Задание на проектирование

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ п/п** | **Наименование исходных данных** | **Обозначение** | **Единицы измерения** | **Величина параметров** |
| 1 | Внутренний диаметр аппарата | Дв | мм | 1000 |
| 2 | Высота обечайки | Н | мм | 2000 |
| 3 | Давление в аппарате | Р | МПа | 0,8 |
| 4 | Температуры среды в аппарате | t | oC | 160 |
| 5 | Среда | - | глицерин | |
| 6 | Водный раствор | - | % | 20 |
| 7 | Плотность среды | ρ | кг/м3 | 1050 |
| 8 | Вид днища | - | коническое, α=450 | |
| 9 | Диаметр выходного штуцера | Д0 | мм | 50 |
| 10 | Давление в рубашке аппарата | Рруб | МПа | 0,2 |
| 11 | Потребляемая мощность мешалки | Nм | кВт | 7,6 |
| 12 | Угловая скорость мешалки | nN | об/мин | 240 |
| 13 | Срок эксплуатации | τ | год | 20 |

Рассчитать основные элементы корпуса аппарата: обечайка, днище, крышка, мотор-редуктор, фланец, патрубок, перемешивающее устройство, штуцер, технологическое отверстие, рубашка, уплотнение, материал аппарата, опоры аппарата.

**Введение**

Развитие химической и нефтехимической промышленности требует создания новых высокоэффективных, надежных и безопасных в эксплуатации технологических аппаратов. Применение веществ, обладающих взрывоопасными и вредными свойствами, ведение технологических процессов под большим избыточным давлением и при высокой температуре обусловливает необходимость детальной проработки вопросов, связанных с выбором средств защита для обслуживающего персонала, с прочностью и надежностью узлов и деталей аппаратов. Перед химическим машиностроением поставлена задача создания и выпуска высокопроизводительного оборудования. Химическое машиностроение должно внести большой вклад в развитие топливно-энергетического комплекса нашего государства.

Темой проекта является проектирование аппарата, нагруженного внутренним и наружным давлением, и привода для механического перемешивающего устройства аппарата. В ходе проектирования производился расчет основных элементов аппарата в соответствии с рис. 1, находящихся под внутренним и наружным давлением с заданной рабочей средой и температурой.

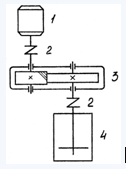


Рис. 1. Кинематическая схема привода: 1-электродвигатель (асинхронный); 2-муфта (упругая); 3-одноступенчатый косозубый редуктор; 4-аппарат с мешалкой.

К перемешивающему устройству подбирался привод, для которого выполнялся кинематический, энергетический и силовой расчеты. Определялись основные размеры деталей передачи из условий прочности и жесткости, а также подбирались подшипники и муфты.

**1. Основная часть**

## Расчет оболочек нагруженных внутренним и внешним давлением

Во многих технологических процессах применяют емкостные аппараты с мешалки, которые работают под давлением в соответствии с рис. 1.1.

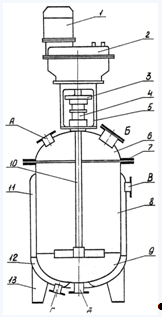


Рис. 1.1. Аппарат с мешалкой и её приводом: 1-электродвигатель; 2-редуктор; 3-муфта; 4-уплотнение; 5-стойка; 6-крышка; 7-фланцы; 8-обечайка; 9-днище; 10-мешалка; 11-рубашка; 12-днище рубашки; 13-опоры. Штуцеры: А - вход продукта; Б - люк; В - вход теплоносителя; Г - выход теплоносителя; Д - выход продукта.

