

С.В. Лапшина

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ
ХИМИЧЕСКИХ И
НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

Волжский

2019

0

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

С.В. Лапшина

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ
ХИМИЧЕСКИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРИЗВОДСТВ

Электронное учебное пособие



2019

УДК 66.02(07)
ББК 35я73
Л 248

Рецензенты:
Инженер-конструктор ООО «КОМЕД»
Харитонов В.Н.,
Начальник монтажно-технологического отдела
ОАО «Гипрорезинотехника»
Афанасьева Е.Е.

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Лапшина, С.В.

Конструирование и расчет элементов оборудования химических и нефтехимических производств [Электронный ресурс] : учебное пособие / С.В. Лапшина ; ВПИ (филиал) ВолгГТУ, – Электрон. текстовые дан. (1 файл: 510 КБ). – Волжский, 2019. – Режим доступа: <http://lib.volpi.ru>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-5-9948-3474-9

В учебном пособии рассматриваются основы конструирования и расчета элементов оборудования работающего под высоким давлением и аппаратов с вращающимися элементами. Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии».

Ил. 23, библиограф.: 8 назв.

ISBN 978-5-9948-3474-9

© Волгоградский государственный
технический университет, 2019
© Волжский политехнический
институт, 2019

Введение

В пособии в краткой форме изложены теоретические и инженерные аспекты второй части курса "Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли", приведены примеры расчета элементов толстостенных сосудов и аппаратов, расчет валов машин химической промышленности, быстровращающихся дисков и оболочек.

В задачу курса входит ознакомление студентов с методологией и общими принципами конструирования химического оборудования, специфическими требованиями, предъявляемыми к конструкционным материалам в химических производствах, методами расчета химического оборудования и отдельных его элементов на прочность, жесткость и устойчивость. В современной химической промышленности имеют место различные технологические процессы с весьма разнообразным аппаратурным оформлением. Однако любая машина, любой аппарат состоят из отдельных элементов, которые для различных машин и аппаратов в большинстве однотипны или сходны между собой конструктивно. Это позволяет при конструировании и расчете химического оборудования применять типовые конструкции и использовать типовые методы расчета. В курсе "Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли" рассматриваются методы расчета и конструирования не всего многообразия химического оборудования, а лишь его типовых элементов, находящихся под воздействием наиболее распространенных видов нагрузок.

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 отвечающего главным критериям работоспособности (прочности, жесткости, устойчивости, виброустойчивости 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 торцов.

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. Составляется расчетная схема рассматриваемого элемента, определяются габаритные размеры, производится 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).

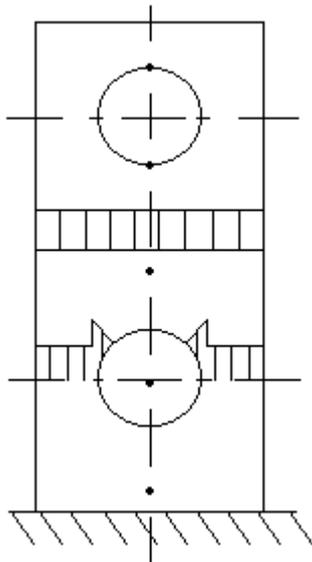


4. Укрепление отверстий в стенках аппарата

Назначение отверстий:

1. для установки штуцеров с целью подключения к технологическим линиям, диаметр таких отверстий 200 – 250 мм.
2. смотровые окна, для наблюдения за технологическим процессом.
3. 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 вследствие появления краевого эффекта – возрастания напряжения непосредственно по краю отверстий.

Рисунок 1 Схема расположения отверстий

Способы укрепления:

1. Увеличить толщину стенки (самый нерациональный);
2. Усилить отверстие накладными кольцами;
3. Усилить отверстие по средствам введения добавочного материала (штуцер или торообразные вставки);
4. Комбинированный (и штуцер, и накладные кольца).



