

С.В. Лапшина

**Конструирование и
расчет элементов
оборудования
химической технологии и
нефтехимии**

Волгоград

2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛЖСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

С.В.Лапшина

**Конструирование и расчет элементов
оборудования химической технологии и
нефтехимии**

Электронное учебное пособие

Волгоград
2017

УДК 66.02(07)

ББК 35я73
Л 248

Рецензенты:

Кандидат технических наук, инженер-технолог ООО «КОМЕД»
Провоторова Д.А.,
Кандидат технических наук, инженер-конструктор ООО «Комед»
Харитонов В.Н.

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Лапшина, С.В.

Конструирование и расчет элементов оборудования химической технологии и нефтехимии [Электронный ресурс]: учеб. пособие ; С.В. Лапшина / ВПИ (филиал) ВолгГТУ. – Электрон. текстовые дан. (1 файл: 413 КБ). – Волгоград, 2017. - Режим доступа: <http://lib.volpi.ru>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-5-9948-2769-7

Содержит теоретический материал по курсу «Конструирование и расчет элементов оборудования химической технологии и нефтехимии». Предназначено для студентов всех форм обучения

Библиограф.: 4 назв.

ISBN 978-5-9948-2769-7

© Волгоградский государственный
технический университет, 2017.

© Волжский Политехнический
институт, 2017

Лекция №1.

1. Цели и задачи дисциплины. Классификация машин и аппаратов химического производства. Основные детали и узлы М и АХП.

Цели: научиться методике расчета и проектирования современного, надежного и высокопроизводительного оборудования оптимальной металлоемкости и стоимости и отвечающей главным критериям работоспособности (прочность, жесткость, устойчивость, виброустойчивость и т.д.).

Задачи: ознакомиться с конструкцией типичных аппаратов и машин. Их основными деталями, узлами, сборочными единицами, а так же с принципами их конструктивного и прочностного расчета.

Классификация М и АХП.

М и АХП можно разделить на 3 класса.

1. Машины и аппараты тонкостенные (с тонкой стенкой) – отношение исполнительной толщины стенки к внутреннему

диаметру $\frac{\delta}{d} \leq 0.1$

2. Аппараты высокого давления (толстостенные) – $\frac{\delta}{d} > 0.1$

3. Машины и аппараты с вращающимися элементами.

Основные детали и узлы М и АХП.

1. Корпус – представляющий собой обечайку.

Обечайка – это барабан, выполненный из листового материала и открытого с торцев.

2. Днища и крышки.

3. Опоры.

4. люки, лазы, смотровые окна.

5. Штуцера.

6. Различные внутренние устройства.



2. Требования, предъявляемые к основным М и АХП.

1. *Механическая прочность* – способность выдерживать механическую нагрузку не разрушаясь;

2. *Устойчивость* – способность аппарата в рабочем состоянии сохранять свою первоначальную форму;

3. *Долговечность* – понимается срок службы (обычно 10 – 15 лет);

4. *Герметичность* – способность не пропускать рабочую среду под давлением;

5. *Простота устройства, изготовления, обслуживания и ремонта;*

6. *Технологичность конструкции* – (простота и невысокая стоимость оборудования) стандартизация и нормализация узлов и деталей и правильный выбор допусков;

7. *Надежность и безопасность во время эксплуатации* – наличие клапанов, предупредительных ограждений и т.д.;

8. *Транспортабельность* – "доставить и собрать";

9. *Высокая производительность и КПД;*

10. *Стабильное обеспечение требуемых технологических режимов в условиях непрерывного производства;*

11. *Удовлетворение требованиям технологической и конструктивной эстетики.*



3. Общий порядок расчета и конструирования.

1. Изучаются основные технические требования, предъявляемые к оборудованию и условия его эксплуатации.

а) назначение и среда;

б) технические характеристики оборудования

(производительность, поверхность теплообмена, мощность и т.д.);

в) параметры технологических процессов (давление, температура).

2. Выбор основного конструктивного материала.

3. Составляем расчетную схему рассматриваемого элемента, определяемся с габаритными размерами, производим расчет по главным критериям работоспособности:

а) расчет на механическую прочность производят по внутреннему избыточному или наружному давлению, данному расчету должны подвергаться все основные узлы и детали машин и аппаратов.

Давление, как нагрузка, воспринимаемая аппаратом, в прочностных расчетах принимается **статической** (медленно возрастает с 0 до максимального значения, а затем не меняется).

б) расчет на устойчивость производят для аппаратов, испытывающих действие избыточного наружного давления, а также осевых и поперечных нагрузок;

в) расчет на усталость необходимо производить только в том случае, если число циклов нагружения за весь срок эксплуатации оборудования будет >1000 и колебания нагрузок превышают 15%;

г) проверяется прочность в зонах краевого эффекта (переход от днища, лаз).

4. Выбор основных расчетных параметров.

1. Давление.

а) *рабочее давление* (Р).

– максимальное внутреннее избыточное или наружное



давление, возникающее при нормальном протекании процесса без учета гидростатического давления среды и без учета кратковременного повышения давления во время работы предохранительных клапанов или других предохранительных устройств.

б) расчетное давление (P_p)

– это то давление, по которому производят расчет на прочность.

Если в аппарате нет среды, то $P_p = P$;

Если в аппарате есть рабочая среда, то

$$P_p = P + P_{\Gamma} \quad \text{если} \quad \frac{P_{\Gamma}}{P} \cdot 100\% \geq 5\%, \quad \text{иначе} \quad P_p = P,$$

где P_{Γ} – гидростатическое давление.

$$P_{\Gamma} = \rho \cdot g \cdot h, \quad (\text{для сфер } h = d).$$

в) пробное давление – это то давление, на котором

| сосуды | P расчетное давление, P_p , МПа | Пробное давление, P_n , МПа |
|------------------|--|---|
| Все, кроме литых | < 0.5 | $\max \left\{ \begin{array}{l} 1.5 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ 0.2 \end{array} \right\}$ |
| | > 0.5 | $\max \left\{ \begin{array}{l} 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ P_p + 0.3 \end{array} \right\}$ |
| Литые | N зависимо от давления | $\max \left\{ \begin{array}{l} 1.5 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ 0.3 \end{array} \right\}$ |

испытывают аппарат после его изготовления, а так же периодически во время эксплуатации.

Пробное давление рассчитывается в зависимости от расчетного.

$[\sigma]_{20}$ – допускаемое напряжение материала рассчитываемого элемента при температуре 20⁰С.

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала рассчитываемого элемента при расчетной температуре.

г) *условное давление* – понимают избыточное рабочее давление среды при температуре 20⁰С (без учета гидростатического давления).

2. Температура.

Различают:

а) **рабочая температура** – при которой протекает рабочий процесс (температура среды) t ;

б) **расчетная температура** – за расчетную температуру принимают (t_p):

при положительных температурах внутри аппарата – наибольшее значение температуры стенки;

при отрицательных температурах внутри аппарата или 0°C – за расчетную принимают температуру равную 20°C ;

при наружном обогреве стенки аппарата открытым пламенем с температурой 250°C и больше (или электронагревателем), то за расчетную принимают температуру равную температуре среды, соприкасающейся со стенкой, увеличенной на 50°C (но не менее 250°C).

3. Допускаемое напряжение.

Различают:

а) допускаемое напряжение при расчетной температуре ($[\sigma]$)

$$[\sigma] = \eta \cdot \sigma^*,$$

где σ^* – нормативно допускаемые напряжения при расчетной температуре;

η – коэффициент, учитывающий вид заготовки.

Для листового проката $\eta = 1$.

Для отливок, подвергшихся индивидуальному контролю, неразрушающим методом $\eta = 0,8$.

Для всех остальных отливок $\eta = 0,7$.

б) допускаемое напряжение при температуре 20°C ($[\sigma]_{20}$)

$$[\sigma]_{20} = \eta \cdot \sigma_{20}^*,$$

где σ_{20}^* – нормативно допускаемые напряжения при

температуре 20⁰С.

σ^* , σ_{20}^* – выбираются из таблиц методом интерполяции.

в) допускаемое напряжение при испытаниях ($[\sigma]_{\text{п}}$)

$$[\sigma]_{\text{п}} = \eta \cdot \frac{\sigma_{\text{T}20}}{n_{\text{T}}} = \eta \cdot \frac{\sigma_{\text{T}20}}{1.1},$$

где $n_{\text{T}} = 1.1$ – коэффициент запаса по пределу текучести при испытаниях;

$\sigma_{\text{T}20}$ – предел текучести материала при температуре 20⁰С (из табл.).

4. Конструктивная прибавка к расчетным утолщениям стенки.

$\delta_{\text{р}}$ – расчетная толщина стенки;

δ – исполнительная толщина стенки;

c – конструктивная прибавка.

$$\delta = \delta_{\text{р}} + c$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

где c_1 – прибавка на коррозию и эрозию металла;

c_2 – прибавка на округление толщины стенки до стандартного размера;

c_3 – при штамповке, вытяжке (специальных технических операциях) учитывает отрицательные допуски.

$$c_1 = \tau \cdot \pi,$$

где τ – срок службы аппарата;

π – проницаемость среды.

5. Коэффициент прочности сварных соединений.

При расчете на прочность сварных элементов сосудов и аппаратов, для повышения надежности аппарата в расчетные формулы вводится коэффициент прочности сварных соединений, который изменяется $0.65 \leq \phi \leq 1.0$. Выбирается в зависимости от

вида сварного шва и контроля его качества.

6. Другие параметры.

модуль продольной упругости (модуль Юнга) – E ;

коэффициент Пуассона – μ ;

коэффициент температурного расширения материала – α ;

Выбираются из справочников в зависимости от расчетной температуры и материала методом интерполяции.



Лекция №2.

5. Конструкционные материалы и критерии их выбора.

При выборе конструкционных материалов для изготовления машин и аппаратов химического производства следует обращать внимание на следующие факторы, которые разделяются на следующие группы:

1. факторы, которые зависят от внешних рабочих условий (температура, среда, давление);
2. факторы, которые связаны со свойствами самого материала.

I. механические характеристики материалов:

σ_B – временное сопротивление разрушению;

σ_T – предел текучести материала;

ϵ – относительное удлинение после разрушения;

ψ – относительное сужение материала после разрушения.

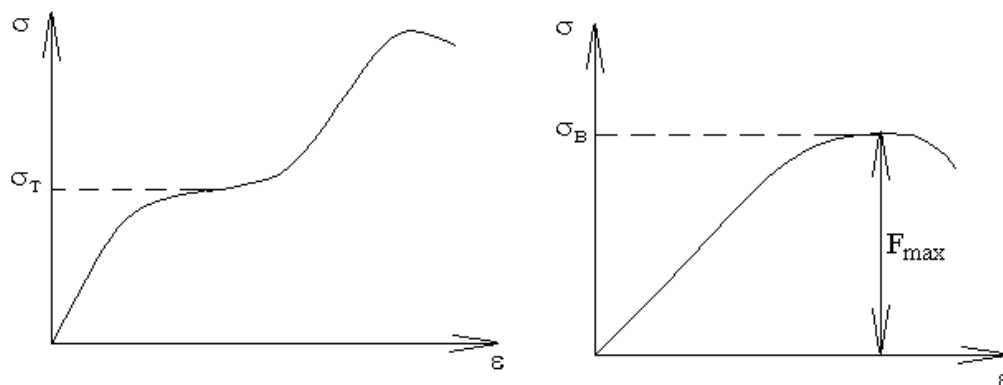
σ_B, σ_T – характеристики прочности материала,

ϵ, ψ – характеристики пластичности материала.

