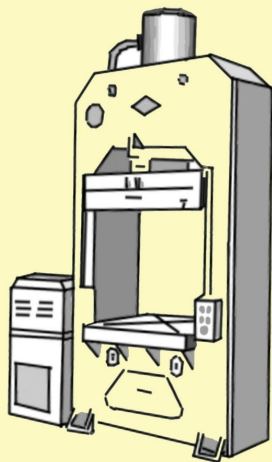


Сергей Гаврилов

ГИДРОПРЕСС

ЭСКИЗЫ - РАСЧЕТЫ



12+

Сергей Фёдорович Гаврилов

Гидропресс: эскизы, расчеты

http://www.litres.ru/pages/biblio_book/?art=55338348

SelfPub; 2020

Аннотация

Эта книга для студентов и конструкторов механиков. Книга содержит подробный расчет гидравлического пресса и эскизы всех основных деталей. В книге приведен тепловой расчет гидростанции пресса. Книга содержит описание технологической цепочки прессового цеха. Все описанные в книге конструкции разработаны автором и уже несколько лет успешно используются на заводе. В книге много справочных материалов.

Содержание

Введение	4
Пресс гидравлический	5
Конец ознакомительного фрагмента.	43

Введение

Инженер конструктор отдела гл.механика Гаврилов Сергей Фёдорович написал эту книгу для конструкторов и студентов механиков. Данная книга содержит эскизы близкие к рабочим чертежам и расчет гидравлического пресса разработанного автором.

Описанный пресс сделан в нескольких экземплярах и пресса успешно работают, что подтверждает правильность выбранной схемы пресса, выбранных материалов и расчетных коэффициентов. Книга содержит много справочных материалов.

Пресс гидравлический

История

В производстве использовались гидравлические прессы фирмы Нельсон Винтер выпуска 1910 г. Пресса Нельсон Винтер были колонного типа, развивали усилие 360 тс. и работали от воды с давлением 220 кгс/ кв.см.

Основная операция, выполняемая на прессе – глубокое выдавливание стакана в глубокой матрице.

Основной недостаток данных прессов заключался в том, что гайки колонн невозможно было затянуть с усилием, исключая раскрытие стыка при работе. При возникновении в процессе работы эксцентричных нагрузок – весь пресс отклонялся от вертикали, и резьба колонн заминалась, в соединениях возникал зазор, пресс при работе начинал качаться. После замытия резьбы – гайки подтянуть уже не получалось. Поковки получали разностенность, что приводило к браку.

Центрирование ползуна (подвижной траверсы) осуществлялось скольжением четырех разрезных бронзовых втулок, установленных в ползуне, по цилиндрическим колоннам.

При замене втулок в следствии износа всегда были проблемы по определению размеров внутреннего диаметра втулок. Внутренний диаметр втулок определялся от смещения

колонн, от сдвига колонн, что весьма сложно замерить. Подгонка втулок была трудоемка.

В 1971 г. было решено сконструировать и изготовить новый пресс,

устранив недостатки пресса Нельсон Винтер.

В процессе эксплуатации все детали пресса Нельсон Винтер были задокументированы в рабочие чертежи. Почти на все детали были кальки.

При проектировании нового пресса детали пресса Нельсон Винтер были пересчитаны, проанализированы и полученные соотношения размеров сопряженных деталей

и коэф. прочности были взяты за основу как приоритетные перед литературными данными.

Положения для проектирования

Пресс выполнить рамной конструкции, с предварительным напряжением рамы с помощью термозатяжки стяжных шпилек.

Конструкцию рамы выполнить так, чтобы разборка цилиндров, ползуна и других деталей, заменяемых при ремонте, выполнялась без разборки рамы. Рама в сборе устанавливалась на монолитный железобетонный фундамент с приямок.

Размеры приямка допускали работу в приямке при ремонте выталкивателя и замену всех деталей выталкивателя, в том числе и траверсы выталкивателя без демонтажа рамы пресса. Конфигурация приямка задавалась сварным герме-

тичным кессоном с толщиной стенок шесть мм.

Конфигурация фундамента обеспечивала равенство моментов сопротивления грунта относительно центра тяжести фундамента с установленным прессом.

Это необходимо для предупреждения отклонения прессы от вертикали с течением времени при слабых грунтах под прессом. Площадь основания фундамента рассчитывалась с учетом весьма слабой несущей способности грунта.

Фундаментные болты (шпильки) конструктивно выполнены с возможностью замены

без демонтажа рамы прессы. Фундаментные шпильки устанавливаются

нагретыми до 200 градусов С. в отверстия в фундаменте, которое выходило в нишу, выгороженную в фундаменте. Верхняя часть ниши представляла собой толстую стальную плиту с отверстием под фундаментный болт. Размеры ниши позволяли свободно накрутить нижнюю гайку на фундаментный болт.

На старом прессе Нельсон Винтер фундаментные болты приходилось ремонтировать – наваривать. Примечание: Новые прессы работают с 1975 г.

Ремонта фундамента и фундаментных шпилек, а также рам прессов в сборе не требовалось. Отклонения прессов от вертикали не наблюдалось.

Приямок фундамента снабжен шнековым насосом для откачки утечек воды

с окалиной и маслом.

.....

Причины появления этой книги: Во времена СССР с конструкторской работой все было нормально. Если разработка не была секретной, то чертежами и расчетами охотно делились с конструкторами других заводов за символическую плату (за стоимость копировальной работы) а то и вовсе бесплатно. В паспортах оборудования прилагались альбомы чертежей деталей, которые могут понадобиться при ремонте.

По запросу с завода – проектными организациями высылались полные комплекты чертежей и другой тех. документации.

Конструктора были уважаемыми работниками, чертежи бережно хранились в технических архивах архивариусами. Как правило, конструктора работали отделами по несколько человек. При общении происходило взаимное обучение и обучение молодых конструкторов – была переемственность конструкторской школы.

Периодически конструкторов посылали в командировки на другие предприятия, где можно было ознакомиться с новыми технологиями и оборудованием.

Посылали на добавочную подготовку, к примеру, по гидроприводам или по станкам ЧПУ или по револьверным автоматическим линиям. Под новые заказы регулярно модернизировались станки, гидропривода станков и системы управления. Разрабатывалась специальная оснастка под технопро-

цессы. И, главное, все это делалось и внедрялось в производство. Этот процесс давал конструкторам неоценимый опыт.

