**Содержание**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

Расчетно-пояснительная записка

 Разраб.

Булдакова У.В.

 Провер.

Леонтьев А.П.

 Реценз.

 Н. Контр.

 Утверд.

Содержание

Лит.

Листов

24

 МХП-08

1. Введение…………………………………………………………………………..3
2. Задание………………………………………………………………………........5
3. Описание устройства кожухотрубчатого теплообменника с неподвижными трубными решетками…………………………………………………………….6
4. Расчет горизонтального теплообменного аппарата с неподвижными трубными решетками……………………………………………………………8
	1. Выбор материала………………………………………………………...8
	2. Расчет толщины стенки корпуса……………………………………....10
	3. Расчет толщины стенки эллиптического днища……………………...11
	4. Расчет толщины стенки распределительной коробки и плоской круглой крышки………………………………………………………..12
	5. Расчет развальцовочного соединения………………………………...13
	6. Расчет толщины трубной решетки…………………………………….16
	7. Расчет корпуса на устойчивость в местах установки опор…………..18
5. Список литературы……………………………………………………………..24
6. **Введение**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

Расчетно-пояснительная записка

 Разраб.

Булдакова У.В.

 Провер.

Леонтьев А.П.

 Реценз.

 Н. Контр.

 Утверд.

Введение

Лит.

Листов

24

 МХП-08

Процессы теплообмена имеют большое значение в химической, энергетической, металлургической, пищевой и других отраслях промышленности.

Кожухотрубные теплообменники относятся к наиболее распространенным аппаратам. Их применяют для теплообмена и термохимических процессов между различными жидкостями, парами и газами – как без изменения, так и с изменением их агрегатного состояния.

Кожухотрубные теплообменники появились в начале ХХ века в связи с потребностями тепловых станций в теплообменниках с большой поверхностью, таких, как конденсаторы и подогреватели воды, работающие при относительно высоком давлении. Кожухотрубные теплообменники применяются в качестве конденсаторов, подогревателей и испарителей. В настоящее время их конструкция в результате специальных разработок с учетом опыта эксплуатации стала намного более совершенной. В те же годы началось широкое промышленное применение кожухотрубных теплообменников в нефтяной промышленности. Для эксплуатации в тяжелых условиях потребовались нагреватели и охладители массы, испарители и конденсаторы для различных фракций сырой нефти и сопутствующих органических жидкостей. Теплообменникам часто приходилось работать с загрязненными жидкостями при высоких температурах и давлениях, и поэтому их необходимо было конструировать так, чтобы обеспечить легкость ремонта и очистки.

С годами кожухотрубные теплообменники стали наиболее широко применяемым типом аппаратов. Это обусловлено прежде всего надежностью конструкции, большим набором вариантов исполнения для различных условий

эксплуатации, в частности:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

Расчетно-пояснительная записка

- однофазные потоки, кипение и конденсация по горячей и холодной сторонам теплообменника с вертикальным или горизонтальным исполнением

- диапазон давления от вакуума до высоких значений

- в широких пределах изменяющиеся перепады давления по обеим сторонам вследствие большого разнообразия вариантов

- удовлетворение требований по термическим напряжениям без существенного повышения стоимости аппарата

- размеры от малых до предельно больших (5000 м2)

- возможность применения различных материалов в соответствии с требованиями к стоимости, коррозии, температурному режиму и давлению

- использование развитых поверхностей теплообмена как внутри труб, так и снаружи, различных интенсификаторов и т.д.

- возможность извлечения пучка труб для очистки и ремонта

1. **Описание устройства кожухотрубчатого теплообменника с неподвижными трубными решетками.**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

Расчетно-пояснительная записка

 Разраб.

Булдакова У.В.

 Провер.

Леонтьев А.П.

 Реценз.

 Н. Контр.

 Утверд.

Описание устройства кожухо- трубчатого теплообменника с непонеподвижными трубными решетками.

Лит.

Листов

24

 МХП-08

Кожухотрубчатые теплообменники наиболее широко используют благодаря простоте конструкции и технологии изготовления.