Пластичный материал.

Хрупкий

материал.



Для всех пластичных материалов допускаемое напряжение рассчитывается по пределу текучести

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T},$$

для хрупких материалов – по пределу прочности

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B}.$$

С повышением температуры значения характеристик прочности снижаются и поэтому в качестве критерия, определяющего допускаемые напряжения, следует использовать иные характеристики.

Порогом для выбора напряжений служит:

- а) для углеродистой стали $t = 380$ °С;
- б) для легированной стали – $t = 420$ °С;
- в) для высоколегированной стали – $t = 525$ °С.

При превышении указанного порога допускаемые напряжения выбираются:

1. По пределу ползучести.

Ползучесть – способность стали медленно непрерывно (пластически) деформироваться при высоких температурах под действием постоянной нагрузки.

Экспериментально вычисляется скорость ползучести

$$v_{\text{п}} = \frac{\Delta l}{l \cdot \tau} \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{ч}} \right],$$

где Δl – абсолютная деформация образца;

l – расчетная длина образца;

τ – время за которое произошла деформация.

Условным пределом ползучести называют общую деформацию ползучести, приравнивая ее 1% от расчетной длины за определенное время.

$$\Delta l = 0.01 \cdot l$$

За время обычно берут 10^4 или 10^5 часов.

$$\nu_{\text{п}} = \frac{0.01 \cdot 1}{1 \cdot 10000} = 10^{-6} \quad \text{или}$$

$$\nu_{\text{п}} = \frac{0.01 \cdot 1}{1 \cdot 100000} = 10^{-7}$$

Пределом ползучести называют относительную скорость ползучести ($\nu_{\text{п}}$). В справочниках обозначается: $\sigma_{\text{п} \cdot 10^{-6}}$; $\sigma_{\text{п} \cdot 10^{-7}}$

2. По пределу длительной прочности.

В том случае, если деформация образца не существенна, а конструкция работает при повышенных температурах под напряжением, в качестве критерия для выбора допускаемого напряжения берется **предел длительной прочности** – напряжение, соответствующее максимальной нагрузке, которую при испытаниях выдерживает образец, не разрушаясь (условия испытания: повышенные напряжение и температура).

3. Релаксация.

Под релаксацией понимается самопроизвольное снижение напряжений при высокой температуре. Отличие релаксации от ползучести заключается в том, что при релаксации общая деформация детали постоянна, а напряжение в ней непрерывно падает, в то время как при ползучести – напряжение постоянно при непрерывно падающей деформации.

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{у}} + \varepsilon_{\text{п}}$$

Закон релаксации.

$$(\varepsilon_{\text{п}} = 0) \quad \varepsilon = \varepsilon_{\text{у}}; \quad \varepsilon = \varepsilon_{\text{п}} \quad \varepsilon_{\text{у}} \Rightarrow \varepsilon_{\text{п}}$$

Скорость релаксации представляет собой уменьшение напряжения в детали.

$$\nu_{\text{р}} = \frac{\sigma_0 - \sigma}{\tau},$$

где σ_0 , σ – напряжение на начало, конец работы;

II. Физические характеристики:

Ударная вязкость a_n ;

Коэффициент температурного расширения α .

III. Характеристики, обеспечивающие упругость материалов:

Модуль нормальной упругости (модуль Юнга) E ;

Коэффициент Пуассона μ ;

Модуль касательной упругости G .

6. Теории прочности, применяемые при расчетах М и АХП.

Машины и аппараты с тонкой стенкой рассчитываются по третьей теории прочности.

Это теория максимальных касательных напряжений, согласно которой разрушение элементов конструкции наступает тогда, когда касательные напряжения в ней достигнут опасного значения.

$$\tau_{\max} = [\tau]; \quad \tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}; \quad \sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

$$[\tau] = \frac{1}{2} \cdot [\sigma]; \quad \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (1)$$

Т. к. элементы конструкции тонкостенных аппаратов находятся в плоском напряженном состоянии, а нормальные напряжения вычисляются

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2} \quad (2)$$

Подставим (1) в (2):

$$\frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2} - \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2} \leq [\sigma]$$

$$2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (3)$$



σ – нормальные напряжения, возникающие в каждой точке поперечного сечения элементов конструкции, вызванное действием изгибающей нагрузки.

$$\sigma = \frac{M_{и}}{W_z} \quad [\text{МПа}],$$

где W_z – осевой момент сопротивления.

$$\text{Для вала} \quad W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad [\text{м}^3]$$

τ – касательные напряжения, возникающие в каждой точке поперечного сечения от действия крутящего момента.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}; \quad W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16},$$

где W_p – полярный момент сопротивления.

$$W_p = 2 \cdot W_z$$

$$\underbrace{\sigma_1 - \sigma_3}_{\sigma_{\text{эkv}}} = \sqrt{\left(\frac{M_{и}}{W_z}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{M_{кр}}{W_p}\right)^2} = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2}}{W_z}$$

$\sigma_1 - \sigma_3$ – эквивалентные напряжения, вычисленные по третьей теории прочности;

$\sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2}$ – эквивалентные моменты, вычисленные по третьей теории прочности.

$$M_{\text{эkvIII}} = \sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2}$$

$$\sigma_{\text{эkvIII}} = \frac{M_{\text{эkvIII}}}{W_z} \leq [\sigma] \quad \text{– условие прочности по}$$

3 – ей теории прочности



Лекция №3.

7. Тонкостенные оболочки.

7.1. Оболочки вращения. Основные понятия и определения.

Машины и аппараты называются **тонкостенными** если отношение исполнительной толщины стенки к внутреннему диаметру не превышает $0,1 \frac{\delta}{D} \leq 0.1$.

Оболочкой называется тело ограниченное двумя криволинейными поверхностями, расположенными на близком расстоянии друг от друга.

В зависимости от формы срединной поверхности (это геометрическое место точек, равно удаленное от двух криволинейных поверхностей) оболочки подразделяются на: цилиндрические, сферические, конические.

Если срединная поверхность плоская кривая – это пластина.

Большинство форм элементов машин и аппаратов являются оболочками вращения, срединную поверхность, которой можно получить при вращении любой плоской кривой вокруг некоторой оси.

Опр. 1: При вращении любой точки, принадлежащей плоской кривой вокруг оси, эта точка описывает окружность радиусом r , называемая параллельным кругом.

Опр. 2: Кривая пересечения срединной поверхности плоскостью, проходящей через ось, называется меридианом.

Опр. 3: Радиус кривизны срединной поверхности в направлении меридиана называется первым главным радиусом кривизны (ρ_m).

Опр. 4: Радиус кривизны срединной поверхности в направлении перпендикулярном меридиану называется вторым главным радиусом кривизны (ρ_k).

Для цилиндра $\rho_m = \infty$; $\rho_k = R$

Для шара $\rho_m = \rho_k = R$



7.2. Осесимметричные оболочки вращения. Их основные нагрузки и напряжения. Уравнения Лапласа.

Оболочка вращения называется **осесимметричной** если она нагружена: силами распределенными симметрично вокруг оси; краевыми силами, распределенными равномерно по параллельному кругу; краевыми моментами, равномерно распределенными по параллельному кругу.

Самым общим случаем нагружения каждой точки поперечного сечения осесимметричных оболочек вращения действуют следующие удельные нагрузки, распределенные равномерно по толщине стенки оболочки:

S – меридиональная сила – это сила приходящаяся на единицу длины параллельного круга и растягивающая элемент в меридиональном направлении.

T – кольцевая сила – это сила приходящаяся на единицу длины меридиана и стремящаяся растянуть элемент в направлении параллельного круга.

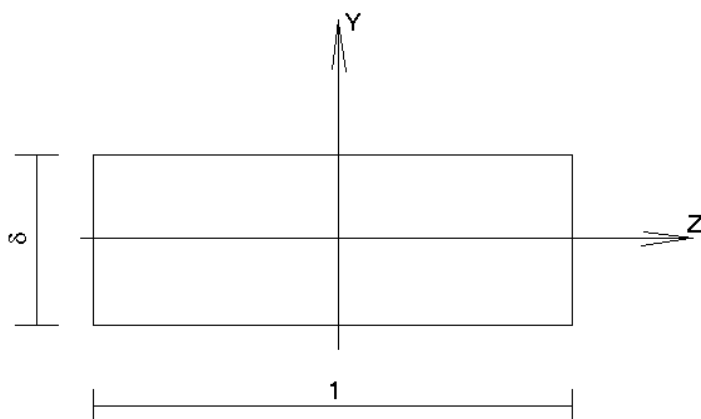
M – меридиональный момент – это момент, приходящийся на единицу длины параллельного круга и стремящийся изменить кривизну элемента в направлении меридиана.

K – кольцевой момент – изгибающий момент, приходящийся на единицу длины меридиана и стремящийся изменить кривизну элемента в направлении параллельном меридиана.

Q – поперечная сила – это сила, приходящаяся на единицу длины меридиана.

Напряжения, возникающие от действия удельных нагрузок, определяются, если предположить, что грани элемента, к

которому приложена нагрузка имеют форму прямоугольника с основанием равным 1 и высотой равной толщине стенки аппарата.



$$S \rightarrow \sigma_s = \frac{S}{\delta}; \quad T \rightarrow \sigma_T = \frac{T}{\delta}; \quad Q \rightarrow \tau = \frac{Q}{\delta}$$

$$M \rightarrow \sigma_M = \frac{6 \cdot M}{\delta^2}; \quad K \rightarrow \sigma_K = \frac{6 \cdot K}{\delta^2}$$

Согласно принципа суперпозиции (независимости действия сил) одноименные силы суммируются

$$\sigma_m = \sigma_s + \sigma_M = \frac{S}{\delta} \pm \frac{6 \cdot M}{\delta^2} \quad \text{– суммарное меридиональное напряжение}$$

$$\sigma_k = \sigma_T + \sigma_K = \frac{T}{\delta} \pm \frac{6 \cdot K}{\delta^2} \quad \text{– суммарное кольцевое напряжение}$$

+ – к внутренней поверхности

– – к внешней поверхности

Вывод: таким образом, самым общим случаем нагружения асимметричные оболочки вращения испытывают действия трех напряжений: меридиональное, кольцевое и касательное, которые учитывают действие всех внутренних удельных нагрузок.

Теория расчета оболочек, которая учитывает действие всех внутренних удельных нагрузок – моментная теория расчета.

На практике при расчете тонкостенных оболочек вращения, находящихся под действием равномерно распределенного

давления поперечную силу и изгибающие моменты не учитывают. Такую теорию расчета называют **безмоментной теорией расчета оболочек**.

Основным уравнением безмоментной теории расчета на прочность асимметричных оболочек вращения нагруженных давлением является уравнение Лапласа.

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_k}{\rho_k} = \frac{P}{\delta},$$

P – внутреннее давление;

δ – толщина стенки оболочки.



