# 1 Конструкция колонны и условие эксплуатации

1.1 Проектируемый аппарат предназначен для ведения тепломассобменных процессов. Колонный аппарат состоит из цельносварного корпуса и оборудован внутренними устройствами. В качестве внутренних устройств для ведения технологического процесса используют 40 колпачковых тарелок. Расстояние между тарелками 500 мм. Кроме этого в аппарате имеются штуцера, предназначенные для подвода сырья, вывода продукта, замера температуры и давления. Аппарат оборудован люками-лазами для ремонта и обслуживания.

1.2 Внешние условия работы

Аппарат установлен в 3 ветровом районе, фундамент на грунтах средней плотности. Минимальная температура холодной десятидневки минус 36 °С. Аппарат теплоизолирован минеральной ватой, толщина изоляции sиз=80 мм и покрыта алюминиевой фольгой. Район не сейсмичный.

# 2 Основные расчетные параметры

2.1 Техническая характеристика

Аппарат работает под давлением. Избыточное давление в аппарате 10 МПа, диаметр аппарата 1200 мм, рабочая температура 250 °С. Среда горячие светлые нефтепродукты.

2.2 Группа аппарата

Условие работы аппарата [1] - взрывоопасная среда и внутреннее давление. По условиям работы аппарат относится к I группе, поэтому процент контроля сварных швов принимается равным 100 % по ГОСТ 6996-86.

2.3 Рабочая и расчетная температура

Расчетная температура TR – это температура для определения физико-механических характеристик конструкционного материала и допускаемых напряжений. Она определяется на основании теплового расчета или результатов испытаний. Если при эксплуатации температура элемента аппарата может повысится до температуры соприкасающейся с ним среды, расчетная температура принимается равной рабочей, но не менее 20 °С. Проектируемый аппарат снабжен изоляцией препятствующей охлаждению или нагреванию элементов аппаратов внешней средой.

Рабочая температура аппарата Т=250 °С.

Расчетная температура ТР =250 °С.

2.4 Рабочее, расчетное и условное давление

Рабочее давление P – максимальное избыточное давление среды в аппарате при нормальном протекании технологического процесса без учета допускаемого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного устройства P=1,4 МПа.

Расчетное давление PR – максимальное допускаемое рабочее давление, на которое производится расчет на прочность и устойчивость элементов аппарата при максимальной их температуре. Как правило, расчетное давление может равняться рабочему давлению.

Расчетное давление может быть выше рабочего в следующих случаях: если во время действия предохранительных устройств давление в аппарате может повыситься более чем на 10% от рабочего, то расчетное давление должно быть равно 90% давления в аппарате при полном открытии предохранительного устройства; если на элемент действует гидростатическое давление от столба жидкости в аппарате, значение которого свыше 5% расчетного, то расчетное давление для этого элемента соответственно повышается на значение гидростатического давления.

Поскольку аппарат снабжен предохранительным клапанном и рабочее давление P>0,07 МПа

РR1=1,1⋅P, (1)

где P – рабочее давление, P=10 МПа;

PR1=1,1⋅10=11 МПа.

## Пробное давление для испытания аппарата определим по формуле

, (2)

где [σ]20 – допускаемое напряжение материала при 20 °С, [σ]20=196 МПа;

[σ]tR – допускаемое напряжение материала при расчетной температуре t=250 °С, [σ]250=145 МПа.

МПа.


## Условное давление для выбора узлов и фланцевых соединений определим по формуле

, (3)

МПа.

2.5 Выбор материала

По условиям работы аппарата, как в рабочих условиях так и в условиях монтажа, ремонта, нагрузок от веса и ветровых нагрузок, для этих условий выбираем сталь 16ГС область применения от –40 °С до +475 °С, по давлению не ограничена.

Выбрали по ОСТ 26-291-94, ГОСТ 14249-89 сталь 16ГС.

2.6 Допускаемые напряжения

Определим допускаемые напряжение для стали 16ГС с толщиной стенки свыше 32 мм при ТР=250 °С.

По ГОСТ 14249-89 [σ]=145 МПа.

2.7 Модуль продольной упругости

Выбираем расчетное значение модуля продольной упругости

Е=1,75⋅105 МПа.

2.8 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов

Прибавка на коррозию металла принимаем

С1=2 мм.

Прибавка на минусовое значение по толщине листа принимаем 5% и далее не учитываем

С2=0 мм.

2.9 Коэффициенты прочности сварных швов

Корпус имеет продольные и кольцевые сварные швы. Применим автоматическую сварку род слоем флюса со сплошным проваром. Для корпуса аппарата выбираем стыковые швы.

Значение коэффициента прочности сварных швов принимаем

ϕ=1.

Приварка штуцеров будет выполняться в ручную с подваркой корня шва и значение коэффициента прочности сварных швов принимаем

ϕ=1.

3 Расчет на прочность и устойчивость корпуса аппарата от расчетного давления

3.1 Расчет обечайки нагруженной внутренним избыточным давлением

Цель расчета: расчет на прочность, определение толщины стенки аппарата удовлетворяющая условиям прочности.

Расчетная схема аппарата приведена на рисунке 1.

Исходные данные для расчета:

* расчетное давление PR = 11МПа;
* диаметр колонны D=1200 мм;
* допускаемое напряжение при T=250 °С, [σ]=145 МПа;
* коэффициент прочности сварного шва ϕ=1;
* общая прибавка к толщине металла С=2 мм.

Рисунок 1 – Расчетная схема аппарата

## Толщина стенки аппарата определяется по формулам

 (4)

, (5)


## где s - исполнительная толщина стенки, мм;

##  D- внутренний диаметр аппарата, мм.

 м.

s ≥ 47,31 + 2 = 49,31 мм.

Принимается исполнительная толщина стенки сосуда s=50 мм.

Допускаемое внутреннее избыточное давление для оболочки, МПа

 , (6)

 МПа.


#### Условия применения расчетных формул

, (7)

тогда

0,04000 < 0,1.