Основным элементом аппарата является его цилиндрическая часть - обечайка **8**. Вертикальное исполнение тонкостных цилиндрических аппаратов более выгодно, чем горизонтальное (в горизонтальных аппаратах появляются дополнительные изгибающие напряжения от силы тяжести самого аппарата и среды). Вертикальная обечайка закрывается днищем **9** снизу и крышкой сверху. В отличие от днищ, имеющих неразъемное соединение, крышки **6** являются отъемными частями, аппаратов. Днища и крышки изготавливают из тех же материалов, что я обечайки. Присоединение к аппаратам крышек и соединение отдельных частей аппарата осуществляется с помощью фланцев **7**. Герметичность фланцевых соединений обеспечивается прокладками. Трубопроводы и контрольно-измерительные приборы присоединяются к аппаратам с помощью штуцеров, чаще фланцевых, реже резьбовых. Для осмотра аппарата, загрузки сырья и очистки аппарата, а также для сборки и разборки внутренних устройств служат люки **Б**. При съемных крышках аппараты могут быть без люков. Аппараты устанавливаются на фундаменте с помощью лап и опор **13**. Перемешивание жидких сред в аппаратах производится либо механическими, либо пневматическими способами. Механическое перемешивание осуществляется мешалками **10**. Для приведения во вращение механического перемешивающего устройства служит привод, состоящий из электродвигателя **1**, редуктора **2** и муфт **3**. Устанавливается редуктор на крышке вертикального аппарата с помощью стойки и опоры **5**. Вал перемешивающего устройства вводится в аппарат через уплотнение **4**, обеспечивающее герметичность. Уплотнение вала производится с помощью сальника, либо торцевым уплотнением. Жидкость вводится в аппарат через штуцер **А**, а выводится через штуцер **Д**. Обогрев аппарата осуществляется обычно с помощью рубашки **11**, которую приваривают к корпусу стального аппарата. Диаметр рубашки принимают на 40-100мм больше диаметра аппарата. Обогревающую жидкость подают в рубашку через нижний, штуцер **Г**, а удаляют через верхний **В**, чтобы рубашка всегда была заполнена теплоагентом. Обогревающий пар подают в рубашку через верхний штуцер, а через нижний отводят конденсат.

В соответствии с правилами /1/ материалы, применяемые для изготовления аппаратов, должны обладать хорошей свариваемостью, а также прочностью и пластическими характеристиками, обеспечивающими хорошую работу аппарата в заданных условиях эксплуатации.

Элементы корпуса рассчитываются по двум вариантам: от действия внутреннего давления P(в) и наружного давления P(н).

### Прибавки к толщине элементов корпуса на коррозию. Выбор материала для обечайки, днища и крышки

Для изготовления химических аппаратов обычно используют, стали различных марок. При выборе материалов корпуса, рубашки, штуцеров учитываем их коррозионную стойкость в рабочей среде (в глицерин), которую принимаем по /2/ и /3/.

По коррозионной стойкости подходят 5 сталей: 15ХSМ, Х5М, Х18H10T, Х17Н13М2Т, OX23H28MЗДТ, и алюминий (ГОСТ 4785-65).

Рассчитаем скорость проникновения коррозии по формуле (1.1) по /4/:

П= (1.1)



где П - скорость проникновения коррозии (глубинный показатель), мм/год; - показатель убыли массы при равномерной коррозии стали, г/(м2∙ч)(по /4/ принимаем =0,2г/(м2∙ч); - плотность стали (по /5/ принимаем =7,96 г/см3).



П==0,22мм/год - по формуле (1.1).



Отсюда, из условия коррозионной стойкости по /2/ выбираем материал обечайки, днища и крышки – сталь Х18H10T со скоростью проникновения коррозии

П<0.1\*10-3м/год.

Для выбранного материала прибавку к расчетной толщине стенки элементов корпуса на коррозию определяем по формуле (1.2):

С=П·Та (1.2)

где С - прибавка к расчетной толщине стенки элементов корпуса на коррозию, мм; Та - амортизационный срок (Ta=10лет).

С=П·Та=0,1∙10-3·20=**2∙10-3м** – по формуле (1.2).

Материалы, у которых С>(2÷3)⋅10-3м обычно не используют по /2/. Поправка С находится в пределах допустимых величин, т. к. С=2,0⋅10-3м<CK=3мм, по /3/.

### Определение расчетных значений давлений, температур, допускаемых напряжений и модуля упругости применяемых материалов

Расчетное давление принимаем равным рабочему давлению. Рабочее давление в аппарате - максимальное избыточное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса.

Рабочее внутреннее давление для элементов корпуса, находящихся ниже свободной поверхности жидкости определяем по формуле (1.3):

*P(в)=P+Pгидр* (1.3)

где P(в) - рабочее внутренне давление, МПа; Р - избыточное внутреннее давление в аппарате над свободной поверхностью жидкости, P=0,8МПа; Pгидр - гидростатическое давление рабочей жидкости (глицерин), МПа.

Гидростатическое давление Pгидр вычисляем по формуле (1.4):

*Pгидр=10ρж·x* (1.4)

где ρж - плотность рабочей жидкости (глицерин:ρж=1050кг/м3); х - расстояние от свободной поверхности жидкости до нижней точки днища аппарата, мм.