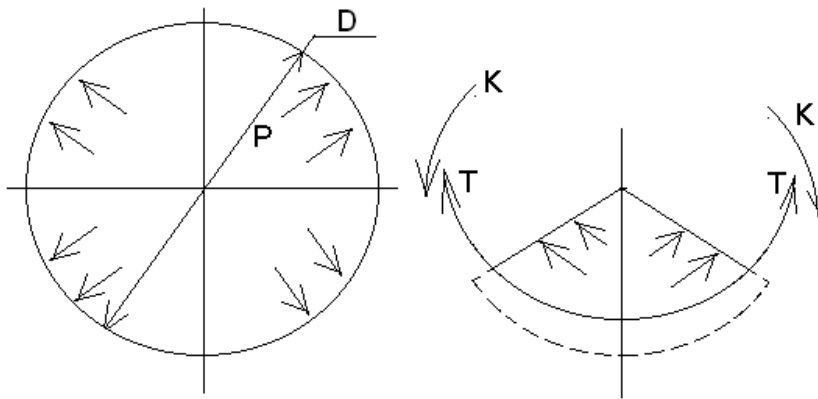
Лекция №4.

8. Расчет цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением.

Тонкостенная оболочка – это оболочка, у которой толщина стенки не превышает 10% от внутреннего диаметра.

8.1. Проектировочный расчет.

Цель расчета: определить размер поперечного сечения: толщину стенки.



Наиболее опасные напряжения: кольцевое, меридиональное, радиальное (σ_k ; σ_m ; σ_r).

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$$

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

кольцевое напряжение в направлении кольцевой растягивающей силы T определяем из уравнения Лапласа.

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_k}{\rho_k} = \frac{P}{\delta_p}$$

$$\rho_m = \infty; \quad \rho_k = R$$

$$\frac{\sigma_k}{R} = \frac{P}{\delta_p} \Rightarrow \sigma_k = \frac{P \cdot R}{\delta_p} \approx \sigma_T \quad (1)$$

Возникающее кольцевое напряжение искажает цилиндр и относительную его деформацию можно рассчитать исходя из

закона Гука.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2)$$

С учетом (1) и (2):

$$\varepsilon = \frac{\sigma_k}{E} = \frac{P \cdot R}{\delta_p \cdot E} \quad (3)$$

Изменение самой кривизны:

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R + \varepsilon \cdot R} = \frac{\varepsilon}{R + \varepsilon \cdot R} = \frac{R \cdot P}{\delta_p \cdot E \cdot R} = \frac{P}{\delta_p \cdot E}$$

Слагаемым $\varepsilon \cdot R$ пренебрегаем, т.к. $\varepsilon \cdot R \ll R$.

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R + \varepsilon \cdot R} = \frac{P}{\delta_p \cdot E} \quad (4)$$

Величина изгибающего момента в поперечном сечении определяется произведением жесткости сечения ($E \cdot I_z$) на кривизну радиуса:

$$K = \frac{P}{\delta_p \cdot E} \cdot E \cdot I_z = \frac{P \cdot I_z}{\delta_p}$$
$$\sigma_k = \frac{K}{W_z}; \quad W_z = \frac{2 \cdot I_z}{\delta_p}; \quad \sigma_k = \sigma_T = \frac{P \cdot R}{\delta_p}$$
$$\sigma_k = \sigma_{\text{и}} = \frac{P}{2} \quad (5)$$

Т.к. значения изгибающих напряжений в выражении (5) от действия кольцевого момента K много меньше, чем значения растягивающего напряжения от растягивающей силы в выражении (1), то в суммарном значении кольцевого напряжения величиной изгибающих напряжений пренебрегают. Поэтому для проведения проектировочного расчета в качестве исходного кольцевого напряжения достаточно выражения (1).

$$\sigma_k = \frac{P \cdot R}{\delta_p}$$

Меридиональное напряжение стенки цилиндра σ_m можно

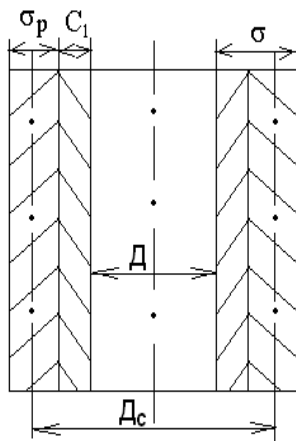
определить из условия равенства нагрузки на днище аппарата от внутреннего давления и усилия в кольцевом сечении стенки аппарата.

$$\pi \cdot R^2 \cdot P = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \delta_p \cdot \sigma_m \Rightarrow \sigma_m = \frac{R \cdot P}{2 \cdot \delta_p}$$

Радиальное напряжение (σ_r) очень мало и приблизительно считают равным внутреннему давлению с обратным знаком:

$$\sigma_r = -P$$

Окончательно условием прочности будет:



$$\frac{P \cdot R}{\delta_p} + P \leq [\sigma]$$

$$\sigma_r = -P \ll \sigma_k;$$

$$\frac{P \cdot R}{\delta_p} \leq [\sigma] \Rightarrow \delta_p \geq \frac{P \cdot R_c}{[\sigma]}$$

Т.к. большинство аппаратов химического производства сварные, то для повышения надежности аппарата в вычислении расчетной толщины вводят коэффициент прочности сварного шва ϕ .

Окончательно расчетная толщина стенки:

$$\delta_p \geq \frac{D \cdot P}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P}$$

Полученная толщина стенки должна обеспечивать прочность аппарата, как при рабочих условиях, так и при испытаниях. Поэтому, для вычисления исполнительной толщины стенки расчетная толщина выбирается как максимальная, вычисленная при рабочих условиях и при испытаниях.

$$\delta = \delta_p + c$$

$$\text{Для цилиндра: } \delta_p = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D \cdot P_p}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p} \\ \frac{D \cdot P_{и}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}} \end{array} \right\}$$

$$\text{Для сферы: } \delta_p = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D \cdot P_p}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p} \\ \frac{D \cdot P_{и}}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}} \end{array} \right\}$$

$$\text{Для конических: } \delta_p = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D \cdot P_p}{[2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p] \cdot \cos(\alpha)} \\ \frac{D \cdot P_{и}}{[2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}] \cdot \cos(\alpha)} \end{array} \right\}$$

$$\text{Для эллиптических: } \delta_p = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D \cdot P_p}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - 0.5 \cdot P_p} \\ \frac{D \cdot P_{и}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - 0.5 \cdot P_{и}} \end{array} \right\}$$



8.2. Проверочный расчет.

Цель расчета: проверить выполняемость условий прочности от внутреннего давления с полученной величиной стенки.

$$\text{Независимо от вида оболочки: } \begin{array}{l} P_p \leq [P] \\ P_{и} \leq [P]_{и} \end{array} .$$

Для цилиндрических оболочек допускаемое давление

рассчитывается:

$$[P] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

$$[P]_{\text{н}} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{н}} \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

Для сферы:

$$[P] = \frac{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

$$[P]_{\text{н}} = \frac{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{н}} \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

Для конуса:

$$[P] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}{D + (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}$$

$$[P]_{\text{н}} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{н}} \cdot (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}{D + (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}$$

Для эллиптических:

$$[P] = \frac{0.5 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

$$[P]_{\text{н}} = \frac{0.5 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{н}} \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$



Лекция №5.

9. Оптимальные размеры корпуса аппарата, работающего под внутренним давлением.

Большинство сосудов химической промышленности, работающих под внутренним избыточным давлением или под наливом, изготавливают с точки зрения наибольшей экономичности (речь идет о затрате материалов и габаритных размерах аппарата).

Габаритные размеры аппарата зависят от требуемой вместимости рабочей среды.

Экономичность сосудов и аппаратов зависит от цели,

поставленной в процессе их изготовления: а) оптимизация по металлу; б) обеспечение минимальной боковой поверхности (для сосудов и аппаратов, подлежащих футеровке, теплоизоляции, эмалированию).

Рассмотрим, как решаются эти две задачи.

1. Оптимизация по металлу.

Как правило, известно:

Объем аппарата;

Внутреннее давление;

Рабочая температура среды

Проницаемость коррозионных сред в материалы.

Для решения этой задачи представляют массу корпуса как функцию от внутреннего диаметра: $m_k = f(D)$.

$$m_k = \rho(A_{\text{ц}} \cdot \delta_{\text{ц}} + A_{\text{д}} \cdot \delta_{\text{д}} + A_{\text{к}} \cdot \delta_{\text{к}}),$$

где ρ – плотность материала, кг/м³;

$A_{\text{ц}}$, $A_{\text{д}}$, $A_{\text{к}}$ – боковая площадь поверхности цилиндрической части корпуса, днища и крышки;

$\delta_{\text{ц}}$, $\delta_{\text{д}}$, $\delta_{\text{к}}$ – исполнительные толщины стенок цилиндрической части, днища и крышки.

Для того, чтобы масса корпуса являлась функцией внутреннего диаметра и при этом имела минимальное значение необходимо соблюдение условий:

$$\frac{dm_k}{dD} = 0; \quad \frac{d^2m_k}{(dD)^2} > 0$$

для упрощения решения задачи в справочных данных построены номограммы, по которым определяется оптимальный внутренний диаметр рассчитываемого аппарата (из условия минимальных затрат материала).

$$P_{II} = \frac{P_p}{10 \cdot [\sigma] \cdot c_1},$$

где P_p – расчетное давление;

$[\sigma]$ – нормативно допускаемое напряжение при расчетной температуре;

c_1 – прибавка на коррозию.

2. Обеспечение минимальной боковой поверхности.

При оптимизации размеров корпуса по критерию минимальной боковой поверхности задача упрощается, т.к. не учитывается толщина стенки.

В этом случае необходимо суммарную боковую поверхность сосуда представить как функцию внутреннего диаметра и решить уравнение:

$$\frac{d(\sum A)}{dD} = 0$$

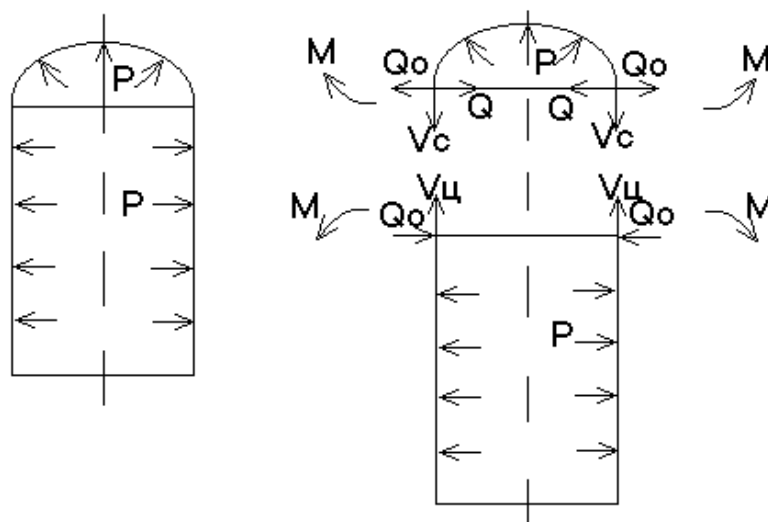


Лекция №6.

10. Краевая задача цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением.

При расчете тонкостенных аппаратов, работающих под внутренним давлением, их края рассматривают как свободные и для практики с достаточной степенью точности (проектировочного и проверочного расчета) можно толщину стенки рассчитывать по безмоментной теории.

В действительности же край оболочки нагружен равномерно распределенными краевыми силами и краевыми моментами.



V_c , $V_{\text{ц}}$ – меридиональные усилия сферической крышки и цилиндра;

Q – распорное усилие крышки;

Q_0 , M – неизвестные краевая сила и краевой момент.

Целью решения краевой задачи является вычисление неизвестных краевых нагрузок M и Q_0 , напряжений, как следствие от этих нагрузок и проверка прочности по краю сопряжения.