5. Порядок расчета укрепления одиночного отверстия

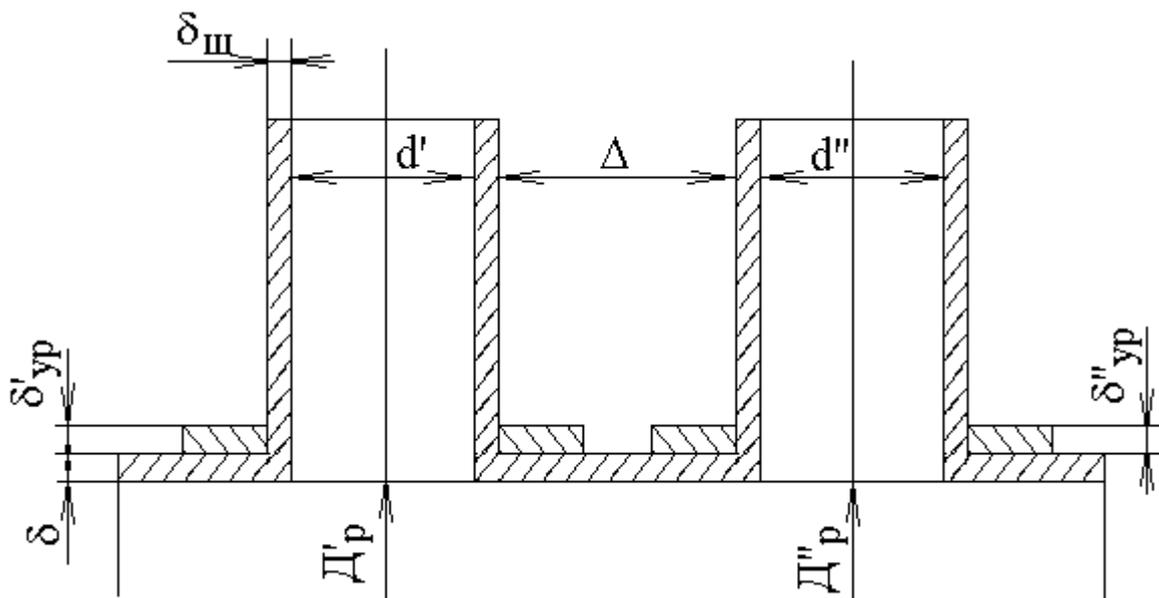


Рисунок 2. Расчетная схема укрепления одиночного отверстия

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

d', d'' – диаметры штуцеров;

δ – исполнительная толщина;

$\delta_{y.p.}$ – исполнительная толщина усиливающего оболочку 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:

1. Определяется одиночное отверстие или нет.
2. 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.

3. 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.

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

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

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

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

l_1 – действительная наружная длина;

$\delta_{y.p.}$ – расчетная толщина стенки, усиливающего оболочку кольца;

δ – исполнительная толщина стенки оболочки;

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

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

δ_p – расчетная толщина стенки.

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

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

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

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

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.

$$d_p = d + 2 \cdot c_{1ш}.$$

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

$$d_{o,p} = 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (\delta - c_1)}$$



6. Фланцевое соединение

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

Преимущества:

1. простота изготовления и сборки;
2. герметичность и прочность соединения.

Основные детали: фланец, крепежные детали и прокладки.

6.1. 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.

6.2. Материалы прокладок

- Металлические (мягкие металлы: свинец, медь, алюминий);
- Полимерные прокладки (полиэтилен, фторопласт, парамид, резина, асбест и т.д.);
- Комбинированные прокладки (асбест в металлической обкладке), как правило, делаются гофрированными.

6.3. 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 свыше 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. 

7. Температурное напряжение фланцевых соединений

Рассмотрим соединение фланец – болт.

$t_{\text{ф}}$, $t_{\text{б}}$ – температура;

$\alpha_{\text{ф}}$, $\alpha_{\text{б}}$ – коэффициент температурного расширения;

$E_{\text{ф}}$, $E_{\text{б}}$ – модуль упругости;

$A_{\text{ф}}$, $A_{\text{б}}$ – площадь.

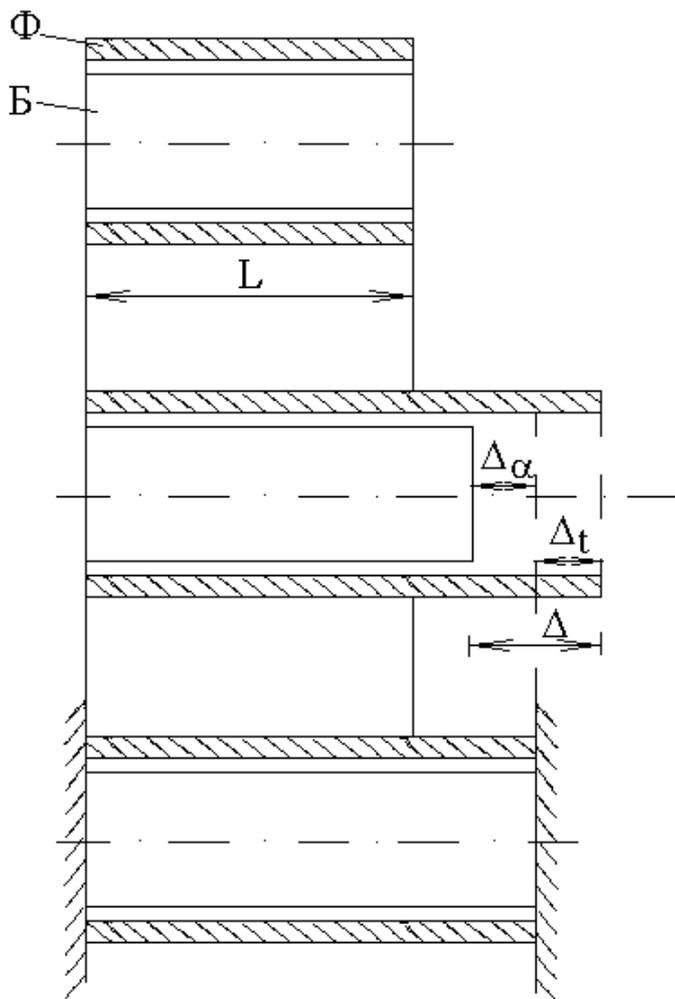


Рисунок 3. Расчетная схема соединения фланец - болт

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.

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{\alpha} = (\alpha_{\phi} - \alpha_{\delta}) \cdot L \cdot t_{\delta} \\ \Delta_t = (t_{\phi} - t_{\delta}) \cdot L \cdot \alpha_{\phi} \end{array} \right\} \quad (2)$$

Подставим (2) в (1).

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

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

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{\delta} = \frac{F_{\delta} \cdot L}{E_{\delta} \cdot A_{\delta}} \\ \Delta_{\phi} = \frac{F_{\phi} \cdot L}{E_{\phi} \cdot A_{\phi}} \end{array} \right\} \quad (5)$$

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

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

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

после преобразований получим температурное усилие:

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

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.