При заполнении на 0,75 (75%) высоты обечайки найдём x по формуле (1.5):

*x=H∙0,75* (1.5)

где H – высота обечайки, мм.

*x =2000·0,75=1500мм=****1.5м***– по формуле (1.5).

*Pгидр=10·1050∙1500∙10-9=0,01575 МПа=****15,8∙10-3МПа*** - по формуле (1.4).

Pгидр при определении расчетного давления учитываем в том случае, когда его величина составляет 5% и более от рабочего давления по формуле (1.6):

или *5%* (1.6)



*=****1,97% <5%*** *-* по формуле (1.6).



Отсюда по формуле (1.3) принимаем: *P(в)=P=****0,8МПа****.*

При расчете аппарата с рубашкой за расчетное наружное давление P(н) принимаем давление, которое может возникнуть при самых неблагоприятных условиях эксплуатации, например, в связи с возможностью сброса внутреннего давления (опорожнение аппарата). P(н) рассчитаем по формуле (1.7):

P(н)=Pруб+Pг (1.7)

где P(н) - рабочее наружное давление, МПа; Pруб - избыточное внешнее давление в рубашке аппарата, МПа; Pг - гидростатическое давление рабочей жидкости (глицерин) в рубашке, МПа.

Pг для рубашки определяется по формуле (1.4), т. е. Pг= Pгидр. При заполнении на 0,75 (75%) высоты рубашки xруб=x определяется по формуле (1.5), где xруб - расстояние от свободной поверхности жидкости до нижней точки днища рубашки, мм. Pг при определении расчетного давления учитываем в том случае, когда его величина составляет 5% и более от рабочего давления по формуле (1.8):

или 5% (1.8)



=***7,9%>5%*** - по формуле (1.8).



Отсюда по формуле (1.7) принимаем: P(н)=Pруб+Рг=(0,6+0,015)МПа**= 0,62 МПа**.

Следует отметить, что формула (1.3) соответствует условиям работы корпуса при отключении подачи теплоносителя в рубашку, т. е. при Рруб=0.

Расчетную температуру стенок корпуса принимаем равной температуре среды, соприкасающейся со стенкой, по формуле (1.9):

*t=tж* (1.9)

где t - расчетная температура стенок корпуса, °С; tж - температура перешиваемой среды в аппарате (глицерин; tж=160°С).

По формуле (1.9) получаем: t=**160°С**.

Допускаемое напряжение для материала определяем по формуле (1.10):

*[σ]=η·[σ]\** (1.10)

где [σ] - допускаемое напряжение стали, МПа; η - поправочный коэффициент, для невзрывоопасных смесей η=1; [σ]\* - допускаемое нормативное напряжение стали, МПа.

Для стали Х18H10T по табл. 1.1 при t=160°C принимаем: [σ]\*=140МПа.

Таблица 1.1

Допускаемые напряжения [σ]\* для коррозионностойкой стали Х18H10T принимаем по /5/

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Сталь | Значение [σ]\*МПа при t,°С | | | | | | | | |
| 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 410 | 420 |
| Х18H10T | 156 | 148 | 140 | 132 | 123 | 113 | 103 | 102 | 101 |

\*Прим.: для поковок из стали марки Х18H10T применяют допускаемые напряжения при температурах до 550°С умножают на 0,95.

Отсюда по формуле (1.10) получим: *[σ]=η·[σ]\**=1·140∙0,95=**133МПа**.

Расчетное значение модуля упругости E при t=160°С принимаем по табл. 1.2: Е=**197∙103МПа**.

Таблица 1.2

Значения модулей упругости Е в зависимости от температуры по /5/

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Сталь | Значение Е/103 МПа (Н/мм2) при t,°С | | | | | | | | |
| 20 | 100 | 150 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 |
| Углеродистая | 199 | 191 | 186 | 181 | 171 | 155 | - | - | - |
| Легированная | 200 | 200 | 199 | 197 | 191 | 181 | 168 | 153 | 136 |

### 

### Расчет элементов корпуса, нагруженных внутренним давлением

Элементы сосудов согласно нормам /3/ при нагружении внутренним давлением рассчитываем по формулам, основанным на безмоментной теории оболочек и третьей гипотезе прочности по /6/. При этом вводим соответствующие ограничения по конструктивным параметрам аппарата. Одно из основных ограничений находим по формуле (1.11):

(1.11)



где S - толщина стенки оболочки, мм; Д - расчетный диаметр, (Д=ДВ=1000мм - внутренний диаметр аппарата).