В общем была возможность совершенствовать свою квалификацию конструктора.

После развала СССР и приватизации предприятий, картина резко изменилась. Новые хозяева (в большинстве не особо технически грамотные) стали жить одним днем.

В погоне за максимальной сиюминутной прибылью они сократили тех, кто непосредственно не выпускал товар на продажу. Под сокращение попали библиотекари, архивариусы чертежных архивов, конструктора по оборудованию, смотрители зданий. Затем начали продавать и резать на металлолом станки и оборудование, которое в ближайшем времени не задействовано в производстве. Затем начали освобождать помещения и целые здания в надежде их продать или задействовать под склады

или под офисы. Многие производства пропали, новые хозяева не сумели, не смогли наладить сбыт продукции. Проще продать оборудование и оборудовать склад под торговые операции.

Торговля значительно проще серьезного производства, прибыльней, и имеет быстрый оборот вложенных средств. Многие конструкторские бюро исчезли.

Из целого конструкторского бюро оставляли одного конструктора – какая уж тут конструкторская школа и перемственность. Модернизация оборудования стала большой

редкостью, даже с ремонтами еле справлялись. Архивы чертежей без архивариусов либо пропали, либо превратились в бессистемную кучу папок в которой ничего не найдешь. Технические библиотеки несколько раз сокращались по занимаемым площадям и по штатам, многие затем просто исчезли – начальство говорит " Зачем библиотеки – все есть в интернете ". Конечно, сами они ничего не проектировали и дела этого не знают. А современный интернет живет за счет продаж, торговли – и реальные технические характеристики найти бывает невозможно, а что есть – хранят в сейфах-коммерческая тайна...

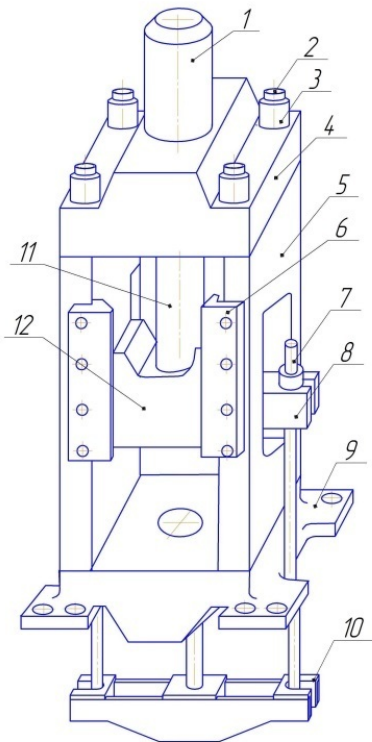
Проект предлагаемого к рассмотрению пресса получился довольно удачным.

Пресс сделали почти в десятке экземпляров. Все пресса этого проекта работают (когда есть заказ) без замечаний по конструкции. Вся документация по разработанному мной прессу без вести пропала. В архиве стались отдельные чертежи. Принял решение по памяти, по отрывочным записям восстановить то, что помню, все расчеты произвел заново. Решил, что со временем производство восстановится и технические знания вновь будут нужны.

Расчет пресса

Расчет гидравлического рамного пресса

(Разработан автором, эскизы выполнены автором по памяти.)



1. Главный цилиндр
2. Шпилька стяжная
3. Гайка шпильки
4. Траверса верхняя
5. Рама пресса
6. Направляющая
7. Тяга выталкивателя
8. Поперечина ползуна
9. Нижняя траверса
10. Траверса выталкивателя
11. Главный шток
12. Ползун

.....

Исходные данные для проектирования:

Рабочее давление воды 220 кгс / кв.см.

Усилие прессования 480 тс.

Ход плунжера 1600 мм.

Усилие выталкивания 65 тс.

Ход выталкивателя 500 мм.

Главный плунжер

Расчет начинаем с плунжера рабочего цилиндра:

При рабочем усилии $F = 480\ 000$ кгс и давлении $P = 220$ кгс / кв.см. –

Площадь сечения плунжера $S = F / P \dots S = 2181,8$ кв.см.

Что соответствует диаметру

$D_p = 527$ мм. Округляя принимаем диаметр плунжера $D_p = 530$ мм.

По соотношениям размеров бронзовых втулок и натяжного фланца цилиндра с пресса Нельсон Винтер задаем размеры аналогичных деталей для пресса 480 тс.

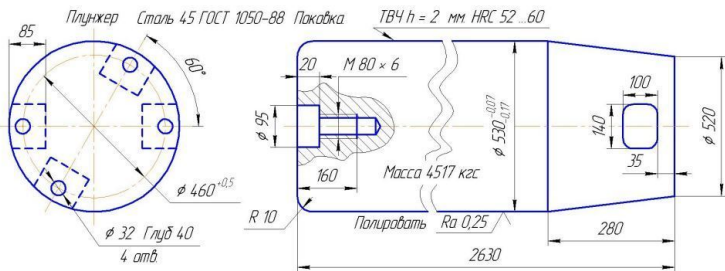
Работоспособность машины сильно зависит от разных мелких особенностей конструкции.

Поэтому в качестве иллюстрации приведены рисунки максимально приближенные к рабочим чертежам действующего пресса. Далее будут пояснены особенности деталей и конструкции в целом и чем эти особенности были вызваны.

При проектировании пресса выполнялось много расчетов деталей пресса Нельсон Винтер

для определения допускаемых напряжений и взаимного соотношения размеров элементов деталей.... Прилагаемые рисунки – итоговый результат.

Плунжер рабочего цилиндра



Особенности плунжера: При максимальном ходе плунжера вниз – плунжер своей цилиндрической частью должен полностью прилегать ко всей поверхности верхней бронзовой втулки цилиндра. При демонтированном пуансоне и матрице, плунжер с ползуном должен полностью выйти из цилиндра пресса, с возможностью демонтажа методом выдвигания в сторону из под пресса. В нижней части плунжера имеется конический заход для облегчения монтажа фланца амбаража (нажимного фланца).