Изготавливают кожухотрубчатые теплообменники следующих типов:

- с неподвижными трубными решетками (с жестким кожухом и жестко закрепленными решетками);

- с температурным компенсатором на кожухе;

- с плавающей головкой;

- с U-образными теплообменными трубками;

- с плавающей головкой и компенсатором на ней;

В зависимости от назначения эти аппараты могут быть подогревателями, холодильниками, конденсаторами и испарителями. Для увеличения скорости движения теплоносителей, а следовательно, и повышения коэффициента теплоотдачи изготавливают двух-, четырех-, шести-, и двенадцатиходовые теплообменники.

 **Кожухотрубчатый теплообменник жесткого типа**

Двухходовой горизонтальный теплообменник жесткого типа состоитиз цилиндрического сварного кожуха, трубного пучка, распределительной камеры и крышек . Трубный пучок образован трубами 6, закрепленными в двух трубных решетках; последние приварены к корпусу. Крышки, распределительная камера и кожух соединены фланцами.

Распределительная камера имеет вводный и выводной штуцера для теплоносителя, подаваемого в трубное пространство, и перегородку для

образования двух ходов по трубам. Назначение штуцеров (вводной и выводной) принято условно, так как схема подключения аппарата зависит от агрегатного состояния теплоносителя.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

Расчетно-пояснительная записка

Кожух тоже снабжен штуцерами и для ввода и вывода теплоносителя, подаваемого в межтрубное пространство. Кожух установлен на двух седловых опорах. Для обеспечения зигзагообразного движения теплоносителя в межтрубном пространстве установлены перегородки, зафиксированные стяжками.

Первый теплоноситель через штуцер направляется в распределительную камеру, откуда проходит через верхние трубки пучка и после поворота в правой крышке по нижним трубкам выход в нижнюю часть распределительной камеры, а затем в ее выводной штуцер. Второй теплоноситель через штуцер кожуха попадает в межтрубное пространство и благодаря наличию перегородок проходит зигзагообразно до выводного штуцера.

В результате через поверхность трубного пучка проходит теплопередача от горячего теплоносителя к холодному. Зигзагообразное движение второго теплоносителя обеспечивает поперечное омывание трубок, увеличивает коэффициент теплопередачи. Для защиты труб от истирания движущейся средой внутри кожуха напротив вводного штуцера установлен обтекатель, который представляет собой изогнутую стальную пластину, приваренную к кожуху.

Вследствие жесткого скрепления трубных решеток к кожуху и труб к решеткам под действием разности температур и соответственно удлинения труб и кожуха в местах их крепления возникают температурные напряжения.

При пуске теплообменников жесткого типа, как правило, сначала направляют среду в межтрубное пространство, так как корпус и трубы имеют одинаковую температуру (температурные напряжения отсутствуют), а затем вводят среду в трубы. При остановке среды аппарата доступ среды прекращают в обратном порядке.

1. **Расчет горизонтального теплообменного аппарата с неподвижными трубными решетками**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

Расчетно-пояснительная записка

 Разраб.

Булдакова У.В.

 Провер.

Леонтьев А.П.

 Реценз.

 Н. Контр.

 Утверд.

Расчет горизонтального теплообменного аппарата с неподвижными трубными решетками

Лит.

Листов

 МХП-08

**4.1 Выбор материала**

Выбор материалов для изготовления нефтезаводской аппаратуры и оборудования определяется рядом факторов, которые можно разделить на две группы: а) зависящие от внешних рабочих условий; б) связанные со свойствами данного материала.

К факторам первой группы относятся температура, давление и свойства среды.

При повышение или понижение температуры и давления ухудшаются механические свойства металлов. Так же повышение давления и температуры приводит к интенсификации сернистой и водородной коррозии. Поэтому применение углеродистые стали обыкновенного качества зачастую становится не рациональным. При выборе материалов необходимо учитывать коррозионное и эрозионное воздействие среды, особенно повышенное требование предъявляют при выборе материалов для изготовления аппаратов, предназначенных для работы с взрывоопасными веществами.

Ко второй группе факторов относятся физико-механические и технологические свойства металлов.