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

Площадь поперечного сечения фланца: $A_{\phi} = n_{\delta} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(d - 0.5 \cdot h_{\phi}) - d_{\delta}]$,

где n_{δ} – число болтов;

d – диаметр кольцевой окружности;

d_{δ} – диаметр болта;

h_{ϕ} – толщина фланца.

С учетом выражения (7) температурные усилия будут:

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

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

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

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

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, также по всей поверхности. 

t_σ, t_ϕ - находим из [1,2].

$\alpha_\phi, \alpha_\sigma$ - находим из [1,2].

A_σ – находим из [1,2].

8. Порядок расчета фланцевого соединения.

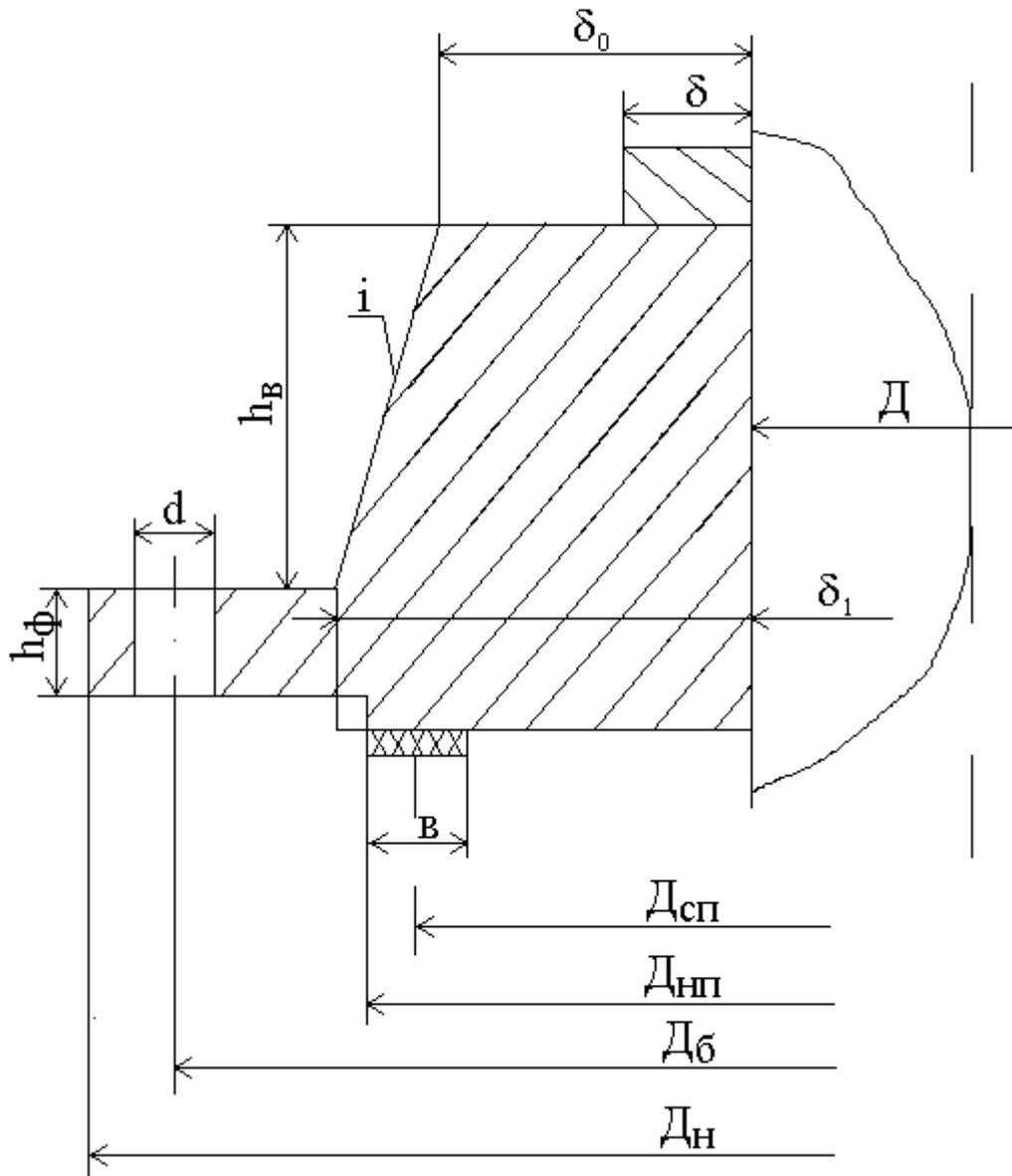


Рисунок 4. Схема фланца

1. Задают конструкционный материал фланцев и болтов.
2. Выбирают шаг фланцевого соединения в зависимости от внутреннего давления и внутреннего диаметра [1].
3. Находят толщину втулки фланца. Должна быть больше толщины обечайки стенки.

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

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

4. Находим 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 $\frac{D}{\delta_0}$ [1].

5. Рассчитывают высоту втулки фланца: $h_b = 3 \cdot (\delta_1 - \delta_0)$.

6. Рассчитывают 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 ($u = (4 \div 6)\text{мм}$).

7. Рассчитывают наружный диаметр фланца: $D_n \geq D_b + a$

a – конструктивная прибавка для размещения гаек по диаметру фланца.

Принимается в зависимости от d_b .