Цилиндрическая поверхность плунжера накатывается гладким роликом для достижения возможно меньшей шероховатости поверхности, затем подвергается закалке ТВЧ на максимальную твердость поверхности. Со временем плунжер изнашивается, на нем появляются глубокие риски нарушающие герметичность. При ремонте плунжера с проточкой наружной поверхности, рекомендуется наварить слой нержавеющей стали и восстановить чертежный размер. Нержавею-

щая сталь дает более гладкую и износостойкую поверхность после накатки (испытано при ремонтах). В верхней части плунжера имеется резьбовое отверстие под рым болт для транспортировки к месту монтажа.

Перед монтажом плунжера в цилиндр – отверстие под рым болт закрывается резьбовой пробкой смазанной консервационной густой смазкой.

В литературе рекомендуется соединять плунжер с ползуном с помощью цилиндрических или конических посадок. При анализе работы пресса было принято решение выполнить сопряжение наиболее простое: Плоский торец плунжера упирается в плоскость ползуна. Практика показала – сопряжение работает без замечаний.

На Одесском прессе ПО 937 сопряжение ползун – плунжер было выполнено по цилиндрической посадке. При эксплуатации соединение становится весьма прочным из за коррозии и вызывает большие трудности в разборке при ремонте.

Главный цилиндр пресса

Рекомендации из литературы: А.Н. Банкетов Стр 298.

Данные из литературы:

Внутренний диаметр цилиндра делается на 10... 15 мм. больше диаметра плунжера.

$W = \sqrt{Z}$.. Функция извлечения квадратного корня из числа Z...

Пример: $3 = \sqrt{9}$...

Наружный диаметр цилиндра:

$$D_n = D_v * \sqrt{B_d / (B_d - 1,7321 * P)} \dots$$

Где D_v – внутренний диаметр цилиндра в см.

B_d – допускаемое напряжение на разрыв в кгс / кв.см.

P – Давление в цилиндре в кгс / кв.см. $P = 0,29 * B_d \dots$

В этом случае вес цилиндра получается минимальным. На практике давление делают меньше на 70% и ближайшее по ГОСТу.

При возможности выбора рабочего давления: рекомендуется рабочее давление из ряда стандартных: (таблица в конце книги).

Рекомендуемые допускаемые напряжения для стальных цилиндров из стали

0,35 % углерода и 2 % никеля ... Рекомендуемые допускаемые напряжения:

Для литого цилиндра 800... 1000 кгс/кв.см.

Для кованого цилиндра 1500... 1800 кгс/кв.см.

Рекомендуется: Толщину днища цилиндра принимать на менее

двух толщин стенки цилиндра.

Сопряжение днища со стенкой производить радиусом не менее 0,4 от толщины стенки.

Бурт фланца цилиндра сопрягать со стенкой радиусом не менее 0,25 от толщины стенки.

Опорная плоскость бурта проверяется на смятие, на напряжение не более 800 кгс/кв.см.

Толщину бурта проверяют на срез. Напряжение среза не более 400 кгс/кв.см.

Цилиндр испытать гидравлическим давлением величиной более или равным полутора рабочего давления цилиндра. (Испытывать в собранном прессе).

Поверхность плунжера закалить и отполировать (шероховатость не более 0,63 микрометра).

Втулку нажимного фланца и втулку цилиндра выполняют из высококачественной бронзы.

Сопряжение плунжера со втулкой нажимного фланца выполняют по ходовой посадке второго класса А2 / Х2

В современных обозначениях: Н7 / f 7 ...

(Для диаметра 500 мм : отв 500 + 0,06 / вал 500 – 0,08 ... – 0,14)...

.....

В данном проекте:

Спроектированный цилиндр выполнен из цельной поковки.

На части прессов цилиндр был выполнен сварным: Одна часть в виде толстостенной кованой трубы и другая часть в виде кованного днища, обе части соединялись электросваркой (сваркой плавлением под слоем флюса)

с последующей термообработкой.

Заготовки цилиндра ковали на других предприятиях которые согласовывали

конструкцию заготовки цилиндра под свои технологии.

За все время только один цилиндр из шести потребовал ремонта из за продольной трещины, что повлекло только утечку воды без каких либо серьезных последствий. Видимо трещина образовалась еще при ковке заготовки.

Плунжер в цилиндре уплотняется сальниковой прожированной набивкой квадратного сечения, сплошного плетения. Набивка марки ХБП квадрат 28 сквозного плетения с жировой пропиткой ГОСТ 5152-84. Были попытки использовать « V » образный резинотканевый шнур – но в работе он показал себя хуже набивки ХБП.. Пробовали применять набивку из синтетики. Эта набивка работала хорошо, но была значительно дороже, в итоге остановились на набивке ХБП..

Как пример: Компания Рус-Кит <http://рус-кит.рф/> Сальниковая набивка из синтетического графитонаполненного акрилового волокна RK-230G

Набивка из графитонаполненного акрилового волокна RK-230G Сальниковая набивка сплетена из графитонаполненного акрилового волокна. Связь графита с акриловым волокном увеличивает срок службы набивки в десятки раз.

Эта универсальная сальниковая набивка, подходит для большинства сред и, практически, может применяться на любом производстве.

Благодаря импрегнации (глубокое насыщение) акриловых волокон графитом, набивка имеет хорошую теплопроводность и высокую рабочую температуру. Гибкая, пластич-

ная сальниковая набивка обеспечивает легкий монтаж и хорошее уплотнение.

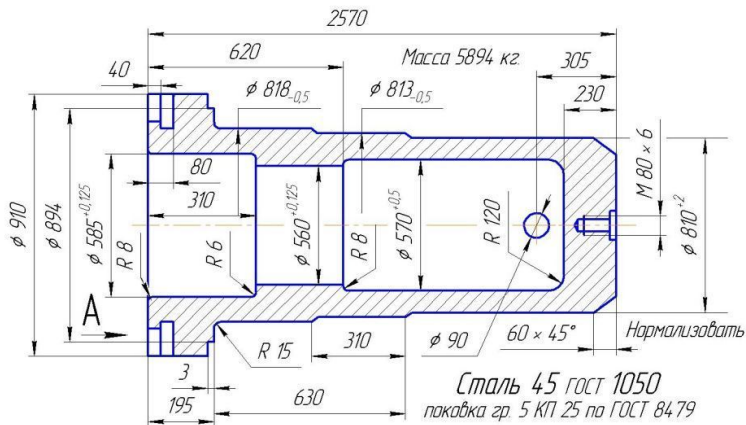
рН диапазон для графитонаполненной акриловой набивки от 0 ... 12, она может быть использована для уплотнения сред водных растворов, пара, кислот, щелочей, химических веществ, растворителей, спиртов, масел и смазок, и т.д.