Наиболее важными характеристиками механических свойств при выборе материалов являются предел прочности и временное сопративление σв, предел текучести σт, относительное удлинение δ, относительное сужение ψ, модуль упругости Е, коэффициент Пуассона μ, ударная вязкость αн.

Наиболее важными технологическими свойствами материалов, которые следует учитывать при их выборе, является свариваемость, обрабатываемость давлением и резанием.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

Расчетно-пояснительная записка

В виду вышеизложенного примем: корпус, распределительная камера, крышки теплообменника, трубные решетки из стали ВСт3сп, трубы – сталь 20.

**4.2 Расчет толщины стенки корпуса**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

10

Расчетно-пояснительная записка

Допускаемое напряжение определяется по следующим формулам:

 $\left[σ\right]=σ\_{т}/n\_{т}$ , $\left[σ\right]=σ\_{в}/n\_{в}$ (1)

где σт=250 Мпа, σв=380 Мпа [табл. 6 Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов, 1978]. Принимаем наименьшее значение.

 Коэффициент запаса прочности по пределу текучести должен быть не менее nт=1,5; коэффициент запаса по приделу прочности должен быть не менее nв=2,6

$$\left[σ\right]=\frac{σ\_{т}}{n\_{т}}=\frac{250}{1,5}=167 МПа$$

$$\left[σ\right]=\frac{σ\_{в}}{n\_{в}}=\frac{380}{2,6}=146 МПа$$

 Принимаем [σ]=146 Мпа.

 Рассчитаем полную толщину стенки корпуса с учетом прибавки на коррозию.

 $s=\frac{Р\_{корп∙}D\_{в}}{2\left[σ\right]φ+Р\_{корп}}+C$ (2) где φ – коэффициент прочности сварных швов, принимаем φ=0,95;

 С – прибавка на коррозию, принимаем С=4 мм;

$$s=\frac{2,4∙10^{6}∙1,2}{2∙146∙10^{6}∙0,95-2,4∙10^{6}}+0,004=0,0141 м$$

Принимаем толщину стенки корпуса s=16мм. Толщина стенки не превышает 10% от внутреннего диаметра, значит аппарат является тонкостенным.

* 1. **Расчет толщины стенки эллиптического днища**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

11

Расчетно-пояснительная записка

По форме различают днища полушаровые, коробовые эллиптические, сферические и конические. Эллиптические днища преимущественно применяют в аппаратуре, так как по форме они более выгодны в прочностном отношении. Это объясняется тем, что распределение напряжений в них более равномерное вследствие постепенного и непрерывного изменения радиусов кривизны в направлении от центра к краю.

Толщина стенки определяется в его вершине, где поверхность имеет наибольший радиус кривизны $ρ\_{max}=R=D\_{в}^{2}/4H$ по формуле:

 $s=\frac{Р\_{корп∙}R}{2\left[σ\right]φ-0,5Р\_{корп}}+C$ (3)

Для стандартных днищ с R=Dв и H=0,25Dв толщина стенки днищ близка к толщине стенки цилиндрической части корпуса.

Значения допускаемого напряжения [σ], φ и С принимаем такими же, как и в формуле (2)

$$s=\frac{2,4∙10^{6}∙1,2}{2∙146∙10^{6}∙0,95-0,5∙2,4∙10^{6}}+0,004=0,0141 м$$

Принимаем толщину стенки эллиптического днища равную S=15 мм.

**4.4 Расчет толщины стенки и плоской круглой крышки распределительной коробки.**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

Расчетно-пояснительная записка

Плоская круглая крышка работает на изгиб как тонкая пластина, равномерно нагруженная по площади давлением Р. В пластине действуют равномерно распределенные по окружностям удельные изгибающие моменты.

В общем случае толщина плоской круглой крышки зависит от способа закрепления, и ее определяют по формуле:

 $s=kD\sqrt{\frac{P\_{тр}}{[σ]}}+C$ (4)

Здесь величина коэффициента k зависит от конструкции крышки: принимаем k=0,40 для крышки с прокладкой по всей поверхности фланца. Значение D=Dб=0,915м, Dф=0,955м. [табл. 21.12 Лащинский А.А. Справочник основы конструирования и расчета химической аппаратута, 2008 г.]

$$s=0,40∙0,915\sqrt{\frac{1,6∙10^{6}}{146∙10^{6}}}+0,004=0,0406 м$$

 Толщина плоской круглой крышки распределительной камеры s=46 мм.