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

9. Находим наружный диаметр прокладки:

$$D_{н.п.} = D_b - e,$$

где e – нормативный параметр, зависящий от типа прокладки [1];

10. Находим средний диаметр прокладки:

$$D_{с.п.} = D_{н.п.} - b, b - \text{ширина прокладки [1]};$$

11. Находим количество болтов, необходимых для обеспечения герметичности соединения:

$$n_b = \frac{\pi \cdot D_b}{t_{ш}}, \text{ (округляется в большую сторону до числа кратного 4),}$$

где $t_{ш}$ – рекомендуемый шаг расположения болтов (выбирается в зависимости от давления, табл. 1.43).

12. Находим ориентировочную толщину фланца:

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

где $\lambda_{\phi}, \delta_{\text{эк}}$ – параметры, которые рассчитываются по данным [1].



9. Расчет на прочность фланцевого соединения

На прочность должны быть рассчитаны все элементы фланцевого соединения:

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

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

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

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

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

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

9.1. Прокладки

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

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

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

9.2. Втулка фланца

Прочность должна быть проверена по двум сечениям:

В сечении δ_1 .

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

σ_1 – напряжение в сечении δ_1 от изгибающего момента;

$\sigma_{\text{к}}$ – тангенсальное максимальное напряжение в кольце фланца;

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

При расчетах допускается предел текучести материала фланца брать равным допускаемому напряжению.

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

В сечении δ_0 принимаем:

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

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:

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

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



Аппараты высокого давления

10. Назначение. Общие сведения. Классификация и материалы

Аппараты работают под внутренним давлением от 10 МПа и выше. Аппараты высокого давления характеризуются коэффициентом толстостенности β .

$$\beta = \frac{D_H}{D}$$

$$\frac{D_H}{D} \geq 1.2; \quad \frac{\delta}{D} > 0.1 \text{ – аппараты с толстой стенкой.}$$

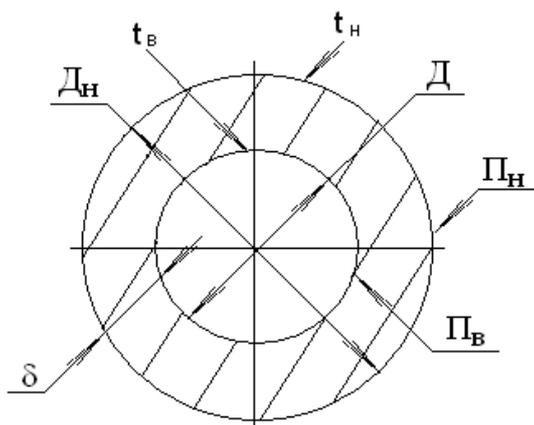


Рисунок 5. Расчетные параметры АВД

АВД применяются для органического синтеза, гидрогенизации топлива, синтеза аммиака и мочевины и характеризуются следующими видами коррозии:

- водородная;
- азотно-водородная;
- окисью углерода;
- сероводородная;
- раствором и плавом мочевины.

АВД состоят из корпуса (обечайка и днище), крышки, прокладочного соединения и внутреннего устройства.

Ответственным узлом у АВД является уплотнение крышки (затвор).

Для уменьшения периметра уплотнения в большинстве случаев АВД изготавливают в виде колонн большой длины и малого диаметра.

Наиболее употребляемое соотношение между диаметром и длиной:

$$\frac{D}{H} = 1:10; \quad \frac{D}{H} = 1:15.$$



10. 1. Классификация

Классифицируются в зависимости от способа изготовления. Способ зависит от габаритных размеров аппарата, прочностных возможностей, экономических соображений.

1. Литые – самые простые. "-" – прочностные характеристики на 40% ниже, чем у кованных.
2. Кованные – "-" – такие аппараты до 1.5 м внутреннего диаметра.
3. Ковано-сварные – свариваются по средствам электрошлаковой сварки, длина больше, чем у кованных.
4. Штампованные – на прессах получают корыта. Внутренний диаметр до 1 м.
5. Витые – на центральную гильзу навивается лента специального профиля.
6. Многослойные – на центральную гильзу навиваются отдельные слои. Диаметр до 5 м.

"+" Преимущества витых и многослойных: экономия металла (из высоколегированного – только центральная гильза), прочностные свойства выше.

"-" Зазоры между отдельными листами вызывают высокие температурные напряжения.

10.2. Материалы

Материалы, применяемые для изготовления АД, зависят от температуры.

Если максимальная температура стенки до 200°C (холодные аппараты), то применяются слаболегированные стали и углеродистые (35Г2, 20Х2МА, 22Х3М).

Если температура свыше 200°C (горячие аппараты) – применяют высоколегированные стали, в частности, легированные хромом, никелем, молибденом, вольфрамом.

Замечание: не рекомендуется корпус ослаблять отверстиями, т.к. работают под высоким давлением и температуре. Присоединение трубопроводов и контрольно-измерительных приборов рекомендуется делать через отверстия днища или крышки. 

11. Выбор основных расчетных параметров для аппаратов высокого давления

11.1. Давление

1. Рабочее давление P .

Максимальное избыточное внутреннее давление при нормальном протекании процесса.

2. Расчетное давление P_p .

Давление, на котором производят расчет на прочность.

$P_p = P$ – если во время работы предохранительных клапанов рабочее давление повышается более, чем на 10%, это давление критическое $P_{кр}$, то в качестве расчетного давления принимают:

$$P_p = 0.9 \cdot P_{кр}, \quad \text{при этом} \quad 0.9 \cdot P_{кр} \geq P.$$

3. Пробное давление P_n .