Для рассматриваемой конструкции корпуса аппарата условие (1.11) выполняется со значительным запасом и позволяет напряженное состояние в оболочках считать плоским по уравнениям (1.12), (1.13), (1.14) и (1.15):

σ1=σt (1.12)

σ2=σm (1.13)

σ3=σp≈0 (1.14)

где σ1, σ2, σ3 - напряжения в оболочках корпуса, МПа; σt - тангенциальное напряжение, МПа; σm - меридиональное напряжение, МПа; σp - нормальное (радиальное) напряжение, МПа.

Так как для рассматриваемых оболочек σt меньше равно σm, то условие прочности при наличии сварных швов имеет вид уравнения (1.15):

σэкв3=σ1-σ3=σt≤φ[σ] (1.15)

где σэкв3 - эквивалентное напряжение, МПа; φ - коэффициент прочности сварного продольного шва.

Таким образом, используя это условие прочности и известные зависимости для определения тангенциальных напряжений в оболочках различных типов можно для любой из них вычислить требуемую толщину.

Расчетные схемы оболочек, составляющих корпус аппарата, при нагружении его газовым и гидростатическим давлениями, приведены на рис. 1.2.

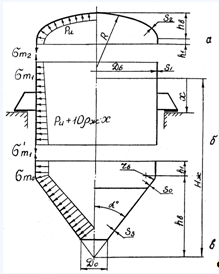


Рис. 1.2. Расчетные схемы элементов корпуса, нагруженного внутренним давлением: а - крышка аппарата; б - обечайка аппарата; в - днище аппарата.

#### Определение толщины стенки обечайки

Толщину стенки цилиндрической обечайки аппарата в соответствии с рис. 1.3 определяем по формуле (1.16):

S1= (1.16)



где S1 - толщина стенки обечайки, мм;

P1 – расчетное давление на обечайку, МПа;

φ - коэффициент прочности сварного продольного шва, стыковой односторонний шов при ручной сварке φ=7.

Формула (1.16) справедлива при соблюдении условия (1.11).

При отношении гидростатического и рабочего давления меньше 5% принимаем по формуле (1.3): Р1=Р=0,8МПа, т. к. Pгидр невелико.

S1==6∙10-3м - по формуле (1.16).



Так как - условие (1.11) выполняется.



Принимаем по нормальному ряду: S1=**6мм**.

#### Определение толщины стенки стандартной эллиптической крышки

Толщину стенки эллиптической крышки аппарата определяем по формуле (1.17):

S2= (1.17)



где S2 - толщина стенки эллиптической крышки, мм; P2=Р=0,8МПа – расчетное давление на крышку, МПа; R - радиус кривизны в вершине крышки или днища, (для стандартных крышек и днищ: R=ДВ=1000мм).

При отношении гидростатического и рабочего давления меньше 5% принимаем по формуле (1.3): Р2=Р=0,8МПа, т. к. Pгидр невелико.

Для стандартных крышек по формулам (1.18) и (1.19) найдем R и hВ:

R=ДВ (1.18)

hВ=0,25∙ДВ (1.19)

где hВ - высота крышки в соответствии с рис. 1.4. и по табл. 1.3:

По табл. 1.3 принимаем hВ=250мм. По формуле (1.18): R=500мм.

S2=5∙10-3м - по формуле (1.17).



Принимаем по нормальному ряду: S2=**5мм**

Таблица 1.3

Размеры эллиптически отбортованных стальных крышек (днищ) для сосудов, аппаратов и котлов (ГОСТ 6533-78) по /7/

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ДВ | h1 | hВ | S | A | V | m |
| мм | | | | м2 | л | кг |
| 1000 | 25 | 250 | 5 | 1,21 | 161,7 | 46,2 |
| 6 | 55,5 |
| 8 | 74,4 |
| 10 | 93,4 |
| 12 | 1171 |
| 14 | 137,2 |
| 40 | 16 | 157,6 |
| 18 | 178,0 |
| 20 | 198,7 |
| 22 | 219,5 |
| 25 | 251,1 |
| 28 | 294, |
| 30 | 319,9 |
| 32 | 342,6 |
| 60 | 34 | 1,27 | 177,4 | 365,6 |
| 36 | 388,8 |
| 38 | 412,2 |
| 40 | 435,0 |
| 45 | 495,0 |

#### 

#### Определение толщины стенки конического днища

Для аппарата диаметром 273-3000мм, работающих под давлением, рекомендуется применять конические отбортованные днища с углами при вершине 60° (ГОСТ 12619-78). Для аппаратов, подведомственных Госгортехнадзору, центральный угол при вершине конуса днища должен быть не более 45°. Днища могут быть изготовлены с толщиной стенки от 4 до 30мм.

