 в мм	Радиус закруг- ления R в мм	Чистый вес 10 шт. в кг
						число n шт.	диаметр d в дюйм.			
10	13	18	65	45	8	3	$5/16$	10	2	1,70
14	18	24	70	50	8	3	$5/16$	10	2	1,87
20	24	30	85	60	10	3	$3/8$	11	3	3,44
25	30	36	100	75	10	4	$3/8$	11	3	4,66
30	35	42	110	80	11	4	$1/2$	15	3	5,94
40	44	52	120	90	11	4	$1/2$	15	3	7,00
45	49	55	130	100	12	4	$1/2$	15	3	8,87
50	54	62	140	110	12	4	$5/8$	18	3	10,15
65	70	70	165	125	12	4	$5/8$	18	4	14,45
75	80	80	200	160	16	4	$5/8$	18	4	28,84
90	96	105	210	170	16	6	$5/8$	18	4	29,34
100	106	115	230	180	16	6	$5/8$	18	4	35,36
110	116	125	245	195	18	6	$5/8$	18	5	45,01
130	137	145	260	210	18	6	$5/8$	22	5	46,61
145	152	162	290	240	18	6	$3/4$	22	5	57,22
175	183	195	320	270	18	6	$3/4$	22	5	65,18
205	214	225	350	300	20	6	$3/4$	22	5	78,54

Таблица III

Бортшайбы красномедные для припайки к медным трубам



Внутр. диаметр трубы d в мм	Наружн. диаметр трубы d_0 в мм	Диаметр отверстия в борт. шайбе D в мм	D_0 в мм	D_1 в мм	D_2 в мм	h в мм	h_2 в мм	R в мм	R_1 в мм	Чист. вес 100 шт. в кг
14	18	18	22	23	38	2,5	10	1,5	3,5	2
20	24	24	28	29	48	2,5	13	2	4	3
25	30	30	34	35	60	2,5	14	2	4,5	3
30	35	35	40	40	62	3,5	14	2	4,5	5
40	44	44	49	49	72	2,5	16	2	4	6
45	49	49	54	54	82	3	16	2	4	8
50	54	54	59	60	90	3	16	3	5	9
65	70	70	75	76	105	3	18	3	5,5	14
75	80	80	85	86	140	3	18	3	5,5	26
90	96	96	102	103	150	3,5	24	3	6	36
100	106	106	112	113	160	3,5	24	4	7	38
110	116	116	122	123	175	3,5	28	4	7	48
130	137	137	143	144	185	3,5	28	4	7,5	52
145	152	152	159	160	215	4	28	4	7,5	71
175	183	183	190	191	245	4	28	4	8	93
205	214	214	222	223	275	4,5	28	4	8,5	117

Таблица IV

Бронзовые бобышки с трубной резьбой

Трубная резьба ОСТ 266 D в дюйм.	D_1	D_3	R	h	Заклепки				Чистый вес 10 шт. в кг
	мм				число дыр	диаметр ок- ружн. дыр D_3 в мм	диаметр дыр d в мм		
$\frac{1}{4}$	35	42	1,5	8	2	24	4	0,68	
$\frac{3}{8}$	38	45	1,5	9	2	28	4	0,85	
$\frac{1}{2}$	45	52	2	10	2	32	5	1,25	
$\frac{3}{4}$	48	55	2	10	3	38	5	1,27	
1	55	65	2	12	3	45	5	2,00	
$1\frac{1}{4}$	65	78	2	14	3	55	5	3,20	
$1\frac{1}{2}$	70	82	2	14	3	60	5	3,30	
$1\frac{3}{4}$	78	92	2	15	3	65	5	4,42	
2	80	95	2	16	3	70	5	5,39	
$2\frac{1}{2}$	98	112	2	16	3	88	5	6,07	
3	115	138	2	20	3	100	5	11,78	