Уплотнения резиновыми манжетами не рассматривалось, в виду того, что пресса работают на воде, в которой попадают твердые включения.

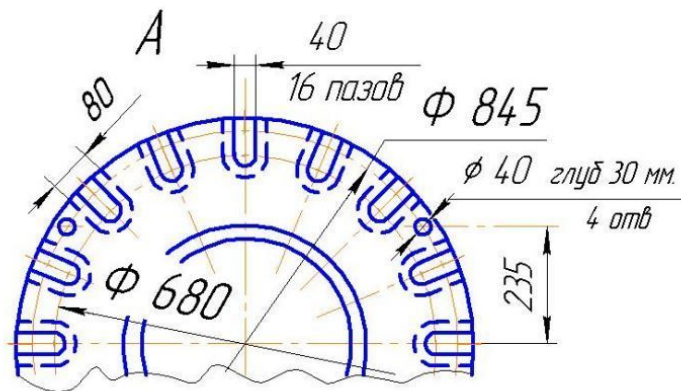
В таких условиях резиновые манжеты быстро выходят из строя, кроме того – при смене манжет, необходимо рассоединять плунжер с ползуном..

Демонтаж и подъем плунжера – долгая и трудоемкая операция. .

Конструкция цилиндра:



Цилиндр, в нижней части, имеет шестнадцать «Т» образных пазов для установки натяжных болтов. Четыре болта из них выполнены со сменными стержнями в виде шпилек, которые вворачиваются в головку. Для предварительной запрессовки уплотняющей набивки в головки вворачивают длинные шпильки.



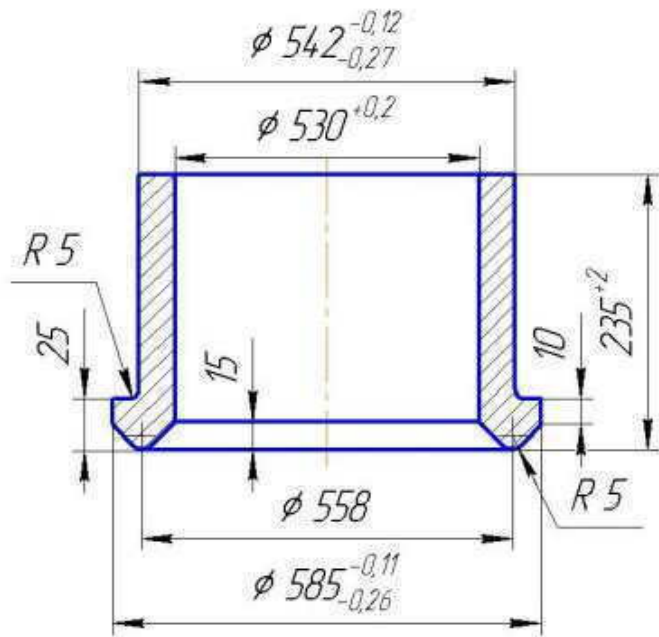
Окончательную запрессовку уплотнения ведут всеми болтами, при этом длинные шпильки заменяют короткими. (равными по длине рабочим болтам).

Болты затяжки сальника используются часто и относительно быстро изнашиваются. Для быстрой замены этих болтов, без износа при этом цилиндра, болты выполнены с « Т » образной головкой. Они просто закладываются в " Т " образный паз цилиндра.

Бронзовую втулку цилиндра – в цилиндр запрессовывают для уменьшения коррозии посадочного диаметра цилиндра.

Втулка
нажимного
фланца

Бронза
Бр010Ф1
ГОСТ 613

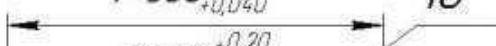


Втулка
цилиндра

Бронза
Бр010Ф1
ГОСТ 613

$\phi 560_{+0.040}^{+0.103}$

10°



На бронзовую втулку устанавливают пропитанное жиром кожаное уплотнительное « U » образное кольцо. Это кольцо – дань традиции – его можно заменить уплотнительным кольцом из вулколлана. Вулколлан – полиуретан высокой прочности на износ. На практике на заводе не проверяли. Фирма <http://www.unikom-service.ru/vulkollan/>.

Основное уплотнение плунжера – прожированная сальниковая набивка ГОСТ 5152-84...

Подвод воды выполнен сбоку цилиндра – так оказалось удобней при эксплуатации гидросети пресса.

На внешней поверхности цилиндра не должно быть никаких технологических или иных канавок – опыт показал – в канавках скапливается ржавчина и заклинивает цилиндр в верхней траверсе, демонтировать потом цилиндр из траверсы очень сложно.

Проверочный расчет

Проверочный расчет спроектированного цилиндра на рабочее давление

$$P = 220 \text{ кгс / кв.см.}$$

$$\text{Постоянная: Число } P_{ii} = 3,1415926535898\dots$$

Наиболее опасное сечение: Наружный Φ 818 мм ; $R_n = 40,9$ см.

Внутренний $D_{вн} - \Phi$ 585 мм. $R_v = 29,25$ см. Толщина стенки $S = 116,5$ мм.

Цилиндры пресса толстостенные – их рассчитывают по

формулам Ляме..

Цилиндр считается толстостенным если $S/D_{вн} \geq 1/20$;

В нашем случае цилиндр толстостенный. По Даркову стр 674...

Расчет ведется в зоне уплотнения набивкой.

Давление на набивку $P_n = 220 * 1,5 = 330$ кгс / кв.см...

Радиальное напряжение:

$$X = P * R_v * R_v / ((R_n * R_n) - (R_v * R_v))$$

$$Y = R_n * R_n / (R_v * R_v)$$

$B_r = X * (1 - Y)$... # Радиальное напряжение

...

$$X = 330 * 29,25 * 29,25 / ((40,9 * 40,9) - (29,25 * 29,25)) \dots$$

$$X = 345,47 \dots$$

$$Y = 40,9 * 40,9 / (29,25 * 29,25) \dots Y = 1,955217 \dots$$

$B_r = 345,47 * (1 - 1,955217)$... $B_r = -330$ кгс / кв.см... # Ради-

альное напряжение

....