Для вычисления краевых нагрузок составляется уравнение совместимости деформаций.

Идея которого следующая: в узле сопряжения не должно

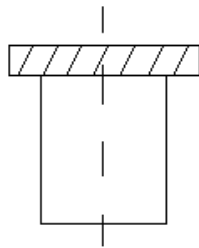
быть ни каких отличительных перемещений сопрягаемых деталей.

Правило знаков деформации:

Для линейных (или радиальных) Δ .

Δ – "+" – если от рассматриваемой нагрузки сечение стремиться сместиться от оси.

А угловые Q – "-" – если от рассматриваемой нагрузки сечение стремиться повернуться по часовой стрелки.



$$\Delta_p^{\text{ц}} - \Delta_{Q_0}^{\text{ц}} + \Delta_M^{\text{ц}} = \Delta_p^{\text{с}} + \Delta_M^{\text{с}} + \Delta_{(Q_0-Q)}^{\text{с}}$$

$$\theta_p^{\text{ц}} - \theta_{Q_0}^{\text{ц}} + \theta_M^{\text{ц}} = \theta_p^{\text{с}} + \theta_M^{\text{с}} + \theta_{(Q_0-Q)}^{\text{с}}$$

В том случае, если цилиндрический корпус жестко защемленный в недеформируемой детали, уравнения совместимости деформаций примут вид:

$$\Delta_p^{\text{ц}} - \Delta_{Q_0}^{\text{ц}} + \Delta_M^{\text{ц}} = 0$$

$$\theta_p^{\text{ц}} - \theta_{Q_0}^{\text{ц}} + \theta_M^{\text{ц}} = 0$$

Если корпус цилиндрического соединения с недеформируемой деталью (например, прокладочное соединение), в этом случае краевой момент и угловые перемещения $\theta = 0$.

$$\Delta_p^{\text{ц}} - \Delta_{Q_0}^{\text{ц}} = 0$$

После составления уравнений совместности деформаций формулы для вычисления перемещений, как линейных максимальных и угловых (Δ , θ), выбираются по справочнику в зависимости от вида аппарата и сопряжения (Михалев, таб. 1.26, стр. 58 – 61).

После вычисления деформаций для проведения проектировочного расчета необходимо вычислить напряжения в поперечном сечении от действия краевой силы и момента. Возникают кольцевое и меридиональное напряжения.

$$\sigma_m = \sigma_m^p + \sigma_m^{M_0} + \sigma_m^{(Q_0-Q)}$$

$$\sigma_k = \sigma_k^p + \sigma_k^{M_0} + \sigma_k^{(Q_0-Q)}$$

где σ_m , σ_k – меридиональное и кольцевое напряжение;

p – от внутреннего давления;

M_0 – краевой момент;

$Q_0 - Q$ – краевое распорное усилие.

$$\sigma_{\max} = \max\{\sigma_m, \sigma_k\}$$

Выбирается максимальное значение, для которого и составляется условие прочности.

$$\sigma_{\max} \leq \varphi \cdot [\sigma]_{\text{кр}},$$

где φ – коэффициент прочности сварного соединения;

$[\sigma]_{\text{кр}}$ – допускаемое напряжение по краю оболочки.

Допускаемое напряжение по краю оболочки для хрупких материалов приравнивается к допускаемому напряжению расчетной оболочки при данной температуре (чугуны).

$$[\sigma]_{\text{кр}} = [\sigma]$$

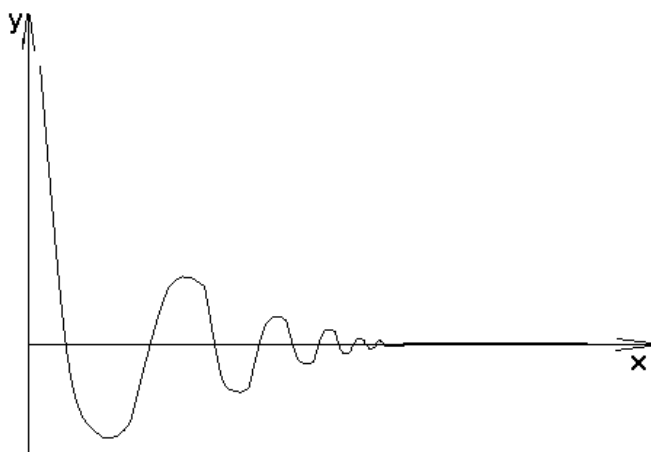
для пластичных материалов можно увеличить в 1,3 (стали).

$$[\sigma]_{\text{кр}} = 1.3 \cdot [\sigma]$$

Напряжения, возникающие по краю, действуют в небольшой зоне и быстро затухают по мере удаления от края.

Кривая затухания напряжения носит волнообразный знакопеременный характер и определяется уравнением:

$$y = A \cdot e^{-k \cdot x} \cdot [\sin(k \cdot x) + \cos(k \cdot x)],$$



где A – учитывает нагрузку;
 k – характер скорости затухания;
 x – определяется расстоянием от

края до рассматриваемого сечения.

Для цилиндров краевые силы и краевые моменты оказываются существенными только в пределах зоны протяженностью:

$$2.5 \cdot \sqrt{R \cdot \delta},$$

где R – внутренний радиус оболочки;

δ – исполнительная толщина стенки.

Если длина цилиндра меньше указанной зоны $L < 2.5 \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$, то краевые нагрузки, возникающие на одном крае цилиндра оказывают влияние на деформацию на другом крае. Поэтому для проведения точного расчета учитывать напряжение по краю необходимо.

Для длинных цилиндров, у которых $L \geq 2.5 \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$ учет краевого эффекта необязателен.

Замечание:

Величина краевых нагрузок зависит от узла сопряжения и свойств материала.

В жестких соединениях возникают большие краевые напряжения.

Пластичные материалы более податливы к деформациям,

поэтому краевой эффект проявляется в меньшей степени.

При расчете стальных оболочек с плавным переходом можно пользоваться безмоментной теорией расчета.

Увеличение толщины стенки должно иметь характер усиления зоны действия краевых напряжений.

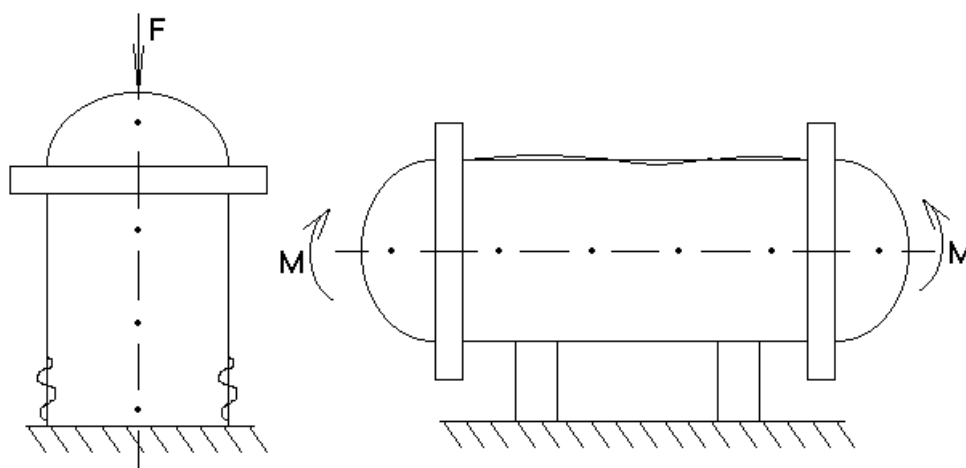


Лекция №7.

11. Расчет тонкостенных аппаратов от действия наружного давления.

От действия сжимающих нагрузок (продольной силы, осевой сжимающей силы (F), давления (P) и изгибающих моментов (M)) тонкостенные оболочки необходимо рассчитывать на прочность и устойчивость.

Под действием сжимающих нагрузок оболочки сплющиваются и выпучиваются продольными и поперечными волнами.



Если давление внутри аппарата больше 5 МПа, то толщина стенки, полученная из расчета на прочность от внутреннего давления достаточна, дальнейшая проверка на устойчивость не требуется.

Потеря устойчивости происходит тогда, когда расчетные напряжения материала стенки аппарата меньше нормативно допустимого их предела текучести. В этом случае внутреннее давление достигает критического значения, величина которого зависит от формы, габаритных размеров и физико-механических свойств конструкционного материала из которого изготовлен аппарат.

Исследование устойчивости заключается в проверке

выполняемости условия устойчивости:

$$\frac{P_p}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1 \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_p \leq [P] \\ P_{и} \leq [P]_{и} \end{array} \right\} \quad (2)$$

В числителе условия (1) и в левой части условия (2) расчетное давление и действующие силы. В знаменателе условия (1) и в правой части условия (2) – их допускаемые значения.

Значения допускаемых нагрузок:

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_{E}}\right)^2}}; \quad [F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_{E}}\right)^2}}; \quad [M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_{E}}\right)^2}}$$

,

где $[P]_{\sigma}$, $[F]_{\sigma}$, $[M]_{\sigma}$ – допускаемая нагрузка из условия прочности;

$[P]_{E}$, $[F]_{E}$, $[M]_{E}$ – допускаемая нагрузка из условия устойчивости.



12. Выбор основных расчетных параметров для аппаратов, работающих под наружным давлением.

1. Расчетная температура (t_p).

За расчетную принимают максимальную температуру среды, соприкасающейся со стенкой аппарата.

Если температура внутри аппарата ≤ 0 , то за расчетную принимают температуру равную 20°C .

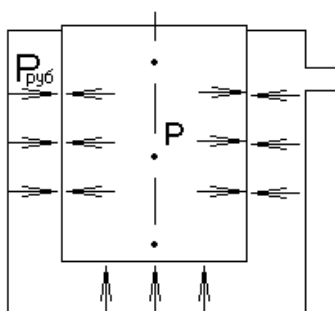
2. Давление.

2.1. Расчетное давление (P_p).

2.1.1. Если аппарат с рубашкой:

$$P_p = P_{руб.}$$

Если в аппарате есть рабочая среда,

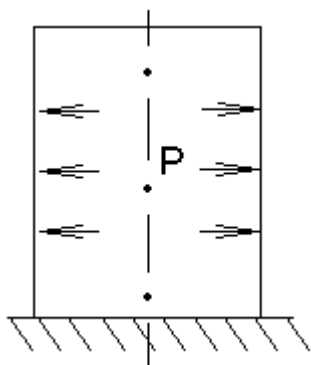


то

$$P_p = P_{руб} + P_{г.руб} \quad \text{если}$$

$$\frac{P_{г.руб}}{P_{руб}} \cdot 100\% \geq 5\%.$$

2.1.2. Если аппарат работает под атмосферным давлением.



$$P_p = P_{атм} - P_{ост},$$

где $P_{ост}$ – остаточное давление в аппарате.

$$P_{атм} = 0.1 \text{ МПа}$$

2.2. Пробное давление ($P_{и}$).

а) если $P_p \geq 0.5 \text{ МПа}$

$$P_{и} = 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}.$$

б) если $P_p < 0.5 \text{ МПа}$

$$P_{и} = 1.5 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}$$

3. Расчетная длина оболочки.

Оболочки от действия сжимающих нагрузок теряют устойчивость по-разному.

Длинные оболочки сплющиваются и выпучиваются с образованием двух полуволн. У коротких – число полуволн больше двух.