Условие по формуле (7) выполняется.

3.2 Расчет днищ

Цель расчета: расчет на прочность, определение толщины эллиптического днища удовлетворяющего условию прочности.

Расчетная схема эллиптического днища приведена на рисунке 2.

Исходные данные для расчета:

* расчетное давление PR = 11МПа;
* диаметр колонны D=1200 мм;
* допускаемое напряжение при T=250 °С, [σ]=145 МПа;
* коэффициент прочности сварного шва ϕ=1;
* общая прибавка к толщине металла С=2 мм.

Рисунок 2 - Днище эллиптическое

###### Для данной обечайки выбираются эклиптические отбортованные днища.

#### Толщина стенки днища определяется по формулам

 , (8)

 sд ≥ s + c (9)

где R — радиус кривизны в вершине днища, м;

R = D — для эллиптических днищ с H=0,25⋅D.

H=0,25⋅1200=300 мм,

R=1,2 м,

 мм,

sд = 46,39+2 = 48,39 мм.

Принимаем толщину днищ стандартного значения sд=50 мм.

Допускаемое внутреннее избыточное давление для оболочки, МПа определяется по формуле

. (10)

 МПа.

Условия применения расчетных формул для эллиптических днищ

, (11)

Условие выполняется.

Определим длину цилиндрической отбортованной части днища

, (12)



h1>192 мм.

Принимаем h1=200 мм.

3.3 Выбор стандартных штуцеров.

По технологии производства или эксплуатационным требованиям в стенках аппаратов, днищах и крышках делают отверстия для люков—лазов, загрузочных приспособлений, штуцеров и т. д. Схема штуцера с приварным фланцем встык и тонкостенным патрубком приведем на рисунке

Рисунок 3 – Схема штуцера с приварным фланцем встык и патрубком

#### Основные размеры патрубков, стандартных стальных фланцевых тонкостенных штуцеров приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные размеры патрубков, стандартных стальных фланцевых тонкостенных штуцеров по ОСТ 26-1404-76, ОСТ 26-1410-76

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | Ду, мм | dт, мм | давление условное Pу, МПа | Sт, мм | Hт, мм |
| А | 250 | 273 | 16 | 20 | 335 |
| Б, Д | 100 | 108 | 16 | 10 | 220 |
| В, Е | 150 | 159 | 16 | 16 | 260 |
| Г | 200 | 219 | 16 | 20 | 315 |
| И | 50 | 57 | 4 | 6 | 230 |
| К, Р, С | 50 | 57 | 2,5 | 6 | 165 |
| М | 50 | 57 | 1,6 | 6 | 165 |

3.4 Сопряжение узлов

Цель расчета: определить напряжение в сопряжение цилиндрической оболочки с эллиптическим днищем в условиях нагружения внутренним давлением.

Расчетная схема к определению краевых сил и моментов приведена на рисунке 4.

Исходные данные для расчета:

* расчетное давление PR = 11МПа;
* диаметр колонны D=1200 мм;
* допускаемое напряжение при T=250 °С, [σ]=145 МПа;
* коэффициент прочности сварного шва ϕ=1;
* общая прибавка к толщине металла С=2 мм.

- соединение цилиндрической оболочки с эллиптическим днищем; 2 – расчетная схема.

Рисунок 4 – Схема к определению краевых сил и моментов

Определим краевые силы и моменты из уравнения совместимости деформацией для места стыка обечайки с эллиптическим днищем

 (13)

где - соответственно радиальные и угловые перемещения края цилиндрической оболочки под действием нагрузок P, Q0, и М0;

 - соответственно радиальные и угловые перемещения края эллиптической оболочки под действием нагрузок P, Q0 и М0.

 Подставляем в уравнение (13) соответствующие значения деформаций

(14)

где β=βЭ, R=a=600 мм, b=300 мм.

, (15)

где μ - коэффициент Пуассона, μ=0,3.

,

,

,

.

Определим суммарные напряжения на краю эллиптического днища, меридиальное и кольцевое соответственно по формулам

 (16)

 (17)

где - соответственно меридиальные напряжения действующие от нагрузок Р, Q0, М0;

 - соответственно кольцевые напряжения действующие от нагрузок P, Q0, M0.

Подставим соответствующие значения нагрузок в уравнение (16), (17)

, (18)

, (19)

 МПа,

Определим суммарные напряжения на краю цилиндрической обечайки, меридиальное и кольцевые соответственно

, (20)

, (21)

где - соответственно меридиальные и кольцевые напряжения, действующие от нагрузок P, Q0, M0.

Подставим соответствующие значения погрузок в уравнение (20), (21)

, (22)

, (23)

 МПа,



Определим максимальное напряжение на краю эллиптического днища и цилиндрической обечайке соответственно

,

,

, (24)

139,29 МПа < 145 МПа,

139,36 МПа < 145 МПа.

Таким образом, напряжения на краю соединяемых эллиптической и цилиндрической оболочек σmaxЭ=139,29 МПа и σmax=139,36 МПа меньше критического допускаемого напряжения [σ]кр=145 МПа, т.е. условие прочности в месте сопряжения элементов выполняется.

# 4 Расчет укрепления отверстий

Цель расчета: определение размеров укрепляющих элементов.

Расчетные схемы штуцеров приведена на рисунке 5.

Исходные данные для расчета:

* расчетное давление в колонне PR = 11 МПа;
* внутренний диаметр колонны D=1200 мм;
* исполнительная толщина обечайки и днища s=50 мм;
* допускаемое напряжение при T=250 °С и s=50 мм, [σ]=145 МПа;
* допускаемое напряжение при T=250 °С и s<50 мм, [σ]=162 МПа;
* коэффициент прочности сварного шва ϕ=1;
* общая прибавка к толщине металла для корпуса колонны с=2 мм;
* общая прибавка к толщине металла для штуцера cs=1 мм.

Рисунок 5— Основная расчетная схема соединения штуцера со стенкой сосуда

4.1 Выбор материала

Удаление материала стенки в вырезе эквивалентно удалению каких − то связей в системе и для сохранения ее равновесия необходима их компенсация.