Зависит от расчетного и выбирается так же, как для аппаратов с тонкой стенкой.

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

11.2. Напряжение.

1. Нормативно допускаемые напряжения:

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

η – коэффициент, который учитывает условия эксплуатации аппарата.

Если среда не токсична и не опасна, то $\eta = 1$.

Если нет сведений о среде, то $\eta = 0.9$.

σ^* – нормативно допускаемое напряжение из справочника [2,3,4].

$$\sigma^* = \min \left\{ \frac{\sigma_B}{n_B}, \frac{\sigma_T}{n_T} \right\},$$

при этом $n_B = 2.6$, $n_T = 1.5$.

2. Допускаемые напряжения для многослойных аппаратов:

$$[\sigma] = \frac{\sum \delta_i \cdot [\sigma]_i}{\sum \delta_i},$$

где δ_i – исполнительная толщина стенки слоя;

$[\sigma]_i$ – допускаемое напряжение слоя.



11.3. Температура

1. Расчетная температура.

За расчетную всегда принимается наибольшая температура стенки.

$$t_p = \max\{t_B, t_H\}.$$

В качестве расчетного параметра рассматривается перепад температур:

$$\Delta t = t_B - t_H,$$

Δt – может быть положительным и отрицательным. Знак имеет значение.

11.4. Коэффициент прочности сварного соединения

Характеризует прочность сварного шва по сравнению с прочностью основного материала.

Принимают для

- углеродистых, низколегированных, марганцовистых и хромомолибденовых, аустенитных сталей $\varphi = 0.1$
- высоколегированных, высокохромированных $\varphi = 0.8$

- для многослойных рассчитываются $\varphi = \frac{\sum \delta_i \cdot \varphi_i + \sum \delta_j}{\delta}$,

где δ_i, φ_i – толщина стенки и коэффициент прочности сварного соединения для слоев, у которых швы расположены в меридиональной плоскости:

δ_j – толщина остальных слоев.

$\delta = \sum \delta_i + \sum \delta_j$ – общая толщина.

11.5. Конструктивная прибавка к расчетной толщине

$$c = c_1 + c_2,$$

где c_1 – прибавка на коррозию;

c_2 – округление до стандарта;

τ_B – срок службы;

Π_B, Π_H – проницаемость внутренней и наружной стороны стенки:

$$c_1 = (\Pi_B + \Pi_H) \cdot \tau_B.$$



12. Расчет аппаратов высокого давления от действия внутреннего давления

В АД внутреннее давление в поперечном сечении стенки вызывает следующие виды напряжений: меридиональное, растягивающее напряжение, которое равномерно распределяется по всей толщине стенки; тангенсальное напряжение – напряжение, которое по толщине стенки изменяется по закону квадратной параболы от максимального значения на внутренней до минимального на внешней стороне стенки; и радиальное напряжение – по закону квадратной параболы от максимального значения на внутренней поверхности до 0 на внешней стороне стенки.

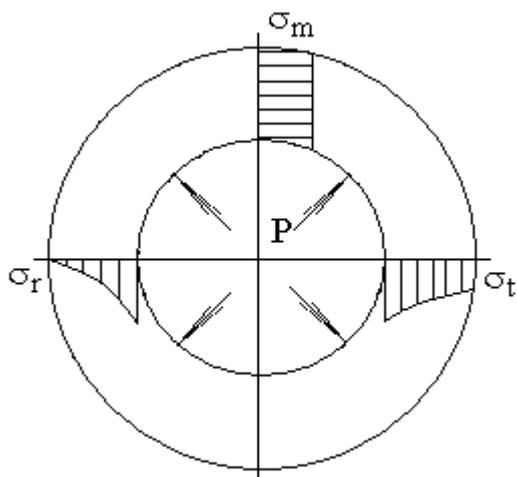


Рисунок 6. Схема распределений напряжений

Для внутренней поверхности:

$$\sigma_m^{\max} = \frac{P}{\beta^2 - 1}; \quad \sigma_r^{\max} = -P; \quad \sigma_t^{\max} = \frac{P \cdot (\beta^2 + 1)}{\beta^2 - 1}.$$

Таким образом напряжения от действия давления в АД распределяются неравномерно. Максимальное значение от внутренней поверхности стенки к наружной уменьшается и тем быстрее, чем больше коэффициент толстостенности.

При одинаковой несущей способности аппаратов, характеризуемой отношением разрушающего давления к рабочему, коэффициент запаса прочности аппарата зависит от коэффициента толстостенности.

Как правило, АД рассчитывают по предельному состоянию, под которым понимают состояние, когда эквивалентные напряжения по всей толщине достигнут предела текучести материала.

Т.к. в поперечном сечении стенки АД не равны нулю три напряжения, то расчет проводят по четвертой теории прочности.