Критическая длина, делящая оболочки на длинные и короткие рассчитывается.

$$L_0 = 8.15 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (\delta - c_1)}}.$$

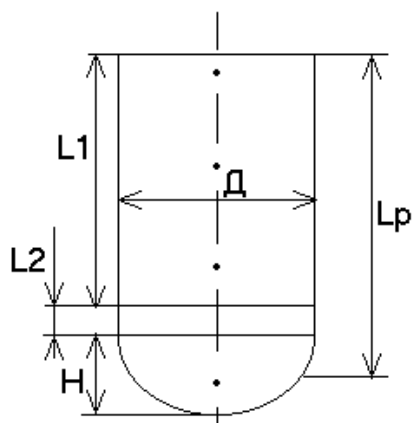
Если расчетная длина оболочки

$l_p \leq L_0$ – такая оболочка называется **короткой**,

если $l_p > L_0$ – то оболочка называется **длинной**.

При этом за l_p принято считать:

а) для аппаратов с цилиндрическим, эллиптическим и сферическим днищем:



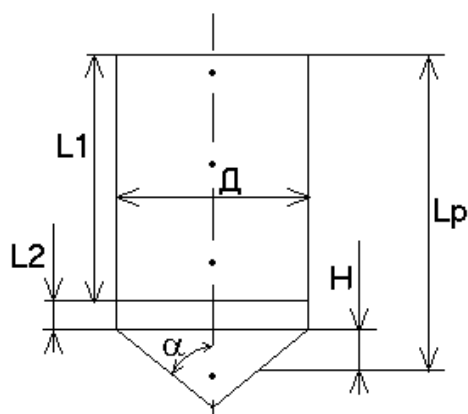
$$l_p = l_1 + l_2 + \frac{H}{3},$$

где $H = 0.25 \cdot D$ – внутренняя высота выпуклой части днища;

l_1 – высота цилиндрической части;

l_2 – высота отбортовки.

б) для аппаратов с коническим днищем:

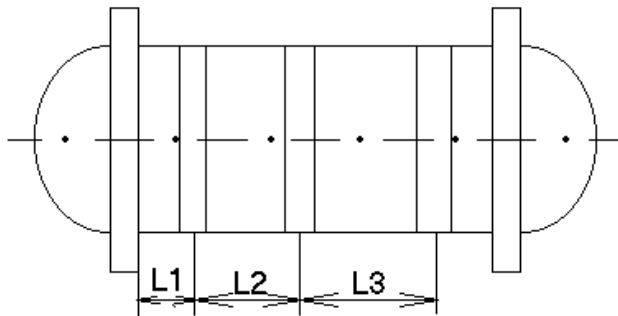


$$l_p = l_1 + l_2 + H,$$

$$\text{где } H = \frac{D}{3 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}$$

в) если оболочка подкреплена ребрами жесткости, то за

расчетную длину принимают максимальное расстояние между кольцами:



если $l_3 > l_2 > l_1$,
то $l_p = l_3$

4. Конструктивная прибавка, коэффициент прочности сварного соединения, модули, характеризующие упругость материала выбираются по той же схеме, что и аппараты, работающие под внутренним давлением (см. лекцию №1).



13. Расчет тонкостенных аппаратов, работающих под наружным давлением.

13.1. Проектировочный расчет.

Цель: рассчитать толщину стенки аппарата.

Производится по инженерной методике с использованием номограмм.

$$\delta = \delta_p + c.$$

$$\delta_p = \max \left\{ \begin{array}{l} K_2 \cdot D \cdot 10^{-2} \\ \frac{1.1 \cdot P_p \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} \end{array} \right\},$$

$$\text{где } K_1 = \frac{n_y \cdot P_p}{2.4 \cdot E \cdot 10^{-6}}; \quad K_3 = \frac{l_p}{D}.$$

K_2 является функцией от K_1 и K_3 и определяется по номограмме.

$$K_2 = f(K_1, K_3)$$

$n_y = 2,4$ – коэффициент запаса на устойчивость.



13.2. Проверочный расчет.

Для аппаратов с цилиндрическим днищем.

Цель: проверить выполняемость условий устойчивости (1) или (2) с полученной толщиной стенки.

$$\frac{P_p}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1$$

1. Допускаемое давление.

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E}\right)^2}}$$

$$[P]_{\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + (\delta - c_1)} \quad \text{— допускаемое давление из условия}$$

прочности.

Если $l_p \leq L_0$

$$[P]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot \frac{D}{l_p} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}}$$

По второму условию $P_{и} \leq [P]_{и}$:

$$[P]_{и} = \frac{[P]_{и\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{и\sigma}}{[P]_{иE}}\right)^2}}$$

$$[P]_{и\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{и} \cdot (\delta - c_1)}{D + (\delta - c_1)}$$

$$[P]_{иE} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E_{20}}{n_y} \cdot \frac{D}{l_p} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}},$$

где $n_y = 1.8$.

Если $l_p > L_0$:

$$[P]_E = \frac{2,21 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^3$$

$$[P_{и}]_E = \frac{2,21 \cdot 10^{-6} \cdot E_{20}}{n_y} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^3, \text{ где } n_y = 1.8.$$

2. Допускаемая сила.

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E} \right)^2}}.$$

$$\text{Осевая нагрузка: } [F]_{\sigma} = \pi \cdot [D + (\delta - c_1)] \cdot (\delta - c_1) \cdot [\sigma].$$

Если отношение $\frac{l_p}{D} \geq 10$, то допускаемая нагрузка из условия устойчивости выбирается как минимальная из рассчитываемых при двух условиях:

$$[F]_E = \min \left\{ \begin{array}{l} [F]_{E1} \\ [F]_{E2} \end{array} \right\},$$

где $[F]_{E1}$ – допускаемая нагрузка из условия местной устойчивости;

$[F]_{E2}$ – допускаемая нагрузка из условия общей устойчивости.

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot D^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}}$$

$$[F]_{E2} = \frac{\pi \cdot D + (\delta - c_1) \cdot E}{n_y} \cdot \left(\frac{\pi}{\lambda_r} \right)^2,$$

где λ_r – приведенная гибкость.

$$\lambda_r = \frac{2.83 \cdot l_p}{D + (\delta - c_1)}$$

Если отношение $\frac{l_p}{D} < 10$, то допускаемая нагрузка из условия устойчивости рассчитывается только по местной устойчивости $[F]_{E1}$.

3. Допускаемый момент.

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_{E}}\right)^2}}$$

$$[M]_{\sigma} = 0.25 \cdot D \cdot [F]_{\sigma};$$

$$[M]_{E} = \frac{D}{3.5} \cdot [F]_{E1}.$$



14. Расчет на устойчивость аппаратов с коническим днищем (проверочный).

Расчет для конических аппаратов проводят по тем же формулам что и для цилиндрических, только во всех расчетных формулах, где встречается l_p , она заменяется эффективной длиной, а диаметр – эффективным внутренним диаметром.

$$l_p \rightarrow l_{\text{э}}$$

$$D_p \rightarrow D_{\text{э}}$$

$$l_{\text{э}} = \frac{D - D_0}{2 \cdot \sin(\alpha)}$$

$$D_{\text{э}} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D + D_0}{2 \cdot \sin(\alpha)} \\ \frac{D}{\sin(\alpha)} - 0.3 \cdot (D - D_0) \cdot \sqrt{\frac{D + D_0}{100 \cdot (\delta - c_1)} \cdot \text{tg}(\alpha)} \end{array} \right\}.$$

Расчетные формулы, которые отличаются от цилиндрических аппаратов:

Допускаемое давление из условия прочности:

$$[P]_{\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{\frac{D}{\cos(\alpha)} + (\delta - c_1)};$$

Допускаемая нагрузка из условия прочности:

$$[F]_{\sigma} = \pi \cdot D_F \cdot (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha) \cdot [\sigma],$$

где $D_F = \frac{0.9 \cdot D + 0.1 \cdot D_0}{\cos(\alpha)}$ – эффективный диаметр при

осевом сжатии.

Допускаемая осевая нагрузка из условия местной устойчивости:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot D_F^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D_F} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D_F}};$$

Допускаемый момент из условия прочности:

$$[M]_{\sigma} = 0.25 \cdot D_F \cdot [F]_{\sigma};$$

$$[M]_E = 0.285 \cdot D_3 \cdot [F]_{E1}.$$



15. Расчет на устойчивость выпуклых днищ и крышек (эллиптических и сферических).

15.1. Проектировочный расчет.

$$\delta = \delta_p + c.$$

$$\delta_p = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{K_3 \cdot D}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P_p}{10^{-6} \cdot E}} \\ \frac{P_p \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} \end{array} \right\},$$

где K_3 – коэффициент выпуклости.

Для сферических $K_3 = 1$.

Для эллиптических $K_3 = 0.9$.



15.2. Проверочный расчет.

Проверяют крышки и днища только по внутреннему давлению. Осевая нагрузка и изгибающий момент не учитываются.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_p \leq [P] \\ P_{и} \leq [P]_{и} \end{array} \right\}.$$

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E}\right)^2}}; \quad [P]_{и} = \frac{[P]_{и\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{и\sigma}}{[P]_{иE}}\right)^2}}.$$

Допускаемое давление из условия прочности:

$$[P]_{\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{2 + 0.5 \cdot (\delta - c_1)}; \quad [P]_{и\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{и} \cdot (\delta - c_1)}{2 + 0.5 \cdot (\delta - c_1)};$$

Допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[P]_E = \frac{1 + (2.4 + 8 \cdot x) \cdot x}{1 + (3 + 10 \cdot x) \cdot x},$$

где $x = 15 \cdot \frac{\delta - c_1}{D}$ – расстояние от оси до опасного сечения.



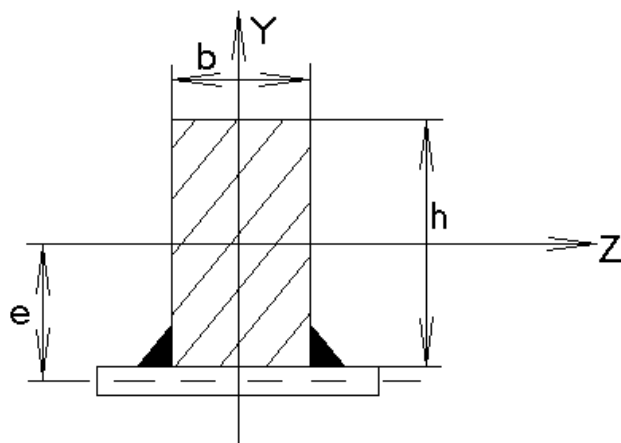
Лекция №8.

16. Ребра жесткости и расчет ребер жесткости.

В том случае, если не выполняются условия устойчивости (1) или (2) во избежание выпучивания тонкостенных оболочек можно:

1. Увеличить толщину стенки;
2. Укрепить оболочку кольцами (ребрами) жесткости.

По форме поперечного сечения кольца жесткости могут быть:



а)

прямоугольной

$$h = (4 \div 5) \cdot b$$

$$I_z = \frac{h^3 \cdot b}{12} = I_k$$

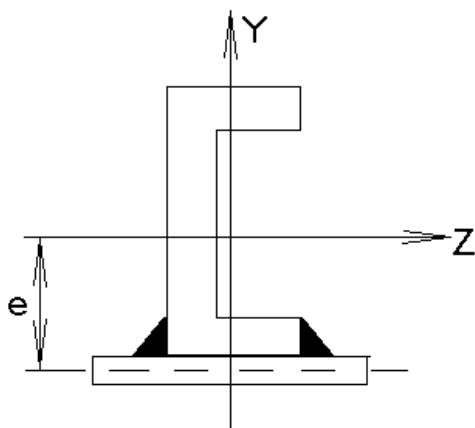
h, b – размеры
кольца.

e –

экстрантиситет – расстояние от центра тяжести до середины поверхности.