Для изготовления штуцеров применяется сталь 16ГС допускаемое напряжение для которого при tR=250 °C равно [σ]250=162 МПа.

Для условного давления Ру=11 МПа выбираются тонкостенные штуцера с фланцами по ОСТ 26-1410-76. Все размеры штуцеров заносятся в таблицу 2.

Таблица 2 — Таблица штуцеров

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| штуцер | УсловныйпроходДу, мм | Внутреннийдиаметрштуцераdт, мм | Толщинастенкиs1, мм | ДлинаштуцераHт, мм | Условное давление Ру, МПа |
| А | 250 | 273 | 20 | 335 | 16 |
| Б, Д | 100 | 108 | 10 | 220 | 16 |
| В, Е | 150 | 159 | 16 | 260 | 16 |
| Г | 200 | 219 | 20 | 315 | 16 |
| И | 50 | 57 | 6 | 230 | 4 |
| К1, К2, Р, С | 50 | 57 | 6 | 165 | 2,5 |
| М1, М2 | 50 | 57 | 6 | 165 | 1,6 |
| Ж1, Ж2, Жn | 450 | 450 | 28 | 200 | 16 |

4.2 Расчетные диаметры

4.2.1 Расчетные диаметры укрепляемых элементов определяются по формулам

 - для цилиндрической обечайки

DR = D (25)

Для штуцеров A1, В1, В2, И, К1, К2, Р, С, М1, М2, Ж1, Ж2, Жn

DR = 1200 мм.

 - для эллиптических днищ при высоте днища H = 0,25⋅D

, (26)

где x — расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси эллиптического днища.

Для штуцера Д1, С

мм.

Для штуцера Е1, Г

 мм.

4.2.2 Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайке, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия определим по формуле

dр=d+2⋅cs, (27)

Для штуцеров A1, В1, В2, И, К1, К2, Р, С, М1, М2, Ж1, Ж2, Жn

при d = 273 мм, dР = 273 + 2⋅1 = 275 мм,

при d = 108 мм, dР = 108 + 2⋅1 = 110 мм,

при d = 159 мм, dР = 159 + 2⋅1 = 161 мм,

при d = 57 мм, dР = 57 + 2⋅1 = 59 мм,

при d = 450 мм, dР = 450 + 2⋅1 = 452 мм.

Расчетный диаметр отверстия для смещенного штуцера на эллиптическом днище определяют по формуле

, (28)

Для штуцера Д1

мм,

Для штуцера С

мм.


### Для штуцера Е1

мм


### Для штуцера Г

 мм.

Выбранные диаметры удовлетворяют расчет.

4.3 Расчетные толщины

Расчетная толщина стенки штуцера нагруженного как внутренним так и внешним давлением определяется по формуле

, (29)

где ϕ1 — коэффициент прочности продольного сварного соединения штуцера, ϕ1 = 1, [σ1]=162 МПа

 при Ду=50 мм, мм,

 при Ду=100 мм, мм,

 при Ду=150 мм, мм,

 при Ду=200 мм, мм,

 при Ду=250 мм, мм,

при Ду=450 мм, мм.

Расчетные толщины удовлетворяю принятым толщинам.

4.4 Расчетные длины штуцеров

 Расчетные длины внешней и внутренней частей круглого штуцера, показано на рисунке 6, участвующие в укреплении отверстий и учитываемые при расчете, определяют по формулам

, (30)

, (31)

Длину внешней части l3 принимаем равной нулю.

Рисунок 6 – Схема укрепления отверстий в обечайке

при Ду=50 мм, мм,

 при Ду=100 мм, мм,

 при Ду=150 мм, мм,

 при Ду=200 мм, мм,

 при Ду=250 мм, мм,

при Ду=450 мм, мм.

Принятые длины штуцеров удовлетворяют расчетным длинам.

4.5 Одиночные отверстия

4.5.1 Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияния, что имеет место, когда расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров удовлетворяют условию

, (32)

где - расчетные внутренние диаметры укрепляемого элемента, мм.


#### Для отверстий находящихся на обечайке

мм.

На цилиндрической части корпуса колонны отсутствуют отверстия, расстояние между которыми меньше 480 мм.

На днищах

мм.

На днищах отверстия считать взаимовлияющие, т.к.

bисп=320-108/2-10-159/2-16=160,5 мм.

660 мм > 160,5 мм.

4.5.2 Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда вычисляется по формуле

, (33)



 мм.

Для штуцеров В1, К1, К2, К, Р и М укрепление отверстий не требуется.

Для штуцеров А1, В2 и Жn требуется укрепление отверстий.

4.5.3 Расчет укрепления одиночных отверстий

# При укреплении отверстия должно выполняться условие

 l1R⋅(s1 - s1R - cs)⋅x1 + l2R⋅s2⋅x2 + l3R⋅(s3 - 2cs)⋅x3 +

 + lR⋅(s - sR - c) ≥ 0,5⋅(dR - d0R)⋅sR, (34)

где s1,s2, s3 — исполнительные толщины стенок штуцера, накладного кольца, внутренней части штуцера соответственно, мм.;

 l2R — исполнительная толщина накладного кольца, мм.;

 x1, x2, x3 — отношение дополнительных напряжений для внешней

части штуцера, накладного кольца, внутренней части штуцера соответственно;

 cs — сумма прибавок к расчетной толщине стенок штуцера, мм.;

 lR — расчетная ширина зоны укрепления в окрестности штуцера или торообразной вставки, мм.;

d0R — наибольший расчетный диаметр отверстия, не требующего дополнительного укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда, мм.

# 4.5.3.1 Расчет укрепления штуцера В2

# Ширина зоны укрепления в обечайках, переходах и днищах

 . (35)

 Обечайка s=50 мм

 мм.

 Расчетная ширина зоны укрепления в стенке обечайки

lR=L0, (36)

lR=240 мм.