$B_t = 345,47 * (1 + 1,955217)$... $B_t = 1020,94$ кгс / кв.см...#

Тангенциальное напряжение

...

$B_o = X = 345,47$... # Осевое напряжение

Эквивалентное напряжение (по энергетической теории):

$W = \sqrt{Z}$.. Функция извлечения квадратного корня из

числа Z...

Пример: $3 = \sqrt{9}$...

$$B_e = \sqrt{((B_r * B_r) + (B_t * B_t) + (B_o * B_o))}$$

$$((Br*Br)+(Br*Bo)+(Bt*Bo)))...$$

...

$$X=(Br*Br)+(Bt*Bt)+(Bo*Bo)...$$

$$X=(330*330)+(1020,94*1020,94)+(345,47*345,47)...$$

$$X=1270568...$$

$$Y=(Br*Bt)+(Br*Bo)+(Bt*Bo)...$$

$$Y=(-330*1020,94)+(-330*345,47)+(1020,94*345,47)...$$

$$Y=-98211,16...$$

$$Ve=\sqrt{X-Y}... \quad Ve=\sqrt{1368779}...Ve=1170 \quad \text{кгс} \quad /$$

кв.см... Эквивалентное напряжение ...

Вывод: Цилиндр прочен..

Программа расчета " Silindr " на Python-3 Автор С.Ф. Гаврилов :

Формулы По Даркову стр 674...

$$Rn=Dn/2$$

$$Rv=Di/2$$

.....

$$X=P*Rv*Rv/((Rn*Rn)-(Rv*Rv))$$

$$Y=Rn*Rn/(Rv*Rv)$$

$$Br=X*(1-Y) \quad \# \text{ Радиальное напряжение}$$

.....

$$Bt=X*(1+Y) \quad \# \text{ Тангенциальное напряжение}$$

.....

$$Bo=X \quad \# \text{ Осевое напряжение}$$

.....

Эквивалентное напряжение по энергетической тео-

рии...

$$X=(Br*Br)+(Bt*Bt)+(Bo*Bo)$$

$$Y=(Br*Bt)+(Br*Bo)+(Bt*Bo)$$

$$A=X-Y$$

$$Be=\text{math.sqrt}(A) \text{ \# Квадратный корень из " A "}$$

\#

\# Эквивалентное напряжение по третьей теории прочности...

$$X=1-((Rv*Rv)/(Rn*Rn))...$$

$$Be3=(2/X)*P...$$

\# Максимальное напряжение на внутренней стенке цилиндра.

$$Bem=1,7321*P*Rn*Rn/((Rn*Rn)-(Rv*Rv))...$$

Конец программы расчета на Python-3:

По формуле эквивалентного напряжения по третьей теории прочности...

$B\varepsilon = 1170$ кгс / кв.см... Цилиндр прочен...

Опорный поясок буртика цилиндра имеет вид кольца с наружным Φ 894 мм.

внутренним Φ 848 мм. Площадь кольца = 629, 36 кв. см.

При усилии цилиндра 480 000 кгс.

Удельное давление на опору = 762,7 кгс / кв.см...

Буртик цилиндра на срез по Φ 818 мм при толщине буртика 195 мм..

Площадь среза = 5011 кв.см. Напряжение среза = 95,8 кгс / кв.см...

Расчет буртика на изгиб: Рассчитываем как консоль, заделанную в стену.

Длина консоли $B = P_{ii} * 81,8 = 256,98$ см.

Высота сечения консоли $h = 19,5$ см.

Плечо консоли $L = (((84,8 + 89,4) / 4) - (81,8 / 2));$

$L = 2,65$ см. Нагрузка на консоль $F = 480000$ кгс..

Изгибающий момент $M = F * L = 480000 * 2,65 \dots M = 1272000$ кгс*см..

$G_{sf} = 461030/2725231222\dots$

Момент сопротивления изгибу сечения: $W = B * h * h / 6;$

$W = 256,98 * 19,5 * 19,5 / 6;$

$W = 16286$ куб.см.

Напряжение изгиба: $V_i = M / W; V_i = 1272000 / 16286;$

$V_i = 78,1$ кгс / кв.см...

Уплотнение штока сальниковой набивкой.

Коэф. высоты уплотняющей набивки в зависимости от диаметра плунжера

и по отношению к диаметру плунжера:

Диаметр плунжера	50	100	150	500	1000	2000
Коэф. высоты	0,16	0,115	0,080	0,030	0,019	0,012

Коэф. трения кожаных манжет по плунжеру $K = 0,07\dots 0,10\dots$

Коэф. трения шевронных резинотканевых манжет с углом

раствора 120 градусов

$$K = 0,025..$$

С углом раствора 90 градусов $K = 0,035..$

С углом раствора 60 градусов $K = 0,045..$

Пропитанная графитовой смазкой хлопчатобумажная набивка

коэф. трения $K = 0,2...$

Сила трения набивки об шток:

$$F_{тр} = 0,15 * K_{тр} * P_{ii} * D_{ш} * h_{п} * P...$$

Где: 0,15 – Коэф. учитывающий, что давление набивки о шток

уменьшается с высотой набивки.

$K_{тр}$ – коэф. трения набивки о шток.

$D_{ш}$ – диаметр штока.

$h_{п}$ – высота набивки.

P – давление на набивку (принимаем примерно 1,5 давления среды).

$K_{тр} = 0,05$ для шевронных манжет.. $K_{тр} = 0,2$ для пропитанной смазкой хлопчатобумажной набивки..

На сальниковую набивку фланец создает давление до величины

полутора рабочих давлений для создания герметичности.

Давление на набивку $P_n = 220 * 1,5 = 330$ кгс / кв.см...

Кольцевой зазор под набивку: Наружный Φ 585 мм..

Внутренний Φ 530 мм. Кольцевая площадь набивки $S = 481,65$ кв.см..

Усилие на набивку

$$F = P_n * S \dots F_b = 330 * 481,65 = 158945 \text{ кгс} \dots$$

Усилие на набивку создают 16 болтов М 39 шаг 4..

Болт М 39 шаг 4 имеет внутренний диаметр резьбы $D_{ir} = 34$ мм.

Расчетная площадь сечения $S_r = 9,08$ кв.см...

Гайки имеют размер под ключ $S = 60$ мм.

Описанный диаметр $\Phi 69,3$ мм..