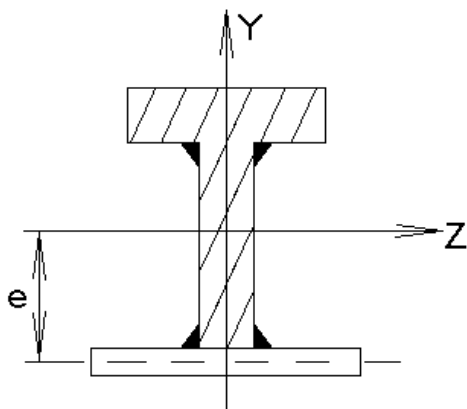
$$e = \frac{h}{2} + \frac{\delta}{2}$$

I_k – из двух (I_z, I_y) больший.



б) швеллер.

h, b, I_z, I_y – по справочнику
(в зависимости от номера
швеллера).



в) тавровые сечения.

При установке ребер жесткости особое внимание уделяется сварным швам: сварной шов должен быть с каждой стороны ребра, что бы общая длина каждого шва составляла не менее половины наружной окружности кольца.

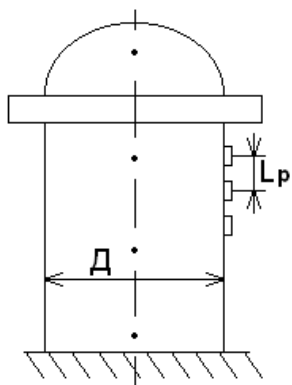


16.1. Проектировочный расчет.

Цель: рассчитать размеры поперечного сечения кольца.

Форма поперечного сечения и материал из которого изготавливают кольцо выбираются конструктивно.

В первом приближении рассчитывают расстояния между кольцами жесткости.



$$L_p' < \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y \cdot P_p} \cdot D \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}}$$

E – модуль Юнга, выбирается в зависимости от материала корпуса и расчетной температуры из справочника;

$n_y = 2.4$ – коэффициент запаса на устойчивость.

Рассчитывается число колец жесткости:

$$z \geq \frac{l_p}{L_p'} - 1,$$

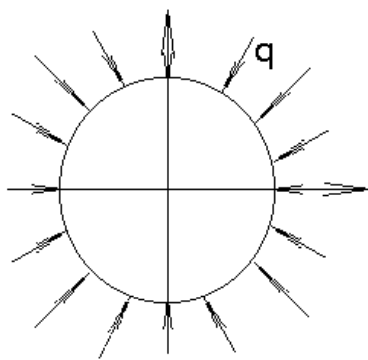
где l_p – расчетная длина всей оболочки.

Уточняется расстояние между кольцами:

$$L_p = \frac{l_p}{z + 1}.$$

Проверяется кольцо на податливость:

Кольцо считается податливым



(т.е. воспринимает только часть нагрузки), если:

$$L_p > 3.1 \cdot \sqrt{R \cdot \delta};$$

$$R = \frac{D}{2}$$

R – внутренний радиус оболочки.

У такого кольца принимают коэффициент запаса на устойчивость: $n_{у.к} = 5$, а $q = 1.56 \cdot P_p \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$

Если $L_p \leq 3.1 \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$, то кольцо считается жестким (т.е. воспринимает нагрузку полностью).

У такого кольца принимают коэффициент запаса на устойчивость: $n_{у.к} = 3$, а $q = P_p \cdot L_p$.

6. Рассчитывают размер кольца:

$$I_{\min} = \frac{n_{у.к.} \cdot q \cdot R_{\text{ср}}^3}{3 \cdot E_k},$$

где $R_{\text{ср}}$ – срединный радиус для кольца, выбирается конструктивно.

E_k – модуль Юнга для материала кольца (для расчетной температуры корпуса).

Проверяем размеры поперечного сечения кольца на прочность:

$$A_k > A_{\min};$$

$$A_{\min} = \frac{q \cdot R_{\text{ср}}}{[\sigma]_k}$$



16.2. Проверочный расчет для обечайки, подкрепленной ребрами жесткости.

$$\frac{P_p}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1 \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_p \leq [P] \\ P_{и} \leq [P]_{и} \end{array} \right\} \quad (2)$$

допускаемое давление в условиях прочности выбирается минимальное из двух: $[P] = \min\{[P]_1; [P]_2\}$,

где $[P]_1$ – допускаемое давление для корпуса в промежутках между кольцами.

Это давление рассчитывается

$$[P]_1 = \frac{[P_{\sigma}]_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P_{\sigma}]_1}{[P_E]_1}\right)^2}}$$

Причем допускаемое давление из условия прочности $[P_{\sigma}]_1$ рассчитывается точно так же, как для обечайки без колец жесткости.

Допускаемое давление из условия устойчивости $[P_E]_1$ – так же, как для обечаек без колец жесткости, но меняется l_p на расстояние между кольцами L_p .

$[P]_2$ – допускаемое давление для корпуса обечайки вместе с кольцами.

$$[P]_2 = \frac{[P_{\sigma}]_2}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P_{\sigma}]_2}{[P_E]_2}\right)^2}};$$

$$[P_{\sigma}]_2 = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1) + [\sigma]_k \cdot \frac{A_k}{L_p}}{D + (\delta - c_1)},$$

где A_k – площадь кольца.

Допускаемое давление из условия устойчивости ($[P_E]_2$)

рассчитывается в зависимости от длины обечайки.

Если обечайка короткая:

$$l_p \leq 8.15 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}},$$

где k – коэффициент жесткости кольца.

Для жесткого кольца $k = 1$.

Для податливого кольца: $k = \sqrt{\frac{10.9 \cdot I_{\text{эф}}}{L_p \cdot (\delta - c_1)^3}}$

$I_{\text{эф}}$ – эффективный момент инерции кольца.

$$I_{\text{эф}} = I_k + \frac{L_p \cdot (\delta - c_1)^3}{10.9} + \frac{e^2 \cdot A_k \cdot l_{\text{эф}} \cdot (\delta - c_1)}{A_k + I_{\text{эф}} \cdot (\delta - c_1)},$$

где e – эксцентриситет;

$L_{\text{эф}}$ – эффективная длина кольца и участка обечайки, участвующая в укреплении;

I_k – осевой момент кольца.

$A_k = h \cdot b$ – площадь поперечного сечения кольца.

$$l_{\text{эф}} = \min\{L_p; b + 1.1 \cdot \sqrt{D \cdot (\delta - c_1)}\},$$

b – ширина поперечного сечения кольца.

Тогда

$$[P_E]_1 = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E \cdot D}{n_y \cdot k \cdot l_p} \cdot \left[\frac{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}{D}}.$$

Если $l_p > 8.15 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}}$, то обечайка длинная, и

тогда:

$$[P_E]_2 = \frac{2.21 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y \cdot k} \cdot \left[\frac{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^3.$$



Лекция №9.

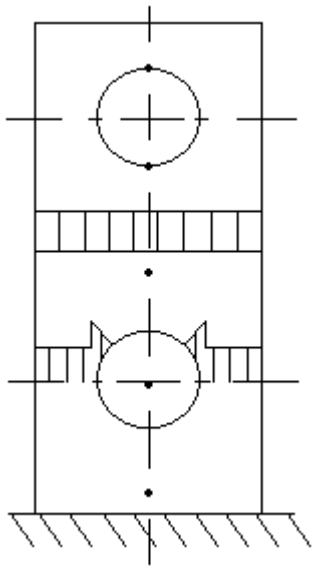
17. Укрепление отверстий в стенках аппарата.

Назначение отверстий:

для установки штуцеров с целью подключения к технологическим линиям, диаметр таких отверстий 200 – 250 мм.

смотровые окна, для наблюдения за технологическим процессом.

лазы, люки (400 – 700 мм.) для установки внутреннего оборудования, ремонта.



$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Отверстия надо укреплять. Наличие отверстий приводит к возрастанию напряжений, что может привести к нарушению прочности аппарата в следствии появления краевого эффекта – возрастания напряжения непосредственно по краю отверстий.

Способы укрепления:

Увеличить толщину стенки (самый нерациональный);

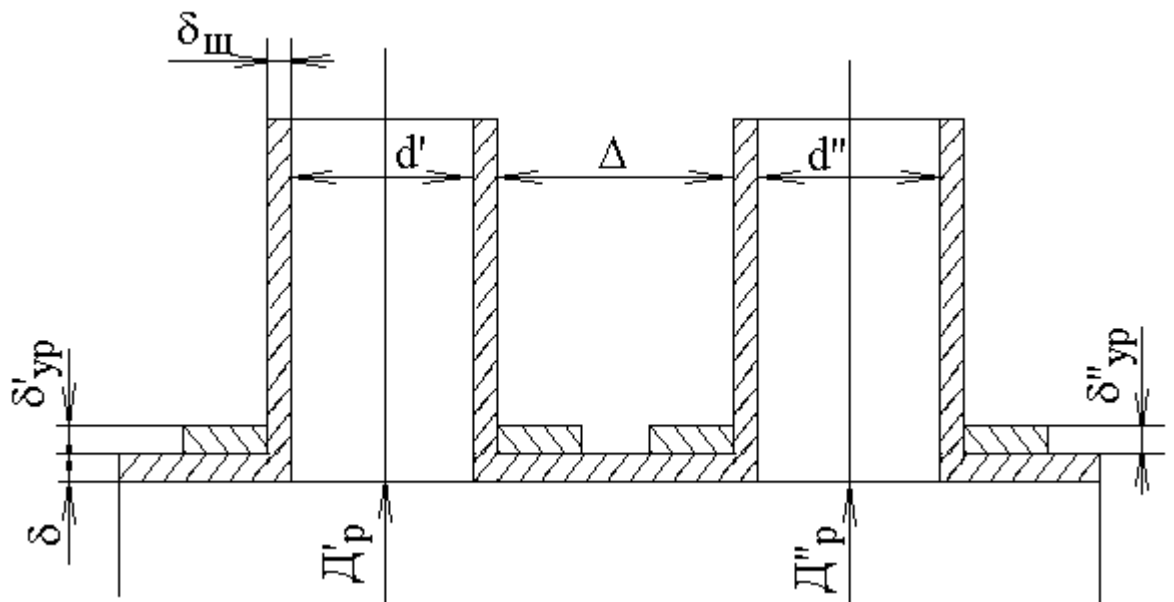
Усилить отверстие накладными кольцами;

Усилить отверстие по средствам введения добавочного материала (штуцер или торообразные вставки);

Комбинированный (и штуцер, и накладные кольца).



18. Порядок расчета укрепления одиночного отверстия.



$$\Delta \geq \sqrt{D'_p \cdot (\delta'_{у.р.} + \delta - c_1)} + \sqrt{D''_p \cdot (\delta''_{у.р.} + \delta - c_1)} \quad (1)$$

d', d'' – диаметры штуцеров;

δ – исполнительная толщина;

$\delta_{y.p.}$ – исполнительная толщина усиливающей оболочки элемента (кольца);

$\delta_{ш}$ – исполнительная толщина штуцера;

Δ – расстояние между наружными поверхностями штуцеров;

D_p', D_p'' – внутренний расчетный диаметр укрепляемой оболочки в месте расположения штуцера.