Пропаиваются

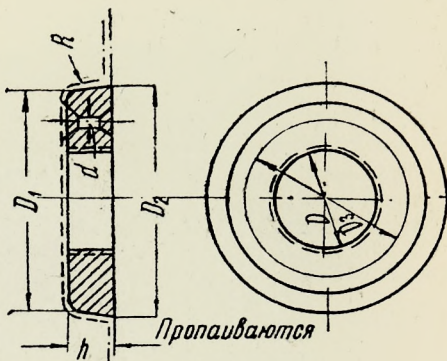


Таблица V

Муфточки газовые

Диаметр резьбы по ОСТ 266 D в дюймах	D_1 в мм	D_2 в мм	h в мм	h_1 в мм	Чист. вес 10 шт. в кг
$1/4$	16	24	4	16	0,2
$3/8$	20	30	4	18	0,3
$1/2$	25	35	5	22	0,6
$3/4$	30	42	5	25	0,8
1	38	45	6	30	1,1
$1 1/4$	48	58	6	35	2,1
$1 1/2$	55	68	6	35	2,8
$1 3/4$	60	75	7	40	3,4
2	68	80	7	40	4,3
$2 1/2$	82	95	7	40	4,7

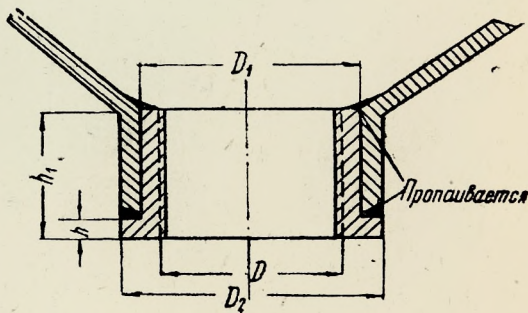


Таблица VI

Бобышка стальная, приварная, под шпильки для условных проходов от 50 до 200 мм. Давление условное от 2,5 до 6 ат

Проход ус- ловн. d_0 в мм	D в мм	D_1 в мм	D_0 в мм	b в мм	Отверстие для шпилек		Вес 1 шт. в кг
					число	диам- метр в дюйм.	
50	140	110	170	25	4	5/8	3,89
65	160	130	190	25	4	5/8	4,72
76	190	150	205	25	4	5/8	5,4
90	200	160	215	25	8	5/8	5,53
100	210	170	225	25	8	5/8	5,9
125	240	200	255	25	8	5/8	7,2
150	255	225	295	30	8	3/4	10,79
200	320	230	350	30	8	3/4	14,24

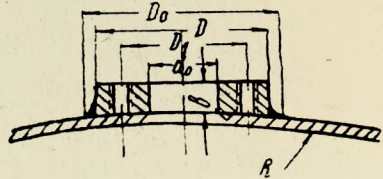
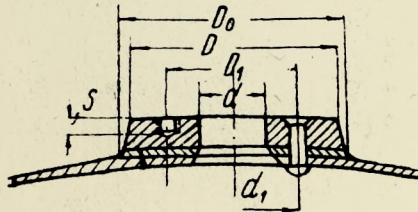


Таблица VII

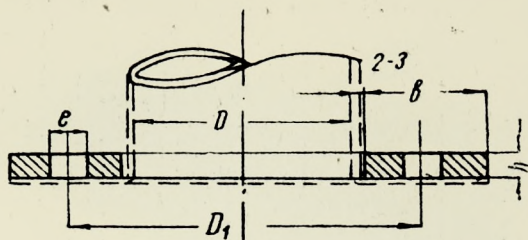
Бобышка чугунная под шпильки для условных проходов от 50 до 200 мм. Давление условное от 2,5 до 6 ат



Проход условн. d в мм	D в мм	D_1 в мм	D_0 в мм	b в мм	s в мм	Отверст. для шпильки		d_1	Заклепки			Вес 1 шт. в кг
						число	диам. в. дюйм.		диам. отвер. в мм	число	диаметр.	
50	140	110	145	30	22	4	$1/2$	95	14	8	13,5	3,2
65	160	130	165	30	22	4	$1/2$	115	14	8	13,5	4,01
76	190	150	195	35	28	4	$5/8$	135	17	8	16,5	6,66
(90)	200	160	205	35	28	4	$5/8$	145	17	8	16,5	7,01
100	210	170	215	35	28	4	$5/8$	160	20	8	19	7,46
125	240	200	245	35	28	8	$5/8$	185	20	8	19	9,2
150	265	225	270	35	28	8	$5/8$	220	20	8	19	10,45
200	320	280	325	35	28	8	$5/8$	265	17	16	16,5	13,65

Таблица VIII

Фланцы для аппаратов полосовой стали для внутренних рабочих давлений в пределах до 2 ат включит.