Толщина стенки конического днища (рис. 1.5) определяем вначале по напряжениям изгиба в тороидальном переходе по формуле (1.20):

S0= (1.20)



Где Р3 – давление на стенки днища, МПа. Из-за незначительности величины гидростатического давления Р3=Р1=0,8МПа. Y – коэффициент формы днища.

Для конических днищ с α=45°, Y=1.9

Коэффициент прочности кольцевого шва ϕ принимается равным 1,0 при условии, что расстояние между кольцевым швом и началом дуги не меньше

h1= (1.21)



Если это расстояние h1 меньше условия 1.21, то для стыкового кольцевого шва свариваемого с одной стороны, ϕ=0,8; для стыкового шва с подваркой со стороны вершины ϕ=0,95

**5∙10-3м**



Проверяем условие:

**41,8мм < 50мм**, то ϕ=0,8



**5мм**



По таблице 1.4 для 2α=90° определяем S0:

Значение S при различных параметрах Дв, hв, rв, h1.

Таблица 1.4

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Дв, мм* | *hв, мм* | *rв, мм* | *h1, мм* | *S, мм* | *A, м2* | *V, м3* | *Масса, кг* |
| 1000 | 566 | 160 | 40 | 6 | 1,45 | 0,214 | 69,6 |
| 50 | 8 | 1,49 | 0,222 | 93,3 |
| 10 | 120,1 |

Принимаем So=**10мм**

Толщина стенки конической части днища определяется по формуле:

(1.22)



Где Др расчетный диаметр конического отбортованного днища:

(1.23)



Где rв=0,15∙Дв=0,15·1=0,15м

**0,86м**



0,0063м=**6мм**



Принимаем по нормальному ряду: S3=6мм. Однако во всех случаях толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки, поэтому окончательно принимаем по стандартному ряду: **S1= S3=6мм, S2=5мм, So=10мм**

Длина цилиндрической части отбортованного конического днища:

**0,99м**



Длина конической части ниже тороидального перехода:

**1,18м**



### Расчет элементов корпуса, нагруженных наружным давлением, на устойчивость

В тонких стенках аппаратов, работающих под наружным давлением, с рубашкой возникают напряжения сжатия, т. е. возможно вдавливание стенки внутрь. Под действием критического давления поперечное сечение первоначально круглой формы искажается, становится волнообразным, что приводит к потере устойчивости по /9/.

Принцип расчёта заключается в проверке на устойчивость толщин элементов корпуса, полученных из ранее полученных расчетных данных по /10/. Конструкция рубашки такова, что под действием наружного давления Рруб находятся обечайка, днище и крышка.

Эти элементы аппарата и рассчитываем на устойчивость по /11/. Расчетные схемы оболочек, составляющих корпус аппарата, при нагружении его наружным давлением, приведены на рис. 1.6.

Расчетное наружное давление для элементов корпуса P(н) определяем по формуле (1.7).

#### Расчет обечайки

Исполнительная толщина цилиндрической обечайки должна удовлетворять условию устойчивости (1.21):

(1.21)



где σС - напряжение от сжимаемой осевой нагрузки, которое определяется по формуле (1.22), МПа; [σС] - допускаемое напряжение сжатия, которое определяется по формуле (1.23), МПа; - расчетное наружное давление на обечайку, =Рруб=0,8МПа по формуле (1.7); [P] - допускаемое боковое давление обечайки, которое определяется по формуле (1.25), МПа.



σС= (1.22)



σС==12,5МПа – по формуле (1.22).



Допускаемое напряжение сжатия определяется по формуле:

[σC]= (1.23)



где KС - коэффициент, который рассчитывается по формуле (1.24):

КС (1.24)



где - параметр, зависящий от по табл. 1.4:



Значения для различных ДВ



Таблица 1.5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 25 | 50 | 75 | 100 | 125 | 150 | 200 | 250 | 500 |
|  | 0,024 | 0,048 | 0,072 | 0,1 | 0,12 | 0,14 | 0,15 | 0,14 | 0,12 |

зависит от =125, отсюда =0,12 по табл. 1.4.