# Расчетная ширина накладного кольца определяется по формуле

, (37)

где s2 – исполнительная ширина накладного кольца, мм;

 s – исполнительная ширина стенки обечайки, мм;

 DR – расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм.

Обечайка s=50 мм.

 мм.


# Отношения допускаемых напряжений

x1 = min{1; [σ1]/[σ]}, (38)

x1=min{1;162/162}=1.

Для накладного кольца принимаем x2=1; для внутренней части штуцера x3=0.

Расчетный диаметр отверстия не требующего укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда

, (39)

Обечайка s=50 мм.

мм.

 Все найденные значения подставляем в формулу (34):

 Обечайка s=50 мм. штуцер Ду 150 мм.

61,42⋅(16-5,65)⋅1+140⋅6⋅1+240⋅(50-47,3-2)≥0,5⋅(161-96)⋅47,3

1643,7 мм2 ≥ 1537,01 мм2.

 Допускаемое внутренне избыточное давление определяется по формуле

, (40)

где к1=1 — для цилиндрических обечаек и конических переходов;

 к1=2 — для выпуклых днищ;

 , (41)

где ϕ1 — коэффициент прочности продольного сварного соединения штуцера.

,

 МПа.

 4.5.3.2 Расчет укрепления штуцеров Ж1, Ж2, Жn.

Расчет проведем аналогично п. 4.5.3.1 и результаты расчета сведем в таблицу 3.

Таблица 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование параметров | Обозначение | Укрепляемый элемент |
| люк-лаз |
| Условный проход штуцера |
| Ж1, Ж2, Жn (450) |
| Внутренний диаметр цилиндрической обечайки днища, мм | D | 1200 |
| Расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм  | DR | 1200 |
| Расчетное давление, МПа  | P | 11,00 |
| Допускаемые напряжения для материала укрепляемого элемента, МПа | [σ] | 145 |
| Допускаемые напряжения для материала внешней части штуцера, МПа | [σ1] | 162,00 |
| Коэффициент прочности сварного шва:  - укрепляемого элемента - штуцера  | ϕϕ1 | 11 |
| Исполнительная толщина стенки укрепляемого элемента, мм  | s | 50 |
| Исполнительная толщина стенки внешней части штуцера, мм  | s1 | 28 |
| Исполнительная толщина стенки внутренней части штуцера, мм  | s3 | 0 |
| Расчетная толщина стенки укрепляемого элемента, мм  | sR | 47,31 |
| Расчетная толщина стенки укрепляемого штуцера, мм  | s1R | 15,8 |
| Сумма прибавок к расчетной толщине стенки укрепл. элемента, мм | с | 2 |
| Сумма прибавок к расчетной толщине стенки штуцера (общая), мм | сs | 1 |
| Внутренний диаметр штуцера, мм  | d | 450 |
| Исполнительная длина внешней части штуцера, мм  | l1 | 200 |
| Исполнительная длина внутренней части штуцера, мм  | l3 | 0 |
| Расчетная длина внешней части штуцера, мм  | l1r | 143,11 |
| Расчетная длина внутренней части штуцера, мм  | l3r | 0 |
| Расчетный диаметр отверстия, мм | dr | 452,0 |
| Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления, мм  | d0 | 103,0 |
| Расчетная ширина зоны укрепления в окрестности штуцера, мм | lr | 240,0 |
| Расчетный диаметр, мм  | d0r | 96,0 |
| Исполнительная толщина накладного кольца, мм  | s2 | 24,00 |
| Исполнительная ширина накладного кольца, мм  | l2 | 270,0 |
| Расчетная ширина накладного кольца, мм  | l2r | 270,0 |
| Отношение допускаемых напряжений | x1 | 1,0 |
| x2 | 1,0 |
| x3 | - |
| Условие укрепления одиночного отверстия A1+A2+A3+A0 > A  |  | 8522>8422 |
| Коэф. снижения допуск. давления  | V | 0,9779 |
| Допускаемое внутреннее избыточное давление, МПа  | [P] | 10,92 |

4.6 Учет взаимного влияния отверстий днищ

Расчетная схема показана на рисунке 7

Рисунок 7 – Расчетная схема взаимовлияющих отверстий

Определим допускаемое давление для перемычек по формулам

, (42)

где V находится по формуле

, (43)

где - исполнительная ширина накладного кольца, мм;

 - длина внутренней части штуцеров, мм;

 - отношения допускаемых напряжений, .


# Определим расчетную ширину накладного кольца

Допускаемое напряжение удовлетворяет принятым размерам кольца.

#### 5 Расчет люка−лаза

Цель расчета: определение напряжений фланцевого соединения.

Схема фланцевого соединения показана на рисунке 8.

Исходные данные для расчета:

* Расчетное давление PR=11 МПа;
* Внутренний диаметр фланца D=450 мм;
* Внутренний диаметр отверстия под шпильку d=46 мм;
* Диаметр фланца Dф=775 мм;
* Число отверстий n=20;
* Материал фланца – сталь 16ГС;
* Диаметр болтовой окружности Dб=690 мм;
* Средний диаметр прокладки Dп.с.=525 мм.

Рисунок 8 – Расчетная схема фланцевого соединения

 По ГОСТ 28759.4-90 для данного аппарата выбираются размеры люка—лаза при Ру =16 МПа и Ду = 450 мм.

5.1 Расчет прокладки

Схема прокладки показана на рисунке 9

Рисунок 9 – Расчетная схема прокладки

#### Наружный диаметр прокладки

DП = Dб - е, (44)

где е - размер, определяемый по таблице ОСТ 26–2003–77, е=78.

DП=690−78=612 мм.

Средний диаметр прокладки

D п.ср=Dп−bп, (45)

где bп — ширина прокладки, bп=12 мм;

Dп.ср =612−12=600 мм.

Эффективная ширина прокладки

bE = 0,125⋅bП, (46)

bE=0,125⋅12=1,5 мм.