Номин. диаметр D в мм	Фланцы в мм			Болты		D_1 в мм
	h	b	e	диаметр в дюйм.	колич.	
350	16	40	15	1/2	22	405
375	16	40	15	1/2	24	435
400	16	40	15	1/2	26	460
450	16	40	15	1/2	30	510
500	16	40	15	1/2	36	560
550	16	40	15	1/2	42	610
600	18	50	18	5/8	28	670
650	18	50	18	5/8	32	725
700	18	50	18	5/8	32	775
750	18	50	18	5/8	36	825
800	18	50	18	5/8	38	875
850	18	50	18	5/8	40	925
900	18	50	18	5/8	46	975
950	18	55	22	3/4	38	1030
1000	18	55	22	3/4	40	1085
1100	20	55	22	3/4	44	1185
1200	20	55	22	3/4	48	1285
1300	20	55	22	3/4	52	1385
1400	20	55	22	3/4	58	1486
1500	22	65	25	7/8	50	1595
1600	22	65	25	7/8	54	1695
1700	22	65	25	7/8	56	1800
1800	22	65	25	7/8	60	1900
1900	22	65	25	7/8	66	2000
2000	22	65	25	7/8	74	2100
2200	22	65	25	7/8	88	2300
2400	22	65	25	7/8	104	2505
2600	25	75	28	1	84	2715
2800	25	75	28	1	98	2915
3000	25	75	28	1	112	3120

Таблица X

Фланцы для аппаратов полосовой стали для внутренних рабочих давлений в пределах от 2 до 4 ат включительно

Номин. диаметр D в мм	Фланцы в мм			Болты		D_1 в мм
	h	b	e	диаметр в дюйм.	колич.	
350	18	50	18	$\frac{5}{8}$	20	425
375	18	50	18	$\frac{5}{8}$	20	450
400	18	50	18	$\frac{5}{8}$	22	475
450	18	50	18	$\frac{5}{8}$	24	525
500	18	50	18	$\frac{5}{8}$	30	575
550	18	50	18	$\frac{5}{8}$	36	625
600	20	55	22	$\frac{3}{4}$	26	685
650	20	55	22	$\frac{3}{4}$	28	735
700	20	55	22	$\frac{3}{4}$	32	785
750	20	55	22	$\frac{3}{4}$	36	835
800	20	55	22	$\frac{3}{4}$	42	885
850	22	55	22	$\frac{3}{4}$	46	940
900	22	65	25	$\frac{7}{8}$	32	1000
950	22	65	25	$\frac{7}{8}$	36	1050
1000	22	65	25	$\frac{7}{8}$	40	1100
1100	22	65	25	$\frac{7}{8}$	46	1200
1200	22	65	25	$\frac{7}{8}$	56	1300
1300	25	75	28	1	44	1415
1400	25	75	28	1	50	1515
1500	25	75	28	1	58	1620
1600	25	75	28	1	66	1720
1700	25	75	28	1	74	1820
1800	30	85	32	$\frac{11}{8}$	60	1930
1900	30	85	32	$\frac{11}{8}$	68	2035
2000	30	85	32	$\frac{11}{8}$	74	2135
2200	30	85	32	$\frac{11}{8}$	88	2340

Таблица X

Фланцы для аппаратов полосовой стали для внутренних рабочих давлений от 4 до 6 ат включительно