Для стали Х18H10T коэффициент продольной деформации (модуль упругости) при t=160°С: E=197∙103 МПа в соответствии с табл. 1.2.

КС=0,112 - по формуле (1.24).



[σC]= =**88,26МПа** - по формуле (1.23).



Допускаемое боковое давление для цилиндрических обечаек корпусов вертикальных аппаратов, работающих в области упругих деформаций, рассчитаем по формуле (1.25):

[P]= (1.25)



где l1 - расчетная длина обечайки (рис1.7), определяемая по формуле (1.27) при соблюдении условий: S2-S1≤2мм и S3-S1≤2мм, мм.

При этом должно выполняться условие (1.26):

(1.26)



l1=h+h1+h2 (1.27)

где h - высота, определяемая по формуле (1.28), мм; h1 - высота борта (по табл. 1.3: h1=25мм); h2 - высота, определяема по формуле (1.29), мм.

h=H-100 (1.28)

h2= (1.29)



HЭЛ - высота, которая находится по формуле (1.30), мм:

Hэл== (1.30)



Hэл=**125мм** - по формуле (1.30) и по табл. 1.3.

h2==41,67мм≈**42мм** - по формуле (1.29).



h=2000-100=**1900мм** - по формуле (1.28).

l1=1900+25+42=**1967мм** - по формуле (1.27).

Проверяем условие (1.26):



1,97>0,20 – условие (1.26) выполняется.

[P]==**0,066МПа** – по формуле (1. 25).



Проверяем условие устойчивости обечайки по формуле (1.21):



12,26>1 – условие устойчивости (1.21) не выполняется.

Рассчитаем по формуле (1.31):



(1.31)



где - расчетная наружная толщина обечайки, мм.



=12,79мм - по формуле (1.31).



Принимаем по стандартному ряду с запасом: =**14мм**.



### Исполнительная толщина стандартной эллиптической крышки, работающей в области упругих деформаций

Исполнительная толщина крышки должна удовлетворять условию устойчивости (1.32):

(1.32)



где - расчетная наружная толщина крышки, которая вычисляется по формуле (1.33), мм:



(1.33)



где КЭ - параметр, зависящий от зависящий от по табл. 1.6; R=Дв=1000мм, - расчетное наружное давление на крышку, =Рруб=0,8МПа по формуле (1.7).



Значения КЭ для различных R

Таблица 1.6

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 |
| КЭ | 0,90 | 0,92 | 0,94 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 0,98 | 0,98 |

КЭ зависит от =333,33≈350, отсюда КЭ=0,98 по табл. 1.6.



=8,58мм - по формуле (1.33).



151,98>140,71 - условие (1.32) выполняется.

Принимаем по стандартному ряду: =**10мм.**



### Исполнительная толщина стандартного конического днища, работающего в области упругих деформаций

Исполнительную толщину конического днища проверяют на устойчивость при действии наружного давления, согласно рис. 1.6 (1.34):

(1.34)



где - расчетное наружное давление на днище, =Рруб=0,62МПа по формуле (1.7), [p] определяется по формуле (1.25), в которой *l1* заменяют на , Д*в* на ,  на (Д0 – диаметр отверстия в днище (Д0=50мм),



, Кэ=0,96 (1.35)



Расчетная длина конического днища



Диаметр конического днища



Допускаемое наружное давление

15,54МПа



Принимаем по нормальному ряду: =**6мм**. 0,62<15.54 – условие (1.34) выполняется. Однако во всех случаях толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки по /8/, поэтому окончательно принимаем по стандартному ряду: **=14мм. =6мм.**



## Подбор фланцев, прокладок и расчет фланцевых болтов

Фланцы являются деталями массового изготовления. С помощью фланцев осуществляются разъемные соединения аппаратов и трубопроводов. Фланцы, подобранные по ГОСТу или нормали, в расчете не нуждаются, их размеры таковы, что обеспечивается прочность и плотность соединения. Фланцы аппаратов с взрывоопасными, ядовитыми и пожароопасными веществами рассчитываем на давление 1÷1,6МПа по /10/, даже если давление в аппарате меньше.

Подбираем приварные фланцы для крепления крышки к обечайке аппарата по следующим данным: давление в аппарате P=0,8МПа; температура стенок t=160°С; внутренний диаметр аппарата ДВ=1000мм; толщина стенок обечайки S1(H)=14мм, толщина стенок днища S3(H)=14мм, а толщина стенок крышки: S2(H)=6мм. В аппарате находится не токсичная, не обладающая взыво-, пожароопасностью среда – глицерин.