#### Ориентировочное число шпилек

zб=π⋅Dб /tб, (47)

где tБ − шаг болтов;

tб=(2,3…3)⋅dб, (48)

где dб – диаметр шпильки, мм;

tБ=3⋅42=126,

zБ = 3,14⋅690/126=18 шт.

 Определим вспомогательные величины

 а) коэффициент χ

 , (49)

где β - отношение большей толщины втулки фланца к меньшей, β=2.

х найдем по формуле

, (50)

где l – длина втулки, l=125 мм;

 s0 – толщина втулки, s0=34 мм.

б) эквивалентная толщина втулки фланца

sE=χ⋅so, (51)

sE=1,57⋅34=53,6 мм.

в) ориентировочная толщина фланца

, (52)

где λ — коэффициент, из таблицы [3] λ=0,5 ;

мм

г) безразмерный параметр

ω=[1+0,9⋅λ⋅(1+ψ1⋅j2)]-1 , ( 53)

где

j=h/sE, (54)

j=77,6/53,6=1,45,

k=Dф/D, (55)

k=775/450=1,72,

 ψ1=0,3, из таблица [3]

ω = [1+0,9⋅0,5⋅(1+0,3⋅1,452)]-1=0,6

 д) безразмерные параметры возьмем из графиков [3]

Т=1,58,

ψ2=3,8,

ψ3=1.

 Угловая податливость фланца

, (56)

где Еф − модуль продольной упругости материала фланца, Eф=1,75⋅105 МПа;

hкр – толщина фланцевой части крышки, hкр=110 мм

 1/(МН⋅м).

Угловую податливость плоской фланцевой крышки найдем по формуле

, (57)

где

, (58)

где σкр – толщина плоской крышки, σкр=235 мм;

hкр – толщина фланцевой части крышки, hкр=110 мм.

, (59)

,

,

.

Линейная податливость прокладки

yп=sп/(π⋅Dп.ср⋅bп⋅Eп), (60)

где Еп − модуль продольной упругости прокладки, для металлической прокладки yп=0.

5.2 Расчет болтового соединения

Расчетная длина шпилек

lБ = lБО + 0,28⋅d, (61)

где lБО − длина шпильки между опорными поверхностями головки болта и гайки, lБО=220 мм.;

d − диаметр отверстия под болт, d=46 мм.

lБ=220+0,28⋅46=232,88 мм.

#### Линейная податливость шпилек

yБ=lБ/(EБ⋅fБ⋅zБ), (62)

где fБ − расчетная площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы, fБ=10,9⋅10-4 м2;

ЕБ − модуль продольной упругости материала болта, ЕБ=1,85⋅105 МПа.

 yБ= 232,88⋅10-3/(1,85⋅105⋅10,9⋅10-4 ⋅18)=6,4⋅10-5 м/Н.

#### Коэффициент жесткости для фланцев с овальными прокладками

α=1. (63)

Найдем безразмерный коэффициент υ по формуле

υ=A⋅yБ, (64)

где

 A=[yп+yБ+0,25⋅(yФ1 + yФ2)⋅(DБ - Dп.ср)2]-1, (65)

при стыковки фланца с плоской крышкой

yф1=[1-ω⋅(1+0,9⋅λ)]⋅ψ2/(h13⋅E), (66)

yФ2=yкр , (67)

 По формулам (63)…(67) определяется безразмерный коэффициент

yф1=[1−0,6⋅(1+0,9⋅0,5)]⋅3,8/(0,0133⋅1,75⋅105)=2,27 м/МН,

yф2=0,001,

A=[0+6,4⋅10-5+0,25⋅(2,27+0,001)⋅(0,69-0,525)2]-1=10,67,

υ=10,67⋅6,4⋅10-5=0,0007.

5.3 Расчет фланцевого соединения работающего под внутренним давлением.

Нагрузка действующая на фланцевое соединение от внутреннего избыточного давления найдем по формуле

, (68)

Qд=0,785⋅0,5252⋅11=2,38 МН.

Реакция прокладки в рабочих условиях

Rп=2⋅π⋅Dп.ср⋅bE⋅m⋅pR , (69)

где m − коэффициент, по ОСТ 26-426-79 m=5,5

Rп=2⋅3,14⋅0,525⋅1,5⋅5,5⋅11=299,2 МН.

#### Усилия, возникающие от температурных деформаций

Qt=υ⋅zБ⋅fБ⋅EБ⋅(αф⋅tф − αБ⋅tБ), (70)

где αф, αБ − коэффициенты температурного линейного расширения фланца и болтов, αБ  = 12,36⋅10-6 1/°C, αф = 17,3⋅10-6 1/°C;

 fБ, tф, tБ  − коэффициенты, fБ=5,4⋅10-4 м2, tф=240, tб=37,5.

Qt=0,0007⋅18⋅5,4⋅10-4⋅1,85⋅105⋅(17,3⋅10-6⋅240−12,36⋅10-6⋅237,5)=0,0015 МН.

Болтовая нагрузка в условиях монтажа (до подачи внутреннего давления) при p>0,6 МПа

PБ1=max{α⋅Qд+Rп; π⋅Dп.ср⋅bE⋅q}, (71)

где q − параметр, q=125;

α − коэффициент жесткости фланцевого соединения, α=1;

[σБ]20 – допускаемое напряжение при температуре 20 °С, [σБ]20=230 МПа.

РБ1 = max{1⋅2,38+0,525/2; 3,14⋅510⋅1,5⋅125}=max{2,65;309}=309 МН.

#### Болтовая нагрузка в рабочих условиях

PБ2=РБ1+(1 - α)⋅QД+Qt, (72)

PБ2=309+(1−1)⋅2,38+0,0015=309,0015 МН.

#### Найдем приведенные изгибающие моменты диаметральном сечении фланца по формулам

M01=0,5⋅PБ1⋅(Dб-Dп.с.), (73)

, (74)

М01=0,5⋅309⋅(0,69-0,525)=25,5 МН⋅м,

МН⋅м.

Принимаем за расчетное МR=26,67 МН⋅м.