Рассчитаем полную толщину стенки распределительной коробки с учетом прибавки на коррозию.

 $s=\frac{Р\_{тр∙}D\_{в}}{2\left[σ\right]φ+Р\_{корп}}+C$ (5)

где φ – коэффициент прочности сварных швов, принимаем φ=0,95;

 С – прибавка на коррозию, принимаем С=4 мм;

$$s=\frac{1,6∙10^{6}∙1,2}{2∙146∙10^{6}∙0,95-1,6∙10^{6}}+0,004=0,011 м$$

Принимаем толщину стенки распределительной коробки равной толщине стенки корпуса аппарата: s=16мм.

 **4.5 Расчет развальцовочного соединения**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

Расчетно-пояснительная записка

Обычно трубы соединяют с трубной решеткой на развальцовке. Развальцовочное соединение должно обеспечить необходимые прочность и плотность. Прочность соединения оценивают усилием вырывания трубы из гнезда, плотность – давлением среды, до которого сохраняется герметичность.

 

Рис.1.Схема к расчету усилий в трубах.

При развальцовке конец трубы обычно выступает на 3-5 мм из гнезда. Это повышает плотность и прочность соединения

Для обеспечения качественной развальцовки и возможности смены труб при ремонте решетки изготавливают из материала большей твердости, чем трубы.

Диаметр отверстия определяется допусками на размеры труб и отклонениями при изготовлении отверстий. В качественном развальцовочном соединении зазор между трубой и отверстием должен быть минимальным.

Трубы обычно развальцовывают на глубину 1,5dн или, если толщина решетки меньше этого значения, на полную глубину отверстия. При этом со стороны межтрубного пространства предусматривают развальцовку пояска трубы шириной 0,75dн . Это позволяет избежать проникновения среды в щель между трубой и решеткой и возникновения щелевой коррозии.

В случаях когда требуется повышенная герметичность, трубы можно развальцовывать и обваривать.

При расчете развальцовочного соединения проводят проверку труб на вырывание.

В общем случае необходимо учитывать одновременное действие давлений Ркорп и Ртр. Давление в корпусе теплообменника Ркорп стремиться выпучить трубные решетки наружу, а давление в трубах Ртр – внутрь. Трубы удерживают трубные решетки и от давления Ркорп подвергаются растяжению. При действии давления Ртр в случае достаточно жестких трубных решеток, все трубы так же работают на растяжение; при значительном прогибе трубных решеток под действием давления Ртр расположенные в центральной части трубной решетки, могут оказаться сжатыми. Кроме давления, на трубы действуют температурные усилия. Так, если трубы нагреты больше, чем корпус, то в них возникают сжимающие напряжения и они подвергаются продольному изгибу, поэтому развальцовочное соединение работают на вырыв труб из решетки.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

Расчетно-пояснительная записка

Осевое усилие Q от давлений в трубном и межтрубном пространстве является результирующей нагрузок: от давления Ртр на крышку теплообменника (Q1), на трубную решетку со стороны распределительной камеры (Q2), а также распорной силы от давления Ркорп со стороны межтрубного пространства на трубную решетку (Q3), т.е.

 $Q=Q\_{1}-Q\_{2}+Q\_{3}$ (6)

 $Q\_{1}=P\_{тр}\frac{πD\_{в}^{2}}{4}$ (7)

 $Q\_{2}=P\_{тр}\frac{π}{4}(D\_{в}^{2}-nd\_{в}^{2})$ (8)

 $Q\_{3}=P\_{корп}\frac{π}{4}(D\_{в}^{2}-nd\_{н}^{2})$ (9)

Подставляя выражения нагрузок (7) – (9) в формулу (6) получим

 $Q=P\_{корп}\frac{π}{4}\left(D\_{в}^{2}-nd\_{н}^{2}\right)+P\_{тр}n\frac{π}{4}d\_{в}^{2}$ (10)

$$Q=2,4∙10^{6}\frac{3,14}{4}\left(1,2^{2}-486∙0,025^{2}\right)+1,6∙10^{6}∙486\frac{3,14}{4}∙0,02^{2}=2,38 МПа$$