Отверстие считается **одиночным**, если близлежащее к нему отверстие не оказывает на него влияния и при этом выполняется условие (1).

В том случае, если $D_p' = D_p'' = D_p$; $d = d' = d''$; $\delta_{y.p.}' = \delta_{y.p.}'' = \delta$, то условие (1) определяется удвоенным произведением корня:

$$\Delta \geq 2 \cdot \sqrt{D_p \cdot (\delta_{y.p.} + \delta - c_1)}.$$

Порядок выполнения расчета:

Определяется одиночное отверстие или нет.

Рассчитывается наибольший диаметр не требующий дополнительного укрепления

$$d_0 = 2 \cdot \left\{ \left[\frac{\delta - c_1}{\delta_p} - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (\delta - c_1)} - c_{1ш} \right\} \quad (2)$$

,

где $c_{1ш}$ – прибавка на коррозию материала штуцера.

Сравнивается d_0 с диаметром под штуцер.

Если $d \leq d_0$ – укреплять не требуется.

Если $d > d_0$ – требуется укрепление.

В формуле (2):

D_p – внутренний расчетный диаметр оболочки, который для цилиндрических и сферических оболочек равен: $D_p = D$.

Если коническое днище, то $D_p = \frac{D}{\cos(\alpha)}$,

где α – угол при вершине конуса.

Если днище эллиптическое, то $D_p = 2 \cdot D \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{D}\right)^2}$,

где $r > 0.4 \cdot D - 0.5 \cdot (d + 2 \cdot \delta_{ш})$ – расстояние от центра отверстия до оси эллиптического днища.

Идея укрепления заключается в том, чтобы площадь поперечного сечения, удаленная вырезом, компенсировалась за счет дополнительной площади добавочных элементов.

Условие укрепления:

$$(A_{1н} + A_{1в}) \cdot \chi_1 + A_2 \cdot \chi_2 + A_0 \geq A,$$

где $A_{н}, A_{в}$ – площади продольных поверхностей, внутренняя и наружная штуцера, участвующие в укреплении оболочки;

A_2 – площадь продольной поверхности усиливающего элемента (накладного кольца) в зоне укрепления;

A_0 – продольная площадь сечения оболочки, участвующие в укреплении;

A – площадь, удаленная вырезом;

χ – отношения допускаемых напряжений.

$$\chi_1 = \frac{[\sigma]_{ш}}{[\sigma]}; \quad \chi_2 = \frac{[\sigma]_y}{[\sigma]}.$$

$$\begin{aligned} & [(l_{1p} + \delta_{y.p.} + \delta - \delta_p - c_1) \cdot (\delta_{ш} - \delta_{ш.p.} - c_{1ш}) + l_{2p} \cdot (\delta_{ш} - 2 \cdot c_{1ш})] \cdot \chi_1 + \\ & + \sqrt{D_p \cdot (\delta_{y.p.} + \delta - c_1)} \cdot (\chi_2 \cdot \delta_{y.p.} + \delta - \delta_p - c_1) \geq 0.5 \cdot (d_p - d_{o.p.}) \cdot \delta_p \end{aligned} \quad (3)$$

где l_{1p} – расчетная длина нбаруженной поверхности штуцера, участвующая в укреплении оболочки.

$$l_{1p} = \min \left\{ l_1 \right. \\ \left. 1.25 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c_{1ш}) \cdot (\delta_{ш} - c_{1ш})} \right\}$$

l_1 – действительная наружная длина;

$\delta_{у.р.}$ – расчетная толщина стенки, усиливающего оболочку

кольца;

δ – исполнительная толщина стенки оболочки;

$\delta_{ш}$ – исполнительная толщина стенки штуцера;

$\delta_{ш.р.}$ – расчетная толщина стенки штуцера;

δ_p – расчетная толщина стенки.

$$\delta_{ш} = (0.7 \div 1) \cdot \delta.$$

$$\delta_{ш.р.} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_p \cdot d}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p} \\ \frac{P_{и} \cdot d}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}} \end{array} \right\}$$

l_{2p} – внутренняя длина штуцера, участвующая в укреплении оболочки.

$$l_{2p} = \min \left\{ l_2 \right. \\ \left. 0.5 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c_{1ш}) \cdot (\delta_{ш} - 2 \cdot c_{1ш})} \right\}$$

если $2 \cdot c_{1ш} > \delta_{ш}$, тогда $l_{2p} = 0$. В этом случае внутренняя поверхность в укреплении не участвует.

d_p – расчетный диаметр отверстия под штуцер.

$$d_p = d + 2 \cdot c_{1ш}.$$

$d_{о.р.}$ – наибольший расчетный диаметр отверстия не требующий дополнительного укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки укрепляющего элемента (например, отбортовка).

$$d_{о.р.} = 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (\delta - c_1)}$$



Лекция №10.

19. Фланцевое соединение.

Фланцевое соединение – наиболее распространенный вид разъемных соединений для составных корпусов и арматур.

Преимущества:

простота изготовления и сборки;

герметичность и прочность соединения.

Основные детали: фланец, крепежные детали и прокладки.

19.1. Прокладки и требования предъявляемые к ним.

1. Прокладка должна обеспечивать герметичность, а именно заполнять все микронеровности сопрягаемых поверхностей при сжатии самым минимальным давлением.

2. Должна обладать упругостью, чтобы обеспечивать герметичность при упругих перемещениях соединения.

3. Сохранять герметичность от действия коррозионных сред при высоких и низких температурах.

4. Материал прокладки должен быть дешевым и недефицитным.

19.2. Материалы прокладок.

Металлические (мягкие металлы: свинец, медь, алюминий);

Полимерные прокладки (полиэтилен, фторопласт, параимид, резина, асбест и т.д.);

Комбинированные прокладки (асбест в металлической обкладке), как правило, делаются гофрированными.

19.3. Крепежные детали.

В качестве крепежных деталей применяют болты и шпильки.

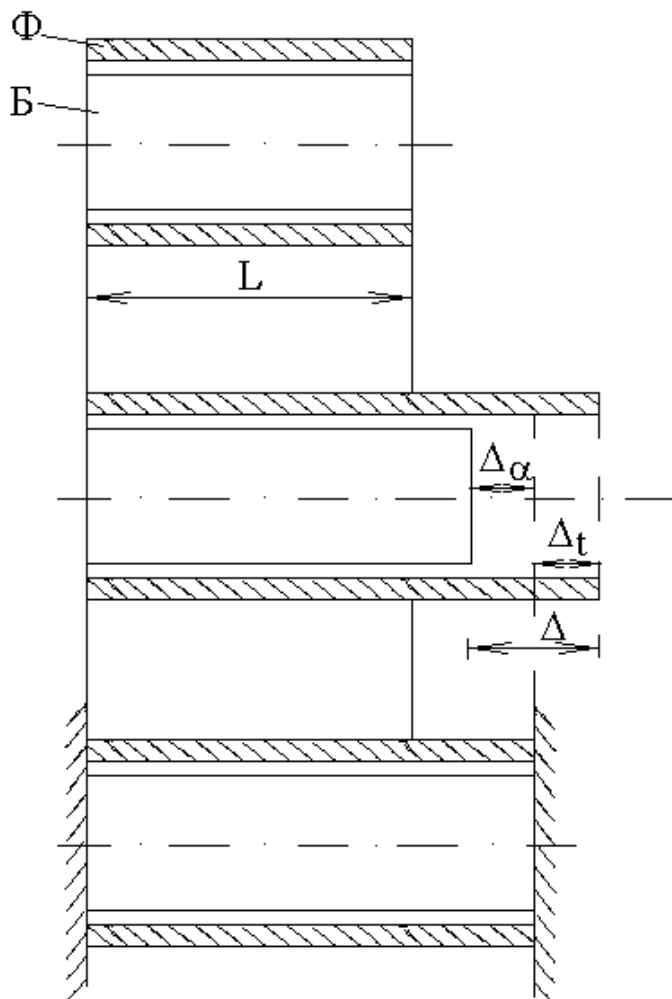
Если температура фланцевого соединения не превышает 300°C , а внутреннее давление до 4 МПа применяются болты. Если температура выше 300°C , но не превышает 600°C , а давление больше 4 МПа, то применяют шпильки. Если



температура превышает 600°C , то рекомендуется ставить под шпильку гайку.

20. Температурное напряжение фланцевых соединений.

Рассмотрим соединение фланец – болт.



t_{ϕ} , t_{δ} – температура;

α_{ϕ} , α_{δ} – коэффициент температурного расширения;

E_{ϕ} , E_{δ} – модуль упругости;

A_{ϕ} , A_{δ} – площадь.

Предположим, что $t_{\phi}, \alpha_{\phi} \gg t_{\delta}, \alpha_{\delta}$. Предположим, что эти детали между собой не связаны, тогда при нагреве фланец удлинится больше, чем болт. Удлинение зависит от разных коэффициентов расширения и разности температур.

$$\Delta = \Delta_{\alpha} + \Delta_t \quad (1)$$

$$\begin{cases} \Delta_{\alpha} = (\alpha_{\phi} - \alpha_{\sigma}) \cdot L \cdot t_{\sigma} \\ \Delta_t = (t_{\phi} - t_{\sigma}) \cdot L \cdot \alpha_{\phi} \end{cases} \quad (2)$$

Подставим (2) в (1).

$$\Delta = (t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\sigma} \cdot \alpha_{\sigma}) \cdot L \quad (3)$$

В действительности соединение жесткое. И если нагревать и рассматривать как жесткое соединение, тогда болт оказывается растянут, а фланец сжат.

$$\Delta = \Delta_{\sigma} + \Delta_{\phi} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \Delta_{\sigma} = \frac{F_{\sigma} \cdot L}{E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} \\ \Delta_{\phi} = \frac{F_{\phi} \cdot L}{E_{\phi} \cdot A_{\phi}} \end{cases} \quad (5)$$

$$F_{\phi} = F_{\sigma} = F_t$$

Подставим в (4) слева (3), а справа (5).

$$(t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\sigma} \cdot \alpha_{\sigma}) \cdot L = \frac{F_{\sigma} \cdot L}{E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} + \frac{F_{\phi} \cdot L}{E_{\phi} \cdot A_{\phi}}$$

после преобразований получим температурное усилие:

$$F_t = \frac{(t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\sigma} \cdot \alpha_{\sigma}) \cdot E_{\sigma} \cdot A_{\sigma} \cdot E_{\phi} \cdot A_{\phi}}{E_{\phi} \cdot A_{\phi} + E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} \quad (6)$$

Т.к. площадь поперечного сечения болта много меньше площади поперечного сечения фланца, то можно принять, что отношение жесткости сечения фланца к сумме жесткости сечения фланца и болта равно 1.

$$\frac{E_{\phi} \cdot A_{\phi}}{E_{\phi} \cdot A_{\phi} + E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} = 1 \quad (7)$$

Площадь поперечного сечения фланца:

$$A_{\phi} = n_{\phi} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(d - 0.5 \cdot h_{\phi}) - d_{\phi}],$$

где n_{ϕ} – число болтов;

d – диаметр кольцевой окружности;

d_{ϕ} – диаметр болта;

h_{ϕ} – толщина фланца.