#### Условия прочности шпилек

, (75)

, (76)

 МПа≤230 МПа,

 МПа≤220 МПа.

Условия прочности выполняется.

Критический момент на ключе при затяжки определим из графика [3]

Мкр=2,2⋅103 МН⋅м.

5.3 Расчет приварных встык фланцев и буртов

Максимальное напряжение в сечении s1 фланца в месте соединения втулки с плоскостью фланца определим по формуле

, (77)

D\*=D+s1, (78)

D\*=450+34=484

Максимальное напряжение в сечение s0 фланца наблюдается в месте соединения втулки с обечайкой

σ0=ψ3⋅σ1, (79)

σ0=1⋅49,18=49,18 МПа.

Напряжения в кольце фланца от действия M0 найдем по формуле

, (80)

 МПа.

Напряжение во втулки фланца от внутреннего давления найдем по формулам

, (81)

, (82)

 МПа

МПа.


# Условие прочности фланца

в сечение s1

, (83)

d сечение s0

, (84)

,

.


# Условия прочности выполняется

Угол поворота фланца найдем по формуле

, (85)

.

Условие выполняется.

5.4 Расчет крышки

5.4.1 Расчетная схема для крышки люка показана на рисунке 10.

Рисунок 10 – Расчетная схема для крышки люка

Определим толщину плоской крышки люка по формулам

s1≥s1p+c, (86)

где

, (87)

где К – коэффициент, определяется по таблице [2], К=0,4;

 Dp – расчетный диаметр, Dр=D3=Dб=690 мм;

 ϕ – коэффициент прочности сварного шва, ϕ=1;

 [σ] – допускаемое напряжение при расчетной температуре, [σ]=145 МПа;

 p – расчетное давление, p=10 МПа;

 К0 – коэффициент ослабления крышки отверстиями, K0=1.

.

s1≥76+1=77 мм.

5.4.2 Допускаемое давление на крышку определим по формуле

,

МПа

5.4.1 Область применения расчетных формул

Расчетная схема для крышки люка показана на рисунке 10. Формулы применимы для расчета крышки при условии

, (88)

где s1 – исполнительная толщина крышки, примем s1=200 мм;

 Dр – расчетный диаметр, Dр=Dб=690 мм.

,

0,109≤0,11.

Условие соблюдается.

6 Расчет весовых характеристик аппарата

#### 6.1 Расчет веса аппарата

#### Вес аппарата при рабочих условиях рассчитывается по формуле

 GA = GK + GИЗ + GН.У + GВ.У + GЖ, (89)

где GK − вес корпуса, кН;

GИЗ − вес изоляции, кН;

GН.У − вес наружных устройств, кН;

GВ.У − вес внутренних устройств, кН;

GЖ − вес жидкости, кН.

GК = ∑GЦ + ∑GД, (90)

где GЦ − вес цилиндрической части корпуса, кН;

GД − вес днища, кН.

GЦ = π⋅(DВ + s)⋅s⋅HЦ⋅ρм⋅g, ( 91)

где HЦ ⎯ высота цилиндрической части корпуса, м;

ρм ⎯ плотность металла, кг/м3, ρм=7850 кг/м3.

GД=SД⋅s⋅ρм⋅g, (92)

где SД − площадь днища, м2;

sд − толщина днища, м.

GЦ=3,14⋅(1,2 + 0,05)⋅0,05⋅25,9⋅7850⋅9,81=391,424 кН,

GД=2,31⋅0,05⋅7850⋅9,81=9,673 кН.

 По формуле (90)

GK=391,424+2⋅9,673=410,77 кН

Найдем вес изоляции цилиндрической части корпуса

Gиз.ц=π⋅(DB+2⋅s+sиз.)⋅sиз⋅HЦ⋅ρиз.⋅g, (93)

где sиз. – толщина изоляции, м;

ρиз. – плотность изоляции, кг/м3.

, (94)

где sм.в., sAl − толщина минеральной ваты и фольги, sм.в.=0,08 м, sAl=0,8⋅10-3 м;

ρм.в., ρАl − плотность минеральной ваты и фольги, ρм.в.=250 кг/м3, ρAl=2500 кг/м3.

кг/м3.

Gиз.ц=3,14⋅(1,2+2⋅0,05+0,0808)⋅0,0808⋅25,9⋅272,3⋅9,81=24,237 кН.

#### Найдем вес изоляции днищ

GИЗд=Fд⋅sиз⋅ρиз⋅g, (95)

GИЗд=2,31⋅0,808⋅272,3⋅9,81=4,985 кН,

GИЗ=GИЗц+2⋅GИЗд, (96)

GИЗ=24,237+2⋅4,985=34,207 кН.

#### Вес внутренних устройств определяется по формуле

GВН=nт⋅Мт⋅g+Gот, (97)

где nт − число тарелок, nт=40 шт.;

Мт − масса тарелки, Мт=70 кг по ОСТ 26-01-1488-83;

Gот – вес сетчатого отбойника, Gот=830,9 Н.

GВН = 40⋅70⋅9,81+830,9=28,3 кН.

#### Вес жидкости в рабочих условиях определяется по формуле

GЖ=(π⋅(DB)2/4)⋅HЖ⋅ρж⋅g+Vg⋅ρж⋅g, (98)

где HЖ − высота слоя жидкости, HЖ=1,95 м;

 ρж − плотность жидкости, ρж=900 кг/м3;

 Vд − объем днища, Vд=0,45 м3.

GЖ=(3,14⋅1,22/4)⋅1,95⋅900⋅9,81+0,45⋅900⋅9,81=23,434 кН.

# Найдем вес наружных устройств по формуле

Gн.у.=0,1⋅GК, (99)

Gн.у.=0,1⋅410,77=41,077 кН.

По формуле (89)

GA=410,77+34,207+28,3+23,434+41,077=537,788 кН.