Напряжение растяжения болта: $V_{rb} = F_b / (16 * S_r);$

$$V_{rb} = 158945 / (16 * 9,08) \dots$$

$$V_{rb} = 1094 \text{ кгс} / \text{кв.см} \dots$$

По ГОСТу испытательная нагрузка на один болт = 48800 кгс..

при рабочей нагрузке на прессе = 9934 кгс. Болт прочен.

По В.А. Михееву стр. 198:

Для давлений до 320 кгс / кв.см.. рекомендуют трубы $D_u = 70$..

стенка $S = 16$ мм..

Принимаем: подводящая труба ВД. наружный $\Phi 95$ мм.

стенка 18 мм

Сталь 20 ГОСТ 1050-88 цельнотянутая...

Принимаем: подводящая труба НД. наружный $\Phi 95$ мм.

стенка 10 мм

Сталь 20 ГОСТ 1050-88 цельнотянутая...

Расчет трубы

Проверочный расчет трубы высокого давления как тол-

стостенного цилиндра:

Наружный Φ 95.. Внутренний Φ 59 .. Стенка 18 мм..

Внутреннее давление 220 кгс/кв.см..

Расчет ведем по программе " Silindr ".

Результаты: Радиальное напряжение = -220..

Окружное = 496..

Осевое = 138..

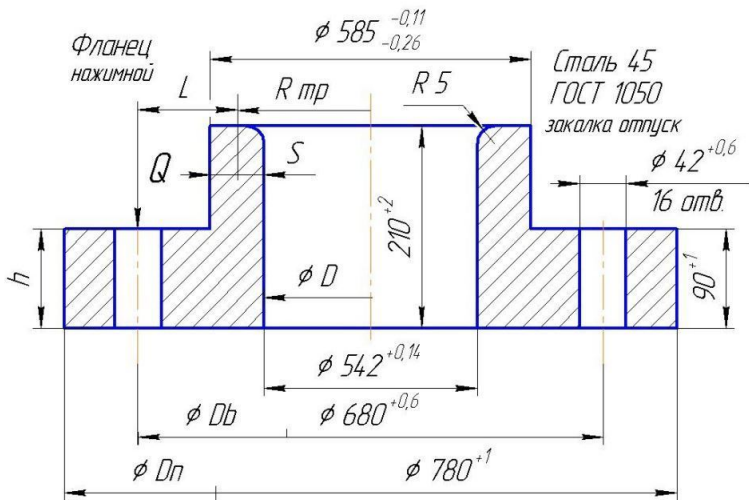
Эквивалентное = 620 кгс/кв.см.. Вывод: Труба прочна..

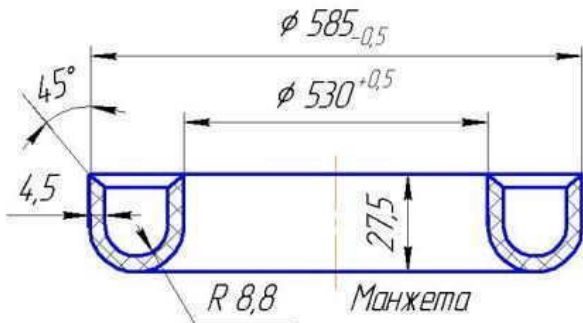
Трубы имеют явно завышенную толщину стенок. Это объясняется тем, что при работе пресса возникают сильные гидравлические удары. Подводящие трубы имеют несколько изгибов – при гидроударе возникают боковые силы сильно раскачивающие трубы.

Поэтому трубы нагружены давлением гидроудара и еще изгибными напряжениями. Фланцы труб тоже выполнены с учетом этих нагрузок.

Расчет фланца

Расчет нажимного фланца с воротником:





Кожа тяжелая ГОСТ 20836-75 хромовое дубл. РХС

По методике приводимой И.А. Биргером..

Программа расчета " Flan_Vor_B ". на Python-3 Автор

С.Ф. Гаврилов.

Где: $D_n = 78,0$ – наружный диаметр фланца см.

$D_{вн} = 55,5$ – внутренний диаметр фланца см.

$D_v = 58,5$ – наружный диаметр воротника см.

$D_b = 68$ – Диаметр центров болтов см.

$h = 9,0$ – толщина фланца см.

$Q = 158945$ – нагрузка от нажимных болтов в кгс.

Коэффициент $m \dots m = 1 / (1 + A * B * C) \dots$

Где:

$S = (D_v - D_{вн}) / 2 = 2,15$ см...

$R_{mp} = (D_v + D_{вн}) / 4 = 28,175$ см...

$A = 0,82 * (h / S) * (h / S) * (h / S) \dots$

$$A = 60,148666\dots$$

$$B = \sqrt{S / R_{mp}} \dots$$

$$B = 0,27624045\dots$$

$$C = \text{Lg}(D_n / D_{вн}) \dots$$

$$C = 0,158095316\dots$$

$$m = 1 / (1 + A * B * C) \dots$$

$$m = 0,27572274\dots$$

Окружное напряжение:

$$\sigma_{ок} = 0,83 * Q * L * (1 - m) / (D_{вн} * h * h * (\text{Lg}(D_n / D_{вн}))) \dots$$

$$\sigma_{ок} = 801,9 \text{ кгс / кв.см.} \dots \sigma_{ок} = 78,64 \text{ МПа} \dots$$

Изгибающее напряжение фланца:

$$\sigma_i = 6 * m * Q * L / (\pi * (D + S) * S * S) \dots$$

Где: $Q = 158945$ – нагрузка от нажимных болтов в кгс.

$m = 0,27572274\dots$ – коэф. конструкции рассчитан ранее.

Все остальные данные понятны из рисунка.

$$\sigma_i = 1871,74 \text{ кгс / кв.см.} \dots (\sigma_i = 183,55 \text{ МПа})$$

Напряжение изгиба должно быть не более 0,7 от напряжения текучести материала фланца..

Напряжение смятия буртика фланца:

$$\sigma_{см} = Q / S_k \dots$$

Где: $S_k = 380,61$ кв.см. ...