Условием прочности является: эквивалентные напряжения не должны превышать нормальные допускаемые напряжения.

$$\sigma_{\text{эквиV}} \leq [\sigma] \tag{1}$$

Только для этого расчета допускаемые напряжения не должны превышать предела текучести. Поэтому рассчитывают:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1.1}$$

$$\sigma_{IV} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}$$

Главными называются экстремальные напряжения $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3; \quad \sigma_t > \sigma_m > \sigma_r$$

$$\sigma_{IV_{\text{ЭКВ}}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_t - \sigma_m)^2 + (\sigma_m - \sigma_r)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2]}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{IV_{\text{ЭКВ}}} &= \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{P \cdot (\beta^2 + 1)}{\beta^2 - 1} - \frac{P}{\beta^2 - 1} \right)^2 + \left(\frac{P}{\beta^2 - 1} + P \right)^2 + \left(\frac{P \cdot (\beta^2 + 1)}{\beta^2 - 1} + P \right)^2 \right]} = \\ &= \frac{\beta^2 \cdot P}{\beta^2 - 1} \cdot \sqrt{3} \leq [\sigma] \end{aligned} \quad (2) \quad \uparrow$$

13. Расчет АД от действия температурных напряжений

Если внутри цилиндра находится нагретая среда, то температура внутренней поверхности выше температуры нагревающей поверхности, поэтому внутренние слои металла, стремясь расшириться, создают растягивающие напряжения на наружной поверхности. А сами внутренние слои в силу противодействия наружным находятся в состоянии сжатия.

Если температура наружной поверхности стенки выше, чем внутренней, то наблюдается обратная “картина”.

Таким образом, при наличии внутреннего давления для АД более опасным является наружный обогрев, т.к. в этом случае к растягивающим напряжениям от давления на внутренней поверхности добавляются еще и температурные напряжения.

Вычислить температурные напряжения в АД возможно по обобщенному закону Гука, устанавливающему пропорциональную зависимость между деформацией и напряжениями. В этом случае к обобщенному закону Гука

добавляется температурное расширение материала $\alpha \cdot \Delta t$, α – коэффициент температурного расширения, Δt – изменение температуры от внутренней поверхности к внешней. В расчете величину $\alpha \cdot \Delta t$ считают постоянной.

Обобщенный закон Гука: $\sigma = \varepsilon \cdot E$,

где ε – относительная продольная деформация,

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3; \quad \varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3.$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_1 - \mu \cdot (\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_2 - \mu \cdot (\sigma_1 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_3 - \mu \cdot (\sigma_2 + \sigma_1)].$$

Обобщенный закон Гука применительно к аппаратам АД с учетом температурных напряжений:

$$\varepsilon_t^t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t^t - \mu \cdot \sigma_m^t - \mu \cdot \sigma_r^t] + \alpha \cdot \Delta t$$

$$\varepsilon_m^t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_m^t - \mu \cdot \sigma_t^t - \mu \cdot \sigma_r^t] + \alpha \cdot \Delta t$$

$$\varepsilon_r^t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_r^t - \mu \cdot \sigma_t^t - \mu \cdot \sigma_m^t] + \alpha \cdot \Delta t$$

Значения искоемых температурных напряжений выводятся из этого закона:

$$\sigma_t^t = \frac{E}{(1 + \mu) \cdot (1 - 2 \cdot \mu)} \cdot [(1 - \mu) \cdot \varepsilon_t^t + \mu \cdot \varepsilon_m^t + \mu \cdot \varepsilon_r^t - (1 + \mu) \cdot \alpha \cdot \Delta t]$$

$$\sigma_m^t = \frac{E}{(1 + \mu) \cdot (1 - 2 \cdot \mu)} \cdot [(1 - \mu) \cdot \varepsilon_m^t + \mu \cdot \varepsilon_t^t + \mu \cdot \varepsilon_r^t - (1 + \mu) \cdot \alpha \cdot \Delta t]$$

$$\sigma_r^t = \frac{E}{(1 + \mu) \cdot (1 - 2 \cdot \mu)} \cdot [(1 - \mu) \cdot \varepsilon_r^t + \mu \cdot \varepsilon_t^t + \mu \cdot \varepsilon_m^t - (1 + \mu) \cdot \alpha \cdot \Delta t].$$

Это выражение определяет значения тангенсальных, меридиональных и радиальных напряжений, возникающих от неравномерности распределения температуры по толщине стенки.

Если прочность АД необходимо рассчитать с учетом внутреннего давления и температурных напряжений, то в вычислении эквивалентного напряжения по IV теории прочности значения тангенсальных, меридиональных и радиальных напряжений берется суммарным:

$$\sigma_{IV\text{экв}}^{Pt} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[(\sigma_t^\Sigma - \sigma_m^\Sigma)^2 + (\sigma_m^\Sigma - \sigma_r^\Sigma)^2 + (\sigma_t^\Sigma - \sigma_r^\Sigma)^2 \right]}$$

$$\sigma_t^\Sigma = \sigma_t^P + \sigma_t^t; \quad \sigma_m^\Sigma = \sigma_m^P + \sigma_m^t; \quad \sigma_r^\Sigma = \sigma_r^P + \sigma_r^t$$

$$\sigma_{\text{эквIV}} \leq [\sigma].$$



13.1. Проектировочный расчет

Расчетная толщина стенки: $\delta_p \geq 0.5 \cdot D \cdot (\beta_p - 1),$

где β_p – расчетное значение коэффициента толстостенности

$$\ln(\beta_p) = \frac{P_p}{[\sigma] \cdot \varphi}.$$

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c.$

Полученная толщина стенки проверяется на прочность от действия только внутреннего давления:

$$P \leq [P],$$

где P – рабочее давление аппарата;

$[P]$ – нормативно допускаемое давление.