Найдем вес аппарата при монтаже

GА.М. = GK + GИЗ + GН.У + GВ.У, (100)

GA.М=410,77+34,207+28,3+41,077=514,354 кН

#### Максимальный вес аппарата определяется по формуле

GAmax = GK+GНУ+GВУ+Gиз.+GВ, (101)

где GВ ⎯ вес воды.

GВ=((π⋅(DB)2/4)⋅HЦ+2⋅Vд)⋅(ρводы)20⋅g, (102)

GB = ((3,14⋅1,22/4)⋅25,9+2⋅0,45)⋅1000⋅9,81=296,039 кН,

Gmax=410,77+34,207+41,077+28,3+296,039=810,393 кН.

6.2 Выбор опоры

С учетом минимального веса аппарата GА=810,393 кН по ОСТ 26-467-78 выбирается опора 3 типа с кольцевым опорным поясом, показан на рисунке , со следующими основными размерами:

 высота опоры H1=2000 мм;

 наружный диаметр кольца D1=1480 мм;

 диаметр D2=1150 мм;

диаметр Dб=1360 мм;

 толщина стенки опоры s1=10 мм;

толщина стенки опоры s2=20 мм;

толщина стенки опоры s3=20 мм;

 число болтов zб=16 шт.;

диаметр отверстия под болт d2=35 мм;

диаметр болтов dб=М30.

Рисунок 11 – Конструкция цилиндрической опоры 3 типа

7 Расчет на ветровую нагрузку

Цель расчета: определение расчетных усилий для колонны от ветровых нагрузок.

Исходные данные для расчета:

– высота колонны H=30,3 м;

– коэффициент неравномерности сжатия грунта CF=2⋅108 H/м3;

– скоростной напор ветра 0,0005 МН/м2;

– модуль продольной упругости Е=1,75⋅105 МПа;

7.1 Определение периода собственных колебаний колонны

Колонну разбиваем по высоте на три участка. Расчетная схема показана на рисунке 12. Вес участка аппарата принимают сосредоточенным в его середине. Нагрузку от веса аппарата прикладывают вертикально, а ветровую горизонтально.

Рисунок 12 – Расчетная схема колонны

Период основного тона собственных колебаний аппарата переменного сечения следует определим по формуле

 T=2⋅H , (103)

 где αi− относительное перемещение центров тяжести участков рассчитываемое по формуле

 , (104)

где βi− коэффициент, определяемый по формуле

, (105)

γ − коэффициент, определяемый по формуле

, (106)

 Δ , λ , μ **−** определяют по формулам:

, (107)

, (108)

, ( 109)

Момент инерции сечения аппарата найдем по формуле

, (110)

м4;

м4;

м4.

Момент сечения подошвы фундамента

, (111)

м4.

Проведем расчет по формулам (102)…(108)

,

,

,

.

,

,



,

,

,

7.2 Определение изгибающего момента от ветровой нагрузки

При расчете ветровая нагрузка, распределенная непрерывно по высоте аппарата, заменяется сосредоточенными горизонтальными силами Pi, приложенными в серединах участков, как показано на рисунке 12.

Изгибающий момент в расчетном сечении на высоте следует определять по формуле

, (112)

где MvJ **−** ветровой момент от действия ветра на площадки обслуживания, Н⋅м.

Ветровая нагрузка на i − м участке

, (113)

Статическая составляющая ветровой нагрузки на i − м участке

 , (114)

Динамическая составляющая ветровой нагрузки на i − м участке

 (115)

Нормативное значение статической составляющей ветровой нагрузки на середине i − го участка аппарата

 , (116)

где q 0 − определяется по ГОСТ Р 51273-99, q0=230 H/м2;

, (117)

для аппаратов круглого сечения **K** = 0,7.

Коэффициент динамичности **ξ** находится в зависимости от параметра

. (118)

Коэффициент динамичности **ξ** определяется по формуле

. (119)

Коэффициент пространственной корреляции пульсации ветра ν определяют по формуле

. (120)

 Приведенное относительное ускорение центра тяжести i − го участка

 , (121)

где α i , α n **−** относительное перемещение i − го и n − го участка при основном колебании

 Если X > 10, то

 , (122)

 Если X ≤ 10, то **m n =** 0,6.

Изгибающий момент в расчетном сечении на высоте от действия ветровой нагрузки на обслуживающую площадку следует определять по формуле

 , (123)

где АJ − общая площадь, включенная в контур площадки, м2.

Коэффициент χJ по формуле

 (124)

Проведем расчет по формулам (111)…(123).

,

,

,

,

,

m2=0,6,

,

,

,

,

,

,

,

,

,

,

,

,

,

,

м2,

,

,

,

,

,

,

,

,


##### 8 Расчёт корпуса аппарата от совместного действия всех нагрузок [5]

Цель расчёта: Проверка аппарата на прочность и устойчивость в результате совместного действия всех нагрузок

 Исходные данные:

 p – расчётное давление, PR=11 МПа;

 D – внутренний диаметр аппарата, D=1200 мм;

 s – толщина стенки аппарата, S=50 мм;

 c – сумма прибавок к толщине стенки, С=2 мм;

 F – расчётное осевое сжимающее усилие в сечении У-У , F = 0,81 МН ;

 М – расчётный изгибающий момент в сечении У-У , М = 0,206 МН⋅м ;

 φт – коэффициент прочности кольцевого сварного шва , φт =1;

 φp – коэффициент прочности продольного сварного шва , φp=1.

М

G

Направление ветра

У

У

Рисунок 13 – Расчётная схема аппарата

8.1 Проверка корпуса аппарата на прочность

8.1.1 Проведем расчет для рабочего условия

Рассчитываем продольные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (125)

где F – осевое сжимающие усилие при рабочих условиях, F=0,537 МН;

Рассчитываем продольные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , (126)

.

Кольцевые напряжения рассчитываем по формуле

, (127)

МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (128)

 МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , ( 129)

.

Проверяем условие прочности по следующим условиям

- на наветренной стороне

 , (130)

124,04 МПа < 145⋅1 МПа.

- на подветренной стороне

, (131)

124,31 МПа<145 МПа.