Номинальн. диаметр. D в мм	Фланцы в мм			Болты		D_1 в мм
	h	b	e	диаметр в дюймах	колич.	
350	18	55	18	$5/8$	24	425
375	18	55	18	$5/8$	28	450
400	18	55	18	$5/8$	30	475
450	20	60	22	$3/4$	22	535
500	20	60	22	$3/4$	26	585
550	20	60	22	$3/4$	30	640
600	22	65	25	$7/8$	22	700
650	22	65	25	$7/8$	26	750
700	22	65	25	$7/8$	30	800
750	22	65	25	$7/8$	34	850
800	22	65	25	$7/8$	38	900
850	22	65	25	$7/8$	42	955
900	22	65	25	$7/8$	46	1005
950	25	75	28	1	36	1065
1000	25	75	28	1	40	1115
1100	25	75	28	1	48	1220
1200	25	75	28	1	56	1320
1300	30	85	32	$1 1/8$	48	1435
1400	30	85	32	$1 1/8$	54	1535
1500	30	85	32	$1 1/8$	62	1640
1600	30	90	35	$1 1/4$	52	1750

Таблица XI

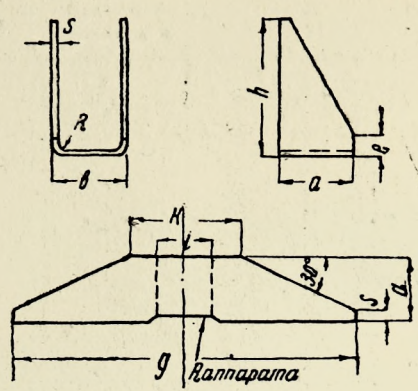
Фланцы для аппаратов полосовой стали для внутренних рабочих давлений в пределах от 6 до 8 ат включительно

Номинальн. диаметр. D в мм	Фланцы в мм			Болты		D_1 в мм
	h	b	e	диаметр в дюймах	колич.	
350	20	60	22	$3/4$	18	435
375	20	60	22	$3/4$	20	460
400	20	60	22	$3/4$	22	485
450	20	60	22	$3/4$	26	535
500	22	65	25	$7/8$	22	600
550	22	65	25	$7/8$	26	650
600	22	65	25	$7/8$	30	700
650	22	65	25	$7/8$	34	750
700	25	75	28	1	28	815
750	25	75	28	1	32	870
800	25	75	28	1	36	920
850	25	75	28	1	40	970
900	25	75	28	1	42	1020
950	30	85	32	$1 1/8$	36	1085
1000	30	85	32	$1 1/8$	40	1135
1100	30	85	32	$1 1/8$	46	1240

197067

Таблица XII

Лапа штампованная для приваривания к стенке железного аппарата

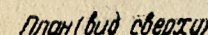
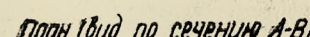
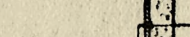
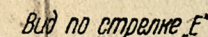
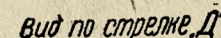
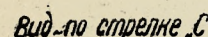
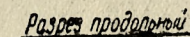


Диаметр аппарата в мм	Габариты лап в мм					Размеры листов в мм				Опорная площадь F в см²	Нагрузка в т	Вес в кг
	a	b	e	h	R	g	k	s	i			
800	140	140	55	280	10	670	200	8	104	196	1,5	3,9
1000	160	160	60	320	10	765	245	8	124	256	2,1	6,5
1400	180	180	65	360	10	860	270	10	140	324	2,6	10,5
2000	200	200	70	400	15	955	295	10	150	400	3,2	13,0
3000	225	225	75	450	15	1075	325	12	171	505	4,1	19,0

18.70к.