Если не учитывать, что часть осевой нагрузки от давления воспринимает корпус, и считать, что вся нагрузка приходиться на трубы, то усилие на одну трубу при условии равномерного распределения нагрузки на трубы

$q=\frac{Q}{n}=\frac{2,383}{486}=0,005 МПа$ (11)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15

Расчетно-пояснительная записка

Удельная нагрузка то давления на единицу длины окружности развальцовки(МН/м)

$σ\_{о}=\frac{q}{πd\_{н}}=\frac{0,005∙10^{6}}{3,14∙0,025}=0,063МПа$ (12)

При относительно толстых решетках проверку труб на вырывание из гнезда можно вести с учетом глубины развальцовки по удельной нагрузки

$σ^{,}=\frac{q}{h∙d\_{H}}=\frac{0,005∙10^{6}}{0,05∙0,025}=4МПа$ (13)

При таком расчете допускаемая удельная нагрузка на единицу площади условной поверхности контакта трубы с гнездом при развальцовке в отверстиях без канавок не должна превышать 12 МПа.

То есть σ'=4<12 МПа. Прочность обеспечена.

**4.6 Расчет толщины трубной решетки**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

Расчетно-пояснительная записка

Для обеспечения надежной развальцовки труб, сохранения формы отверстий необходима достаточная площадь сечения простенка решетки между соседними трубами

 $f\_{м}=\left(t-d^{'}\right)h$ (14)

где t – шаг труб, d’ – диаметр отверстия в трубной решетке, h – толщина трубной решетки без прибавки на коррозию.

Шаг труб *t* обычно принимают в зависимости от их наружного диаметра *dH*: *t*=26мм при *dH*=20мм; *t*=32мм при *dH*=25мм. Для труб диаметром от 17 до 60мм шаг находится по следующей формуле:

*t* =1,2*dH* + 2мм (15)

 *t* =1,2\*20+ 2=26мм

 По практическим данным при развальцовке труб наименьшее значение fм (мм2) определяют в зависимости от dн по формуле

 $f\_{м}=4,35d\_{н}+15$ (16)

 Таким образом, из условия надежности развальцовки труб толщина решетки с учетом прибавки на коррозию

 $h=\frac{f\_{м}}{t-d^{'}}+C$ (17)

где d’ =25,4 мм, $f\_{м}=4,35∙20+15=102$ прибавка на коррозию с двух сторон С=2\*3 мм.

$$h=\frac{102}{32-25,4}+2\*3=21,4 мм$$

Примем 30мм.

В теплообменниках с неподвижными трубными решетками трубы связывают и поддерживают трубные решетки, предохраняя из от изгиба.

При расчете трубной решетки аппарата, считают, что нагрузка от труб равномерно распределена по площади решетки. На решетку действуют нагрузки Q2 и Q3 от давлений соответственно в трубном Ртр и межтрубном Ркорп пространствах.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

17

Расчетно-пояснительная записка

Суммарная нагрузка на площадь трубной решетки

 $Q\_{р}=Q+Q\_{2}-Q\_{3}$ (18)

Подставляя значение Q по формуле (6)

 $Q\_{р}=Q\_{1}$ (20)

Подставляя значения составляющих, получаем

 $Q\_{p}=P\_{т}\frac{πD\_{в}^{2}}{4}$ (21)

$$Q\_{p}=1,6∙10^{6}\frac{3,14∙1,2^{2}}{4}=1,8 МПа$$

Расчетное давление на трубную решетку находим по нагрузке Qp

 $P\_{p}=\frac{4Q\_{p}}{πD\_{в}^{2}}$ (22)

$$P\_{p}=\frac{4∙1,8∙10^{6}}{3,14∙1,2^{2}}=1,9 МПа$$

Толщину трубной решетки определяют по формуле

 $h=\frac{D}{4,7}\sqrt{\frac{P\_{p}}{[σ]φ\_{p}}}+C$ (23)

φр – коэффициент прочности решетки учитывает ослабление сечения решетки отверстиями под трубы, определяют в зависимоcти от шага t, и диаметра d отверстий по формуле

$φ\_{р}=\frac{t-d}{t}=\frac{32-25,4}{32}=0,206$ (24)

$$h=\frac{1,2}{4,7}\sqrt{\frac{1,9∙10^{6}}{146∙10^{6}∙0,206}}+2∙0,003=0,068м$$

Толщина трубной решетки h=68 мм.