Условие прочности выполняются.

8.1.2 Проведем расчет при условии монтажа

Рассчитываем продольные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (132)

где F – осевое сжимающие условие при монтаже, F=0,514 МН;

По ГОСТ Р 51274 – 99 при условии монтажа p=0 МПа.

.

Рассчитываем продольные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , (133)

.

Кольцевые напряжения рассчитываем по формуле

, (134)

МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (135)

 МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , ( 136)

.

Проверяем условие прочности по следующим условиям

- на наветренной стороне

 , (137)

0,954 МПа < 145⋅1 МПа.

- на подветренной стороне

, (138)

6,635 МПа<145 МПа.

Условия прочности выполняются.

* 1. Проверка корпуса аппарата на устойчивость

Проверка устойчивости для рабочего условия и при условии испытания.

Допускаемая сжимающая сила из условия прочности сечения У-У корпуса аппарата определяется по формуле

 , (139)

.

Допускаемая осевая нагрузка из условия местной устойчивости формы определяется по формуле

, (140)

MH,

МН.

Допускаемая осевая сжимающая сила из условия устойчивости формы определяется по формуле

, (141)

где λ – гибкость аппарата;

 ,

,

МН,

.

Определяем эквивалентную сжимающую осевую силу по формуле

, ( 142)

.,

.

Определяем допускаемый изгибающий момент из условия прочности

, ( 143)

.

Определяем допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости

, (144)

.

.

Определяем допускаемый изгибающий момент по формуле

, (145)

.

.

Проверяем аппарат на устойчивость от совместного действия нагрузок по условию

 , (146)

При условиях испытания

,

Условие выполняется.

При рабочих условиях

Условие устойчивости выполняется, следовательно, аппарат сохраняет прочность и устойчивость под действием совместно действующих нагрузок.

9 Расчет опоры

Цель расчёта: проверка опоры аппарата на прочность и устойчивость.

 Исходные данные:

 p – расчётное давление, PR=0,11 МПа;

 D – внутренний диаметр опоры, D=1200 мм;

 s – толщина стенки обечайки опоры, S=8 мм;

 c – сумма прибавок к толщине стенки, С=2 мм;

 F – расчётное осевое сжимающее усилие в сечениях, F = 0,81 МН ;

 М – расчётный изгибающий момент в сечениях, М=0,206 МН⋅м ;

 φт – коэффициент прочности кольцевого сварного шва, φт =1;

 φp – коэффициент прочности продольного сварного шва, φp=1.

S4

S2

1:5

D

 S

2000

y

z

z

y

d1

S3

D2

x

x

Dб

D1

Рисунок 14 – Расчётная схема цилиндрической опоры

9.1 Проверка обечайки опоры на прочность

9.1.1 Проведем расчет обечайки для рабочего условия

Рассчитываем продольные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (147)

где F – осевое сжимающие усилие при рабочих условиях, F=0,537 МН;

Рассчитываем продольные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , (148)

.

Кольцевые напряжения рассчитываем по формуле

, (149)

МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (150)

 МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , ( 151)

.

Проверяем условие прочности по следующим условиям

- на наветренной стороне

 , (152)

12,1 МПа < 145⋅1 МПа.

- на подветренной стороне

, (153)

48,61 МПа<145 МПа.

Условие прочности выполняются.

9.1.2 Проведем расчет обечайки при условии монтажа

Рассчитываем продольные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (154)

где F – осевое сжимающие условие при монтаже, F=0,514 МН;

По ГОСТ Р 51274 – 99 при условии монтажа p=0 МПа.

.

Рассчитываем продольные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , (155)

.

Кольцевые напряжения рассчитываем по формуле

, (156)

МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на наветренной стороне по формуле

, (157)

 МПа.

Рассчитываем эквивалентные напряжения на подветренной стороне по формуле

 , ( 158)

.

Проверяем условие прочности по следующим условиям

- на наветренной стороне

 , (159)

11,5 МПа < 145⋅1 МПа.

- на подветренной стороне

, (160)

43,8 МПа<145 МПа.

Условия прочности выполняются.

9.1.3 Проверка прочности сварного шва соединяющего корпус аппарата и опорную обечайку

Проверку прочности проведем по формуле

, (161)

где а – катет сварного шва, а=2 мм;

 [σ]0 – допускаемое напряжения для материала опоры, [σ]0=145 МПа.

,

.

Условие выполняется.

9.1.4 Проверка устойчивости опорной обечайке

Проверку устойчивости в сечение Z-Z проведем по формуле

, ( 162)

где [F] – допускаемое осевое усилие, определяем по ГОСТ 14249, [F]=3,109 МПа;

 [M] – допускаемый изгибающий момент, определяем по ГОСТ 14249, [M]=0,867 МН⋅м;

ϕ1, ϕ2, ϕ3 – коэффициенты , ϕ1=0,99, ϕ2=0,96, ϕ3=0.

0,51≤1

Условие выполняется.

9.2 Расчет Элементов опорного узла

9.2.1 Рассчитаем толщину нижнего опорного кольца s1 по формуле

, (163)

где χ1 – коэффициент, находится по графику [4], χ1=0,85;

b2 – расстояние от обечайки до внешнего края нижнего кольца, b2=125 мм;

[σ]A – допускаемое напряжение для материала опоры, [σ]A=142 МПа;

b1 – ширина нижнего опорного кольца, b1=330 мм;

Dб – диаметр окружности анкерных болтов, Dб=1360 мм;

s0 – исполнительная толщина обечайки опоры, s0=8 мм.

,

.

Принимаем s1=20 мм.

### Библиография

1 ОСТ 26-291-94

2 ГОСТ 14249-89. Нормы метода расчета на прочность

3 ГОСТ 24755-89. нормы и методы расчета на прочность укреплений отверстий

4 ГОСТ Р 51274-99. Сосуды и аппараты колонного типа, нормы и методы расчёта на прочность. – М.: Издательство стандартов, 1999. – 11 с.