С учетом выражения (7) температурные усилия будут:

$$F_t = (t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi}) \cdot E_{\phi} \cdot A_{\phi}$$

болт имеет две площади поперечного сечения. Одну по внутреннему диаметру резьбы, вторая площадь – диаметр на участке без резьбы.

$$\frac{A}{A_0} \approx 1.3 \approx \psi.$$

$$\text{Тогда: } F_t = (t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi}) \cdot E_{\phi} \cdot A_{\phi} \cdot \psi \cdot \gamma,$$

где γ – коэффициент учитывающий податливость соединения, в том числе и прокладки. Его принимают равным (0.1 ÷ 0.3) в зависимости от фланца: приварен в стык или входит в соединение.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A},$$

A – площадь поперечного сечения соединения.

У шпильки $\psi = 1$, т.к. резьба либо по всей поверхности, либо имеется специальная проточка, так же по всей поверхности.

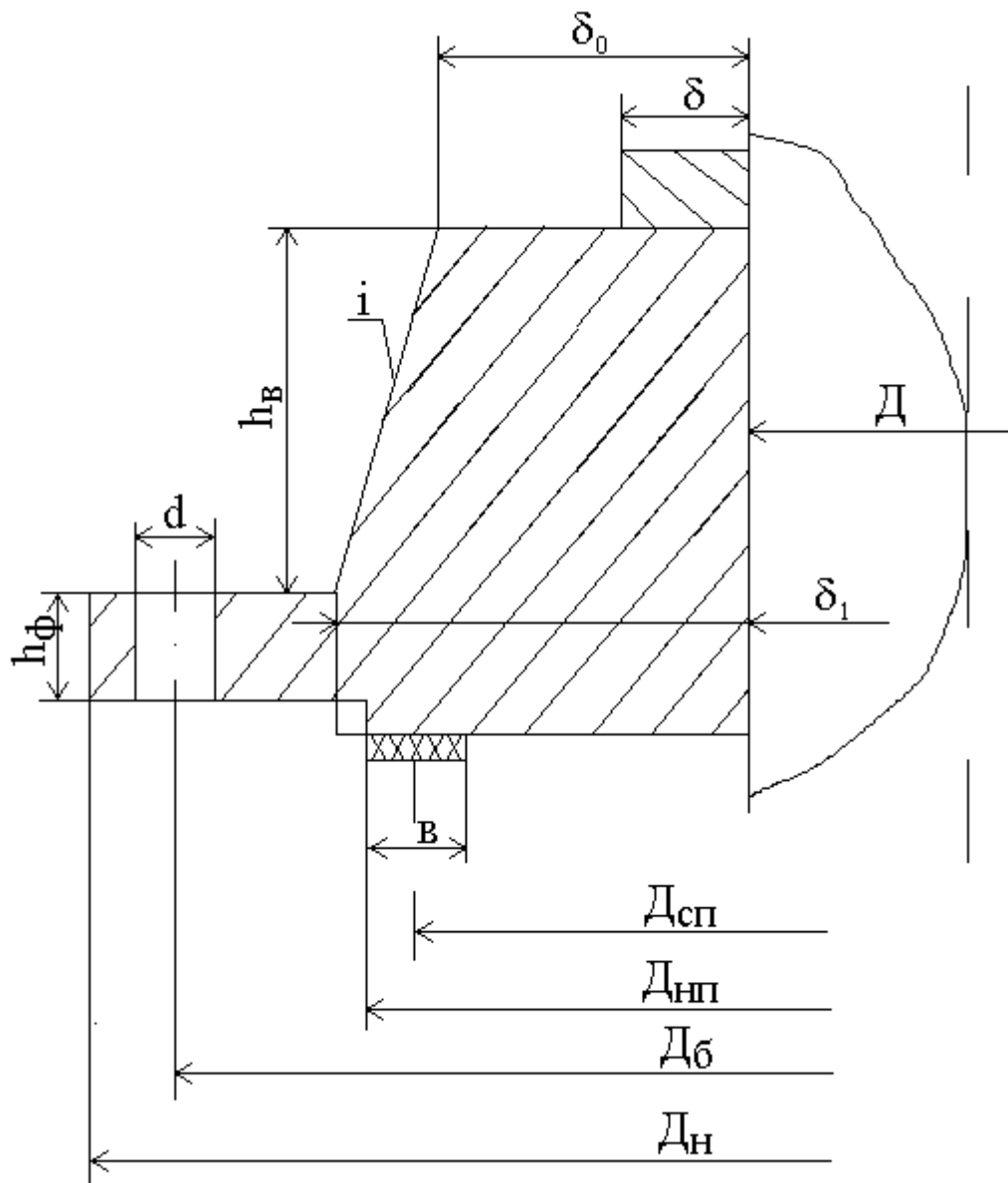
t_{ϕ} , t_{ϕ} (табл. 1.37, с. 92)

α_{ϕ} , α_{ϕ} (табл. XI, с. 286)

A_{ϕ} – с. 98

21. Порядок расчета фланцевого соединения.





Задают конструкционный материал фланцев и болтов.

Выбирают шаг фланцевого соединения в зависимости от внутреннего давления и внутреннего диаметра (табл. 1.43, стр. 97).

Находится толщина втулки фланца. Должна быть больше толщины обечайки стенки.

$$\delta \leq \delta_0 < 1.3\delta$$

При этом разность между $\delta_0 - \delta \leq 5\text{мм}$

Толщину стенки фланца в сечении втором δ_1

$$\delta_1 = \delta_0 \cdot \beta_1,$$

где β_1 – выбирается в зависимости от расчетного давления и

$$\frac{D}{\delta_0}$$

(рис. 1.39, с. 95).

Рассчитывается высота втулки фланца: $h_b = 3 \cdot (\delta_1 - \delta_0)$.

Рассчитывается диаметр болтовой окружности фланца

$$D_b \geq D + 2 \cdot (\delta_1 + d_b + u),$$

где d_b – диаметр под болт (табл. 1.40, с. 94);

u – конструктивная прибавка, учитывает зазор между гайкой и втулкой ($u = (4 \div 6)$ мм).

Рассчитывается наружный диаметр фланца: $D_n \geq D_b + a$

a – конструктивная прибавка для размещения гаек по диаметру фланца. Принимается по табл. 1.41, с.95 в зависимости от d_b .

Выбирают конструкцию и материал прокладки в зависимости от давления и расчетной температуры, а так же ширину прокладки.

Наружный диаметр прокладки.

$$D_{н.п.} = D_b - e,$$

где e – нормативный параметр, зависящий от типа прокладки (табл. 1.41, с. 95);

Средний диаметр прокладки.

$$D_{с.п.} = D_{н.п.} - b, \quad b - \text{ширина прокладки (табл. 1.42, с. 96);}$$

Количество болтов, необходимых для обеспечения герметичности соединения.

$$n_b = \frac{\pi \cdot D_b}{t_{ш}}, \quad (\text{округляется в большую сторону до числа}$$

кратного 4),

где $t_{ш}$ – рекомендуемый шаг расположения болтов

(выбирается в зависимости от давления, табл. 1.43).

Ориентировочная толщина фланца.

$$h_{\phi} \geq \lambda_{\phi} \cdot \sqrt{D \cdot \delta_{\text{эк}}},$$

где $\lambda_{\phi}, \delta_{\text{эк}}$ – параметры, которые рассчитываются по данным стр.96.

22. Расчет на прочность фланцевого соединения.

На прочность должны быть рассчитаны все элементы фланцевого соединения.

$$\frac{F_{\delta_1}}{n_{\phi} \cdot A_{\phi}} \leq [\sigma]_{\phi 20}; \quad \frac{F_{\delta_2}}{n_{\phi} \cdot A_{\phi}} \leq [\sigma]_{\phi},$$

где F_{δ_1} – усилие при монтаже (без подачи внутреннего давления);

F_{δ_2} – усилие в рабочих условиях (с подачей внутреннего давления);

A_{ϕ} – площадь поперечного сечения на участке без резьбы;

$[\sigma]_{\phi 20}$ – нормативно допускаемые напряжения при температуре 20⁰С;

$[\sigma]_{\phi}$ – нормативно допускаемые напряжения при рабочей температуре.

22.1. Прокладки.

$$\frac{F_{\delta_{\text{max}}}}{\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b} \leq [P_{\text{пр}}],$$

$[P_{\text{пр}}]$ – допускаемое давление прижатия прокладки.

$$F_{\delta_{\text{max}}} = \max \{ F_{\delta_1}, F_{\delta_2} \}$$

22.2. Втулка фланца.

Прочность должна быть проверена по двум сечениям, если меняется.

В сечении δ_1 .



$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_k^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_k} \leq [\sigma]_1$$

σ_1 – напряжение в сечении δ_1 от изгибающего момента;

σ_k – тангенсальное максимальное напряжение в кольце фланца;

$[\sigma]_1$ – допускаемое напряжение для сечения δ_1 .

При расчетах допускается брать равным пределу текучести материала фланца.

$$[\sigma]_1 = \sigma_T.$$

В сечении δ_0 .

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2 - (\sigma_0 + \sigma_m) \cdot \sigma_t} \leq [\sigma]_0 \cdot \varphi,$$

где σ_0 – напряжение в сечении δ_0 от изгибающего момента;

σ_t, σ_m – тангенсальное и меридиональное напряжение в сечении δ_0 ;

φ – коэффициент прочности сварного соединения;

$[\sigma]_0$ – допускаемое напряжение, которое учитывает

возможность появления упругопластических деформаций.

$$[\sigma]_0 = 0.003 \cdot E \quad P_p < 4 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_0 = 0.002 \cdot E \quad P_p \geq 4 \text{ МПа}$$



Рекомендуемая литература

1. Виноградов С.Н., Таранцев К.В. Конструирование и расчет элементов аппаратов с перемешивающими устройствами. Пенза: Пенз. гос. ун-та, 2005.
2. Виноградов С.Н. Конструирование и расчет элементов Пенза: Пенз. гос. ун-та, 2005
3. Калекин В.С. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли Омск: ОмГТУ, 2007
4. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирование и расчета химической аппаратуры Москва: Альянс, 2008

Содержание

| | | |
|----|---|----|
| 1 | Лекция №1. Цели и задачи дисциплины. Классификация машин и аппаратов химического производства. Основные детали и узлы М и АХП | 3 |
| 2 | Лекция №2. Конструкционные материалы и критерии их выбора. | 11 |
| 3 | Лекция №3.Тонкостенные оболочки. | 16 |
| 4 | Лекция №4. Расчет цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением. | 20 |
| 5 | Лекция №5. Оптимальные размеры корпуса аппарата, работающего под внутренним давлением. | 25 |
| 6 | Лекция №6. Краевая задача цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением. | 27 |
| 7 | Лекция №7.Расчет тонкостенных аппаратов от действия наружного давления. | 32 |
| 8 | Лекция №8. Ребра жесткости и расчет ребер жесткости. | 42 |
| 9 | Лекция №9.Укрепление отверстий в стенках аппарата. | 48 |
| 10 | Лекция №10.Фланцевое соединение. | 53 |
| 11 | Список литературы | 61 |

Электронное учебное издание

Светлана Владимировна **Лапшина**

ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Учебное пособие

Электронное издание сетевого распространения

Редактор Н.И. Матвеева

Темплан 2017 г. Поз. № 48.

Подписано к использованию 26.12.2017 г. Формат 60×84 1/16.

Гарнитура Times. Усл. печ. л. 3,88.

Волгоградский государственный технический университет
400005, г. Волгоград, пр. Ленина, 28, корп. 1.

ВПИ (филиал) ВолгГТУ.
404121, г. Волжский, ул. Энгельса, 42а.