Примем толщину трубной решетки 70мм.

**4.7 Расчет корпуса на устойчивость в местах установки опор**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

Расчетно-пояснительная записка

На предприятиях нефтегазопереработки, нефтехимии и других отраслях промышленности часто встречаются случаи установки аппаратов в горизонтальном положении на межэтажных перекрытиях, на высоких металлических или железобетонных опорных конструкциях. Такие аппараты (испарители с паровым пространством, кожухотрубчатые теплообменники различных конструкций, горизонтальные емкости для хранения нефтепродуктов, сепараторы, электродегидраторы и др.) снабжают двумя или более опорными лапами (двумя или более). Условия их работы, материал и типы опор весьма разнообразны. Однако во всех случаях усилия от опор создают нормальные напряжения по сечениям перпендикулярно образующим аппарата (как балки, лежащие на опорах) и по сечениям вдоль образующих аппарата. Вследствие этого сечение может потерять правильную цилиндрическую форму, т. е. смяться.

Величина изгибающих напряжений зависит от жесткости корпуса аппарата, числа опор, расстояния между ними, способов опирания, величины центрального угла, т. е. от конструкции опоры, способа закрепления на ней, а иногда и от окружающей среды – влияния солнечного нагрева, мороза и т д.

В зависимости от способа установки опоры в корпусе аппарата возникают местные сжимающие и растягивающие напряжения, вызывающие изгибы в сечении аппарата; поэтому необходимо учитывать их и принимать соответствующие меры для предохранения сечения от смятия и других видов деформации.

Расчетная нагрузка, воспринимаемая опорой аппарата, определяется по максимальной силе тяжести его в условиях эксплуатации или гидравлического испытания (при заполнении аппарата водой) с учетом возможных дополнительных внешних нагрузок от силы тяжести трубопроводов, арматуры, внутренней или внешней изоляции, привода перемешивающих устройств и т.д.

Рассчитаем максимальный вес аппарата

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

19

Расчетно-пояснительная записка

G max = Gцил + Gднищ + Gр.к. + Gпл.кр. + Gтр + Gизол + Gводы + Gштуц. (25)

Масса корпуса теплообменника:

(26)

Поверхность эллиптического днища, его вес и объём жидкости в днище принимаем: *Fдн* = 1,83 *м2*; *mдн* =193 *кг*, *Vдн* = 0,305*м3*, hдн=300мм, h=70мм-высота отбортовки. [табл. 2,3. Методические указания для контрольных работ «Расчет опор горизонтальных аппаратов»].

Масса распределительной коробки:

 (27)

Масса плоской крышки:

 (28)

Масса трубного пучка и трубных решеток:

(29)

Масса изоляции:

*mиз =*(*Dн⋅l⋅* + *Fдн*/*π* +*Dн⋅lр.к* +*DФ2*/4) *π⋅δиз⋅pиз* (30)

*mиз* = (1,228⋅6+1,83/3,14+1,228⋅0,55+0,9552/4)⋅550⋅0,15⋅3,14 =2293 *кг*.

Масса воды (при гидравлическом испытании):

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20

Расчетно-пояснительная записка

 (31)

Примем массу воды *mводы* = 7130 кг.

Массу штуцеров, внутренних перегородок принимаем из расчета 5-10% от массы металла аппарата:

mштуц=( mцил + mднищ + mр.к. + mпл.кр. + mтр)⋅0,1 (32)

mштуц =(4311+193+203+258+5300) ⋅0,1=1026,5кг.