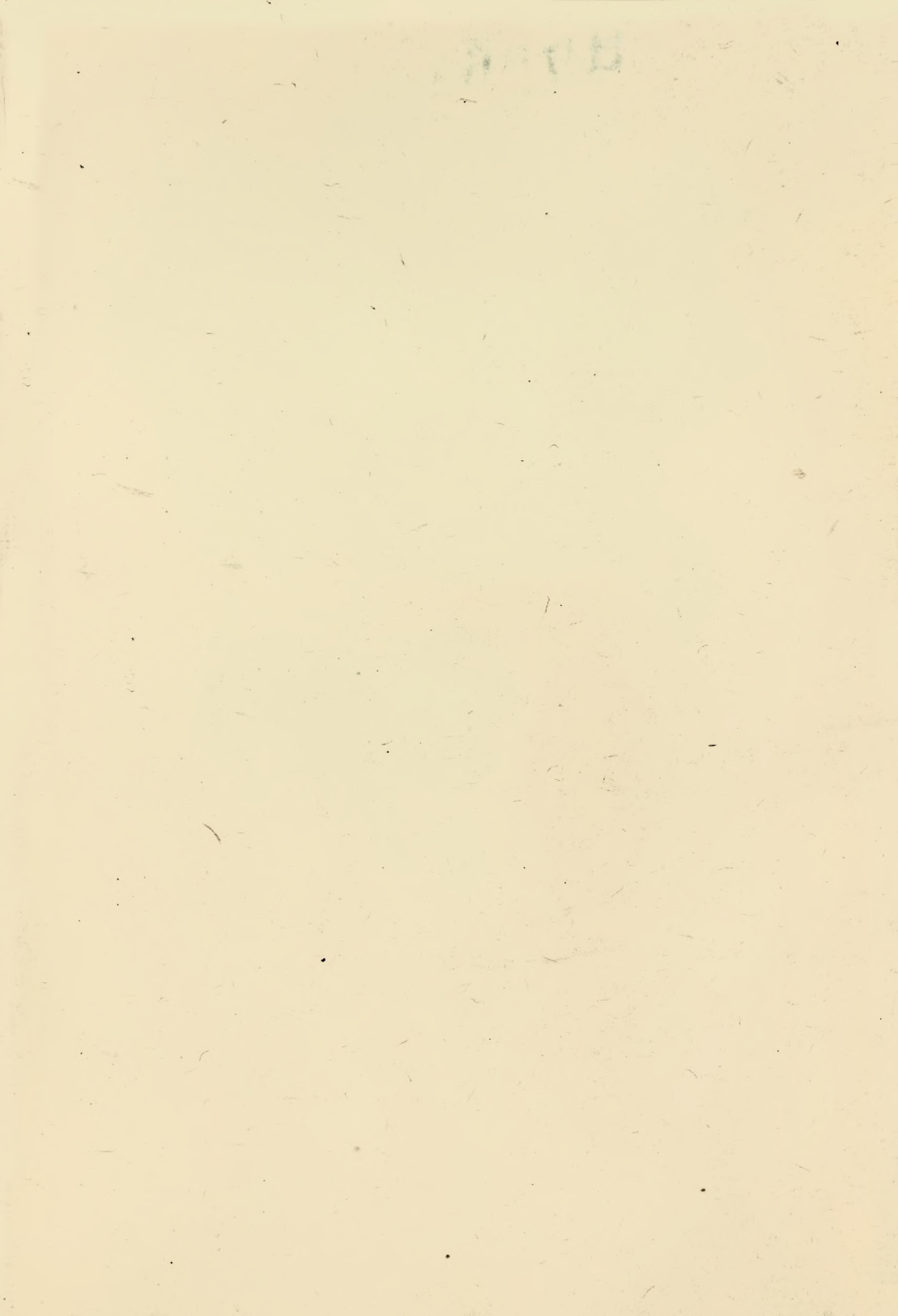
ОГЛАВЛЕНИЕ

От автора	3
Введение	5
I. Типы диффузоров	7
1. Деревянные диффузоры	—
2. Медные диффузоры	13
3. Железные диффузоры	15
4. Диффузоры из прочих материалов	20
5. Сравнение диффузоров из различных материалов	21
II. Конструктивное оформление и расчет деталей диффузора	23
1. Деревянный диффузор	—
2. Медный диффузор	52
3. Железный диффузор	60
Приложения	69



Железный диффузор (емкость — 15 м³, рабочее давление — 3 атм)

Сдано в набор 20/I 1936
Подписано к печати 14/V-1936
Формат бумаги 62×94/16
Печ. лист. 5+3 вкл.—2 л.
Печ. зн. в листе 48 тыс.
Учетно-авторск. лист. 6,76
Индекс К—5
Гизлегпром № 2377
Тираж 1675
Заказ № 356
Уполномоч. Главлита № В—36400
Серпуховская типография Мособлполиграфа



1 р. 70 коп.

47067²