По ОСТ 26-427-70 подбираем размеры приварных фланцев с уплотнительной поверхностью выступ-впадина, которые имеют утолщенную шейку, придающую фланцам большую жесткость по /13/ в соответствии с рис. 1.8. Этот вид фланцев обычно применяют при более высоких давлениях и температурах. С увеличением температуры механическая прочность стали понижается и допускаемые рабочие давления в аппаратах оказываются ниже условных. Для аппаратов с высокой температурой средой выбираем фланцы, рассчитанные на большее условное давление по /14/. Болты для соединения фланцев применяют при давлении в аппарате до 1,6МПа, т. к. при более высоких давлениях у головки болта возникают местные напряжения, поэтому в таких случаях используют шпильки.

Для фланцев выбираем по ОСТ 26-426-79 материал - Х18Н10Т, для шпилек - сталь 4Х12Н8Г8МФБ, для гаек - Х18Н10Т. Наибольшее расчетное давление Рр=1,6МПа в аппарате (типа А) при выбранных материалах и температуре до 200°С при условном давлении Py= 1,6МПа, по рис. 1.9. и по /13/. Выбираем размеры фланцев по табл. 1.7 при Py=1,6МПа: ДВ=1000мм; ДН=1145мм; Д1=1105мм; Д3=1064мм; Дn=1024мм; Дm= 1050мм; b1=55мм; h1=95мм; d0=23мм; количество шпилек М20 - 44.

Таблица 1.7

Размеры в мм приварных встык фланцев с уплотнительной поверхностью выступ-впадина по /13/

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ДВ | ДН | Д1 | Д3 | Дn | Дm | b1 | h1 | d0 | Болты, шпильки | | Ру,  МПа |
| диаметр резьбы | кол-во |
| 1000 | 1145 | 1105 | 1064 | 1020 | 1044 | 50 | 85 | 23 | М20 | 44 | 1,0 |
| 1024 | 1050 | 55 | 95 | 1,6 |
| 1175 | 1125 | 1078 | 1036 | 1066 | 60 | 105 | 27 | М24 | 52 | 2,5 |

Прокладки обеспечивают герметичность фланцевого соединения. Картон применяют при низких температурах и давлениях для воды и других нейтральных сред; паронит - для горячей воды, пара и многих химических веществ; резину - для кислых сред; металлические прокладки - для высоких давлений.

Выбираем материал прокладки - асбестоалюмминиевую гофрированную по табл. 1.8 и рис. 1.10.

Таблица 1.8

Пределы применения прокладочных материалов по /15/

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Прокладочный материал | Наибольшая температура среды, °С | Наибольшее давление в аппарате, МПа |
| Картон асбестовый | 500 | 0,6 |
| Асбестовый шнур прографиченный | 300 | 0,3 |
| Резина | 65 | 1,0 |
| Паронит | 490 | 6,4 |
| Медь | 250 | 5,0 |
| Алюминий | 150 | 2,5 |
| Сталь углеродистая (0, 10, 15) | 450 | Любое |
| Сталь Х18Н9Т | 600 | Любое |
| Асбестоалюмминиевые гофрированные | 500 | 4,0 |
| Асбестостальные гофрированные | 500 | 4,0 |

По табл. 1.9. выбираем размеры прокладок при Py=1,6МПа:

ДВ=1000мм; Д1=1065мм; Д2=1037мм; mп=0,244кг - масса прокладки, а≈3,6

Таблица 1.9.

Размеры в (мм) прокладки из асбометалических материалов (OCT 26-431-79) по /15/

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ДВ | Д1 | Д2 | Ру, МПа | Масса, кг | | |
| сталь | алюминий | латунь |
| 1000 | 1065 | 1037 | 1,0 | 0,324 | 0,244 | 0,402 |
| 1,6 |
| 1079 | 1051 | 2,5 | 0,32 | 0,248 | 0,410 |

Проверяем прочность шпилек М20 (44 штуки) из стали 4Х12Н8Г8МФБ.

Податливость шпильки

Где *lш* – расчетная длина шпильки

*lш=В1+В2+6=*55+60+6=120мм=**0,12м**

Еш=215∙103Мпа

Площадь поперечного сечения шпильки

Аш=πd12/4=3.14\*20,52/4=329,90мм2

Податливость прокладки, приходящейся на одну шпильку

Размеры металлических прокладок для аппаратов в зависимости от Pу и типа уплотнительной поверхности фланцев – для фланцев с поверхностью выступ-впадина по рис. 2.4.