Максимальный вес аппарата:

m max=4311+193+203+258+5300+2293+7130+1026,5=20714,5кг (33)

G max=0,20714,5(МН) (34)

где *Dн, Dвн* – соответственно наружный и внутренний диаметры аппарата, *м;*

*ρмет* – плотность металла, *кг/м3*.

*ρводы*- плотность воды,кг/м3.

Опоры размещают таким образом, чтобы консольные части аппарата максимально разгружали и опоры и пролеты, т. е. чтобы опорные и пролетные изгибающие моменты имели минимальные значения.



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

Расчетно-пояснительная записка

Рис.2. Схема к расчету корпуса горизонтального аппарата.

 Расчетная длина сосуда равна сумме *lцил*( *м* )цилиндрическойчасти и удвоенной приведенной длине *lприв( м )* выпуклой части днищ.

Так как днище имеют элиптическую форму, то так называемая приведенная длина *lприв*, заменяющая высоту днища длиной эквивалентного ему по объему и весу цилиндра, определяется по приближенной формуле:

 ** (35)

$$l\_{прив}^{дн}=\frac{1030+0,305∙1000∙9,81}{0,785[7850∙\left(1,228-1,2^{2}\right)+1000∙1,2^{2}]∙9,81}=0,22 м$$

Определим приведенную длину плоской крышки аналогично:

(36)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

Расчетно-пояснительная записка

$$l\_{прив}^{кр}=\frac{258∙9,81}{0,785[7850∙\left(1,228-1,2^{2}\right)+1000∙1,2^{2}]∙9,81}=0,13 м$$

Нагрузка на единицу длины аппарата

 ****** (37)

где: *Gап -*  максимальный вес аппарата с учетом веса изоляции, внутренних устройств аппарата и воды при гидроиспытании ( в *Мн* );

 *а* - расчетная длина аппарата, равная сумме цилиндрической части аппарата, приведенной длины днища и приведенной длины плоской крышки(в *м*), т. е.

*а = lцил* + *lднприв* + *lкрприв* (38)

$$a=6+0,55+0,22+0,13=6,9 м$$

# Для аппарата на двух опорах реакции опор равны половине общей нагрузки

** (39)

Нагрузка на единицу длины аппарата:

****** (40)

Изгибающие моменты в середине аппарата – *М1* и под опорами *М2*  соответственно равны

*Мн ⋅м* (41)  *Мн ⋅ м* (42)

*в =* 0,207 ⋅ а=0,207 ⋅ 6,9=1,428. (43)

Напряжения изгиба в середине аппарата определяется по формуле:

*W = 0,8 (Dв+ S)∙ (S – Cк)=*0,8(1,2+0,024)(0,024-0,004)=0,023м3(44)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

Расчетно-пояснительная записка

*-* момент сопротивления изгибу материала в середине корпуса аппарата (*м3*).

** (45)

т.е. напряжения ничтожно малы. Поэтому на устойчивость корпус не проверяем.

Напряжения на изгиб в стенке корпуса от действия реакции опоры *σ опизг (Мн /м2)* определяется по формуле:

 (46)

** (47)

*В = в΄ + 2⋅ 30⋅(S – Cк)*=0,24+2*·*30*·*0,012=1,44 м (48)

- расчетная ширина опоры, (*м*);

*в΄* = *0,2·Dв*=0,2*·*1,2=0,24м (49)

- ширина опоры, (*м*).

Предполагается, что в работе участвует стенка аппарата, имеющая длину, равную ширине опоры и участка протяженностью *30-и* толщин с каждой стороны опоры.

Мн/м2 (50)

- следовательно не требуется усилить стенку над опорой накладкой.

 **Список литературы**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

24

Расчетно-пояснительная записка

 Разраб.

Булдакова У.В.

 Провер.

Леонтьев А.П.

 Реценз.

 Н. Контр.

 Утверд.

Список литературы

Лит.

Листов

24

 МХП-08

1. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 3-е издание, стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
2. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперабатывающих заводов. Учебник для студентов вузов. Издание 2-е. М.: Машиностроение, 1978. 328с.
3. Методические указания для контрольных работ «Расчет опор горизонтальных аппаратов» по курсу «Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли» для студентов специальности 170500 –«Машины и аппараты химических производств» очной и заочной форм обучения