$$[P] = [\sigma] \cdot \varphi \cdot \ln(\beta),$$

β – действительное значение коэффициента толстостенности:

$$\beta = \frac{D + 2 \cdot \delta}{D + 2 \cdot c}.$$

13.2. Проверочный расчет

С учетом внутреннего давления и температурных напряжений:

$$\sigma_{\text{эквIV}} \leq [\sigma].$$

$$\Delta t = t_{\text{в}} - t_{\text{н}};$$

если $\Delta t > 0$, то

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \frac{1}{\beta^2 - 1} \cdot \sqrt{3 \cdot P_p^2 + 3 \cdot P_p \cdot k_1 \cdot \Delta t + k_1^2 \cdot \Delta t^2}$$

$$k_1 = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \cdot \ln(\beta)} - 1 \right);$$

если $\Delta t < 0$, то

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \cdot \sqrt{3 \cdot P_p^2 + 3 \cdot P_p \cdot k_2 \cdot \Delta t + k_2^2 \cdot \Delta t^2}$$

$$k_2 = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \cdot \beta^2 \cdot \ln(\beta)} - 1 \right),$$

где k_1, k_2 – коэффициенты, учитывающие температурные напряжения в поперечном сечении стенки аппарата;

$\mu = 0.25 \div 0.3$ – коэффициент Пуассона.



14. Крышки и днища АД

Крышки и днища АД разделены на плоские, слабовыпуклые, выпуклые и эллиптические. Реже применяются сферические.

Критерием, делящим по классам крышки и днища, является отношение внутренней высоты выпуклой части рассчитываемого элемента к внутреннему

диаметру $\frac{H_{\text{д}}}{D}$.

Если $\frac{H_{\text{д}}}{D} < 0.25$ – то данные элементы являются плоскими.

Если $\frac{H_{\text{д}}}{D} \geq 0.25$ – то выпуклые.

14.1. Плоские днища

1. Проектировочный расчет

$$\text{Расчетная толщина стенки: } \delta_p = 0.45 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma] \cdot \psi_0}},$$

где ψ_0 – коэффициент ослабления днища отверстиями.

$$\psi_0 = \frac{1 - \sum \frac{d_i}{D}}{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D}\right)^3},$$

где d_i – диаметр отверстия ослабляющего днище.

Если $\sum \frac{d_i}{D} > 0.6$, то коэффициент ослабления принято брать $\psi_0 = 0.4$.

Если днище ослаблено одним отверстием, то коэффициент ослабления рассчитывается:

$$\psi_0 = \frac{1}{1 + \frac{d}{D} + \left(\frac{d}{D}\right)^2}.$$

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

2. Проверочный расчет

$$P \leq [P]$$

$$[P] = 5 \cdot (\delta - c_1)^2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{\psi_0}{D^2}.$$

14.2. Плоские крышки

1. Проектировочный расчет

$$\text{Расчетная толщина стенки: } \delta = 0.45 \cdot \sqrt{\frac{3.8 \cdot F \cdot (D_{\text{б}} - D_{\text{ср}}) + P_p \cdot D_{\text{ср}}^3}{(D_a - 2 \cdot d_{\text{ом}} - \sum d_i) \cdot [\sigma]}},$$

где F – осевое усилие от действия на крышку нагрузки;

D_6 – диаметр окружности центров шпилек;

D_{cp} – средний диаметр уплотнительной поверхности;

D_a – наружный диаметр крышки:

$$D_a \geq D_6 + 2 \cdot d_p;$$

d_p – диаметр резьбы шпильки;

$d_{ош}$ – диаметр под крепежную шпильку $d_p = d_{ош}$;

$\sum d_i$ – максимальная сумма длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении крышки.

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

2. Проверочный расчет

$$P \leq [P]$$

$$[P] = 5 \cdot (\delta - c_1)^2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{\Psi_0}{D^2}.$$

14.3. Выпуклые днища

1. Проектировочный расчет

$$\text{Расчетная толщина стенки: } \delta_p = \frac{P_p \cdot D}{4 \cdot [\sigma] - P_p} \cdot \frac{D}{2 \cdot H_d}.$$

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

2. Проверочный расчет

$$P \leq [P]$$

$$[P] = \frac{4 \cdot [\sigma] \cdot \varphi}{\frac{D}{\delta - c_1} \cdot \frac{D}{2 \cdot H_d} + 1}.$$

14.4. Выпуклые крышки

Наибольшее применение получили сферические выпуклые крышки, которые состоят из сферической части и приваренного плоского фланца.

В проектировочном расчете рассчитывается толщина стенки сферической части крышки и максимальная толщина H_{ϕ} фланцев.

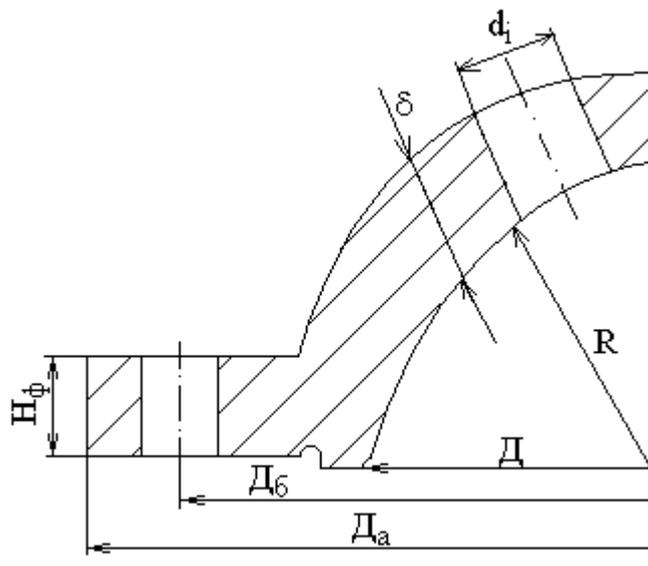


Рисунок 7. Расчетная схемы выпуклой крышки

1. Проектировочный расчет

1. Рассчитывают сначала в первом приближении:
$$\delta_p^* = \frac{2.5 \cdot P_p \cdot R}{4 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - P_p},$$

где R – внутренний радиус сферической части.