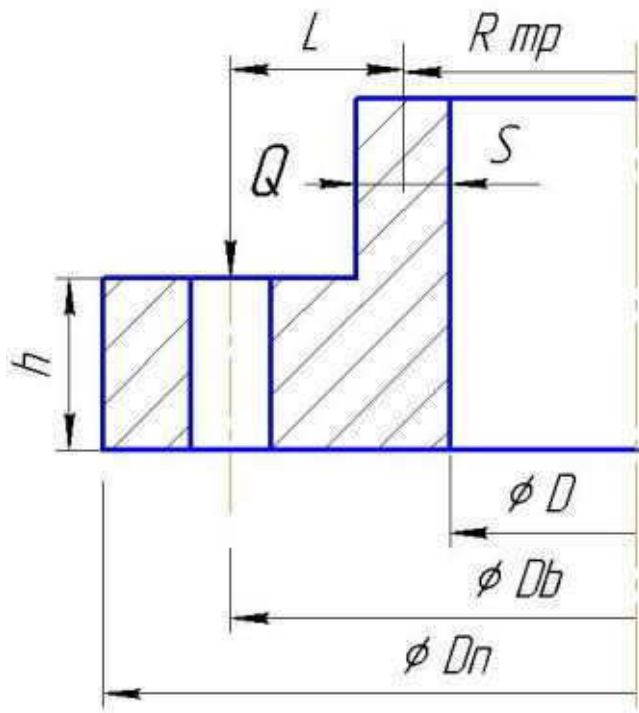
S_k – Площадь торца воротника фланца.

$$\sigma_{см} = 417,604 \text{ кгс / кв.см.} \dots (\sigma_{см} = 40,95 \text{ МПа})$$

Расчет нажимного фланца с воротником
(плоский фланец с прямой втулкой):

.....

Фланец с воротником:



Окружное напряжение:

$$\sigma_{ок} = 0,83 * Q * L * (1 - m) / (D_{вн} * h * h * (Lg(D_n / D_{вн})))...$$

$D_{вн} = D \dots$

Коэффициент $m \dots m = 1 / (1 + A * B * C) \dots$

Где:

$A = 0,82 * (h / S) * (h / S) * (h / S) \dots$

$B = \sqrt{ S / R_{mp} } \dots$ Квадратный корень..

$C = Lg(D_n / D_{вн}) \dots$ Десятичный логарифм...

Где: S – толщина стенки воротника..

h – толщина фланца

R_{mp} – средний радиус воротника.

D_n – наружный диаметр фланца

$D_{вн}$ – внутренний диаметр фланца.

$Lg(D_n / D)$ – Десятичный логарифм от значения $(D_n /$

$D) \dots$

$L = (D_b / 2) - R_{mp} \dots$ Плечо изгиба...

Таблица значений коэффициента “ m ” для фланца с воротником.

S/h	S / R _{mp} = 0,02				
	D _n / D _{BH}				
	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
1,0	0,991	0,980	0,966	0,956	0,948
0,9	0,988	0,973	0,954	0,941	0,929
0,8	0,982	0,962	0,936	0,917	0,902
0,7	0,974	0,943	0,907	0,881	0,860
0,6	0,959	0,913	0,880	0,823	0,795
0,5	0,931	0,860	0,782	0,730	0,693
0,4	0,874	0,758	0,647	0,581	0,536
0,3	0,747	0,570	0,437	0,369	0,329

S/h	S / R _{mp} = 0,1				
	D _n / D _{BH}				
	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
1,0	0,950	0,956	0,928	0,907	0,890
0,9	0,973	0,942	0,903	0,876	0,855
0,8	0,962	0,918	0,868	0,833	0,806
0,7	0,943	0,882	0,814	0,768	0,734
0,6	0,912	0,824	0,733	0,676	0,634
0,5	0,869	0,733	0,616	0,548	0,503
0,4	0,757	0,584	0,451	0,383	0,341
0,3	0,569	0,372	0,258	0,208	0,180

S/h	S / R _{mp} = 0,4				
	D _n / D _{BH}				
	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
1,0	0,961	0,916	0,865	0,829	0,801
0,9	0,947	0,889	0,824	0,780	0,747
0,8	0,936	0,872	0,806	0,762	0,730

Свободный фланец:

Напряжение в натяжных болтах фланца не должно превышать

0,6...0,9 от напряжения текучести материала..

...

Повторный расчет по методике расчетов для химической промышленности

В основном использованы формулы По ГОСТу Р52857-2007...

В формулах есть выражения типа: $X = 18 + Y..$ значит замена единиц измерения недопустима – иначе будет неверный результат...

Исходные данные:

Наружный диаметр фланца мм. $D_n = 780$

Внутренний диаметр втулки (трубы) мм. $D = 542$

Толщина стенки втулки мм. $S_o = 21,5$

Толщина фланца мм. мм. $h = 90$

Диаметр центров болтов мм. $D_b = 680$

Диаметр отверстий под болты мм. $d_o = 42$

Внутр. диаметр резьбы болта мм. $d_v = 34$

Число отверстий под болты $n = 16$

Усилие болтов на фланец в Ньютонах. $F = 1559250,45$

Средний диаметр прокладки мм. $D_{sp} = 563,5$

(Прокладки как таковой нет – это окружность приложения усилия).

Прокладочный коэф. $m = 2,5$

(при отсутствии данных принимаем $m = 4 \dots$)

Давление в трубе в МПа $P = 0,1$

(внутреннего давления на фланец нет – он сальниковый) .

Запас на коррозию в мм (на радиус) $c = 0,5$

Формулы пригодны для расчета при условии:

$D_n/D < 5 \dots$ и при условии: $(2 \cdot h / (D_n - D)) < 0,25 \dots$

.....

$Y1 = (2 \cdot d_o) + ((6 \cdot h) / (m \cdot p_k + 0,5)) \dots$

$Y2 = ((P_{ii} \cdot D_b) / n) / Y1 \dots$

$C_f = \sqrt{Y2} \dots$

Если C_f получится менее единицы – принимать $C_f = 1 \dots$

(Примечание Е.1 ... К.5 – это таблицы из ГОСТа)

$b = (D_b - D_{sp}) / 2 \dots$ # Е.1 стр 26...

$e = ((D_{sp} - D) - S_o) / 2 \dots$ # Е.4 стр 26...

$X1 = D \cdot S_o \dots$

$L_o = \sqrt{X1} \dots$ # Корень квадратный из $(X1) \dots$ # К.3 стр

32...

$K = D_n / D \dots$ # К.4 стр 32...