Фланец типа А приваривается к крышке в соответствии с рис. 2.1.

Проверяем прочность шпилек М20 (24шт) из стали 4Х12Н8Г8МФБ. Шпильки к выбранным фланцам проверяем на прочность по допускаемым нагрузкам по условию (2.1):

F≤[F] (2.1)

где F - суммарная сила, действующая на шпильку, которая находится по формуле (2.3), кН; [F] - допускаемая нагрузка для шпилек, которая находится по табл. 2.5, при расчетной температуре tп, которая определяется по формуле (2.2), кН:

tп=0,95∙tж (2.2)

tп - расчетная температура для шпилек, °С; tж=80°С.

tп=0,95∙80=76°С - по формуле (2.2).

F=Q[KСТ(1-χ) +χ] (2.3)

где Q - сила, действующая на одну шпильку, которая определяется по формуле (2.4), кН; KСТ - коэффициент затяжки запаса против раскрытия стыка (по /9/ KСТ=1,4); χ - безразмерный коэффициент основной нагрузки, который рассчитывается по формуле (2.6).

(2.4)



ДСП - средний диаметр прокладки, который находится по формуле (2.5), мм; P - давление в аппарате (Р=1,25МПа).

(2.5)



ДСП==550,5мм - по формуле (2.5) и табл. 2.3.



Q==12,4кН - по формуле (2.4).



χ= (2.6)



где λп-податливость части прокладки, приходящейся на одну шпильку, МПа, которая находится по формуле (2.7);

λш-податливость шпильки, МПа, которая рассчитывается по формуле (2.9).

(2.7)



где *l*п - толщина прокладки, мм (*l*п=а=2мм) по рис. 2.3; Еп - модуль упругости для прокладки из паронита, который находим по табл. 2.4, МПа; Ап - площадь поперечного сечения прокладки, приходящаяся на одну шпильку, которая находится по формуле (2.8), мм2.

Таблица 2.4

Модули упругости некоторых материалов по /15/

|  |  |
| --- | --- |
| Материалы прокладок и крепёжных деталей | Модуль упругости, Е, МПа |
| Паронит или спрессованный асбест | 3∙103 |
| Сталь 4Х12Н8Г8МФБ | 215∙103 |

Еп=3∙103МПа - по табл. 2.4.

(2.8)



где z - число шпилек (z=24шт).

Ап==900,75мм2 - по формуле (2.8).



λп==7,4∙10-4МПа - по формуле (2.7).



Податливость шпильки рассчитываем по формуле (2.9):

(2.9)



где *l*ш - расчетная длина шпильки, которая определяется по формуле (2.10), мм; Еш - модуль упругости стали для шпильки, который находим по табл. 2.4, МПа; Аш - площадь поперечного сечения шпильки, которая находится по формуле (2.12), мм2.

(2.10)



где B2 - размер, который определяется по формуле (2.11):

(2.11)



B2=35+5=40мм - по формуле (2.11).

*l*ш=35+40+6=81мм - по формуле (2.10)

Еш=215∙103МПа - по табл. 2.4.

(2.12)



где d1 - внутренний диаметр резьбы, мм (по /15/ находим, что d1=20мм)

Аш==314,16мм2 - по формуле (2.12).



λш==1,2∙10-3МПа - по формуле (2.9).



χ==0,38 - формуле (2.6) .



F=12,4[1,4(1-0,38)+0,38]=15,48кН.

[F]=24кН - возьмем по табл. 2.5 с запасом при температуре 200°С для шпильки М20.

15,48≤24 - условие (2.1) выполняется.

Таблица 2.5

Допускаемые нагрузки F (кН) для шпилек в зависимости от температуры при неконтролируемой затяжке по /15/

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Материал шпильки | Резьба | Температура, °С. | | | |
| 20 | 200 | 400 | 500 |
| Сталь  4Х12Н8Г8МФБ | М20 | 26 | 24 | 22 | 21 |
| М22 | 38 | 35 | 32 | 30 |
| М24 | 47 | 43 | 39 | 38 |
| М27 | 62 | 57 | 52 | 50 |
| М30 | 73 | 68 | 63 | 60 |

**Условие прочности для выбранных шпилек выполняется со значительным запасом.**