$X2 = \log_{10}(K)$ # Десятичный логарифм от (K)

$X3 = (K \cdot K \cdot (1 + (8,55 \cdot X2))) - 1 \dots$

$X4 = (1,05 + (1,945 \cdot K \cdot K)) \cdot (K - 1) \dots$

$b_t = X3 / X4 \dots$ # К.5 стр 32...

$X5 = 1,36 \cdot ((K \cdot K) - 1) \cdot (K - 1) \dots$

$b_u = X3 / X5 \dots$ # К.6 стр 32...

$X6 = 1 / (K - 1) \dots$

$$X=(5,72*K*K*X2)/((K*K)-1)....$$

$$X7=0,69+X....$$

$$by=X6*X7.... \# \text{ К.7 стр 32}...$$

$$bz=((K*K)+1)/((K*K)-1).... \# \text{ К.8 стр 32}...$$

$$X8=((0,91*h)+Lo)/(bt*Lo) \dots \# \text{ К.11 стр 33}...$$

$$X9=(0,55*h*h*h)/(bu*Lo*So*So)....$$

$$LL=X8+X9.... \# \text{ К.11 стр 33}...$$

Изгибное меридиональное напряжение

во втулке Bo :

$$Bo=M/(LL*(So-c)*(So-c)*De)... \text{ ф 30 стр 13}...$$

Радиальное напряжение в тарелке фланца Br :

$$Br((((1.33*0.91*h)+Lo)*M)/(LL*h*h*Lo*D) \dots \text{ ф 31 стр}$$

13...

Окружное напряжение в тарелке фланца Bt :

$$Bt=((by*M)/(h*h*D))-(bz*Br) \dots \text{ ф 32 стр 13}...$$

Окружное мембранное напряжение в сечении втулки

Bom :

$$Bom=(P*D)/(2*(So-c))... \text{ ф 39 стр 13}...$$

$$X7=Pii*dv*dv/4...$$

$$Brb=F/(X7*n)...$$

Brb – Напряжение растяжения болта.

$$Gsf = 461030/2725231222...$$

.....

$$De=D \# \text{ При } D \geq 20 * So \dots$$

$$De=D+So \# \text{ При } D < 20 * So \dots$$

$M=F*b$ # Изгибающий момент на фланце – ф 24 стр 13...

Эквивалентное напряжение № 1 – V_1

$V_1=(V_o-V_{om})+V_t$ # ф 48 стр 15...

Эквивалентное напряжение № 2 – V_2

$V_2=(V_o-V_{om})+V_r$

Эквивалентное напряжение № 3 – V_3

$V_3=(V_o+V_{om})$

Результаты расчета фланца:

Изгибное меридиональное напряжение во втулке = 162,31

МПа

Радиальное напряжение в тарелке фланца = 17,75 МПа

Окружное напряжение в тарелке фланца = 64,0 МПа

Окружное мембранное напряжение в сечении втулки =

1,3 МПа

Напряжение растяжения болтов = 107, 3367 МПа

Эквивалентное напряжение № 1 = 225,0 МПа

Эквивалентное напряжение № 2 = 178,8 МПа

Эквивалентное напряжение № 3 = 163,6 МПа

Примечание: Фланец сальника работает иначе, чем фланец трубного соединения.

Воротник фланца сальника скользит, практически без зазора, по штоку,

и не имеет возможности деформироваться изгибаясь, теряя форму.

Эта особенность позволяет выдерживать повышенные нагрузки по отношению к трубному фланцу.

Как видим – расчет по методике ГОСТу Р52857-2007... показывает большие значения напряжений, чем при расчете, использующем методику, приводимую И.А. Биргером..

Примечание: Изменение коэф. Cf при изменении прокладочного коэф. m – не значительно. При $m = 2,5$ коэф. Cf = 0,7111... При $m = 10$ коэф. Cf = 0,99...

.....

Расчет фланца дает ненадежные результаты.

По методикам разных авторов результаты расчета разнятся по величине

напряжений во фланце. В книге А.А Волошин Г.Т. Григорьев

Расчет и конструирование фланцевых соединений, имеет ряд опечаток

в формулах, что не позволяет рассчитать цельный фланец со втулкой.

Проверка на макете уменьшенного размера тоже не дает верных результатов

в виду одновременного действия напряжений по нескольким векторам, и разного нелинейного влияния изменения геометрических размеров на напряжения по разным векторам.

В некоторых случаях размеры фланцев можно принимать по данным ГОСТ 19535-74 ...

Расчет вкладыша

Расчет сдвигающего усилия на бронзовый вкладыш (втулку) нажимного фланца.

Предположим износ направляющих $C = 5$ мм. Вылет плунжера при начале

хода с рабочим усилием $L = 2480$ мм

Угол отклонения от вертикали $U = \arctan (C / L) \dots U = \arctan (5 / 2480) \dots$

$U = 0,1155$ градусов...

Боковое усилие на вкладыш при усиллии прессования $F = 480000$ кгс.

Равно: $F_b = F * \tan (U) \dots$

$F_b = 480000 * 0,002016 \dots F_b = 968$ кгс.

При коэф. трения « плунжер – вкладыш » $K = 0,2 \dots$

Усилие, сдвигающее вкладыш $F_s = F_b * K \dots F_s = 968 * 0,2 = 194$ кгс.

Усилие незначительное...

Величина смещения плунжера во втулке: $C_v = C * L_v / L \dots C_v = 5 * 350 / 2480 \dots$

$C_v = 0,7$ мм.

Где $L_v = 350$ мм – расстояние от центра вращения до края втулки.

На край втулки создается усилие $F_v = F_b * C / C_v \dots F_v = 968 * 5 / 0,7 \dots$

$F_v = 6914$ кгс.

Такая нагрузка быстро выведет втулку из строя.

Подобных зазоров, в направляющих ползуна, допускать

нельзя..

Конец ознакомительного фрагмента.

Текст предоставлен ООО «ЛитРес».

Прочитайте эту книгу целиком, [купив полную легальную версию](#) на ЛитРес.

Безопасно оплатить книгу можно банковской картой Visa, MasterCard, Maestro, со счета мобильного телефона, с платежного терминала, в салоне МТС или Связной, через PayPal, WebMoney, Яндекс.Деньги, QIWI Кошелек, бонусными картами или другим удобным Вам способом.