Если фланец и сфера изготовлены из разных материалов:

$$[\sigma] = \min\{[\sigma]_{\text{сф}}, [\sigma]_{\text{ф}}\}.$$

$$2. \beta_p \geq \frac{R + \delta_p^*}{R}$$

Коэффициент принимается равным ближайшему значению из следующего ряда:

1.06, 1.09, 1.12, 1.15, 1.18, 1.21.

3. Окончательно уточняется расчетная толщина стенки: $\delta_p \geq (\beta_p - 1) \cdot R.$

4. Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

5. Максимальная толщина фланца: $H_\phi = \delta \cdot h_c + c_\phi$,

где h_c – отношение высоты фланца крышки к толщине стенки сферической части. Определяется по графику в зависимости от расчетного значения коэффициента толстостенности, отношения наружного диаметра к внутреннему диаметру и отношения предела текучести к $1.1 \cdot P_p$

$$\left(\frac{D_a}{D}, \frac{\sigma_T}{1.1 \cdot P_p} \right).$$



Расчет затворов

15. Затворы и их классификация. Требования, предъявляемые к ним

Затвором называется узел, обеспечивающий герметичность между разъемными соединениями (корпус – крышка).

Обтюратор – прокладка и смежные с ней детали, обеспечивающие герметичность.

Классификация затворов происходит по следующим признакам.

1. По источнику затяга:

затворы с принудительным затягом или уплотнением. Характерно уплотнение за счет сил развиваемых болтами.

самоуплотняющиеся затворы. Уплотнение за счет давления среды внутри аппарата.

Замечание: если внутри аппарата давление более 100 МПа, то рекомендуются только самоуплотняющиеся затворы.

2. По типу применяемых обтюраторов:

с пластической деформацией обтюраторов,

жесткие obtюраторы, в которых наблюдается только упругая деформация.

3. В зависимости от формы поперечного сечения прокладки obtюратора:

плоские металлические прокладки,

двухконусные металлические прокладки,

дельтообразные металлические прокладки.

Замечание: вследствие того, что требуется большое удельное давление на прокладку, то в затворах АВД всегда рекомендуется изготавливать прокладки из мягких металлов (медь, алюминий, мягкое железо).

Рекомендации по выбору того или иного затвора [3,4].

Требования, предъявляемые к затворам:

1. Обеспечение герметичности соединения в рабочих условиях, т.е. при высоких давлениях и значительных перепадах температур между внутренней и наружной стенкой;

2. Безопасность и надежность во время эксплуатации АВД;

3. Простота изготовления и удобство разборки и сборки.



15.1. Расчет затвора с плоской металлической прокладкой

Цель: определить усилие, обеспечивающее герметичность соединения.

$$F = F_p + R_{\Pi},$$

где F_p – равнодействующая внутреннего давления на obtюратора;

$$F_p = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 \cdot P_p}{4}.$$

R_{Π} – реакция прокладки:

$$R_{\Pi} = \pi \cdot D_{cp} \cdot b \cdot \sigma_{cm}.$$

D_{cp} – средний диаметр в зоне уплотнения.

$$D_{cp} = D_1 + b,$$

$$D_1 = (1.0 \div 1.05) \cdot D$$

b – исполнительная ширина прокладки.

$$b \geq b_p,$$

b_p – расчетная ширина прокладки.

$$b_p = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{0.25 \cdot D_1 \cdot P_p}{[\sigma]_k - \sigma_{cm} - 0.25 \cdot P_p} \\ \frac{1.1 \cdot D_1 \cdot P_{и}}{4 \cdot [\sigma]_{к20} - 1.1 \cdot P_{и}} \end{array} \right\},$$

$[\sigma]_k$ – допускаемое контактное напряжение на уплотняемых поверхностях затвора. Зависит от предела текучести материала.

$$\text{Если } \sigma_T^{\min} \leq 274.68 \text{ МПа, то } [\sigma]_k = \sigma_T^{\min}.$$

$$\text{Если } \sigma_T^{\min} > 274.68 \text{ МПа, то } [\sigma]_k = \sigma_T^{\min} + 180.$$

$$\sigma_T^{\min} = \min \{ \sigma_T^{\text{кор}}, \sigma_T^{\text{кр}} \}$$

σ_{cm} – герметизирующее напряжение смятия прокладки [3,4].

Расчет двухконусного и дельтообразного obtюратора

$$F = F_p + F_0$$

Равнодействующая внутреннего давления:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 \cdot P_p}{4}.$$

Осевое давление на прокладку:

$$F_0 = 0.5 \cdot \pi \cdot k_3 \cdot P_p \cdot D_{cp} \cdot h_{cp} \cdot \text{tg}(\alpha).$$

D_{cp} – средний диаметр в зоне уплотнения.

$$D_{cp} = D + 0.5 \cdot (h_1 - h_2) \cdot \text{tg}(\alpha),$$

D – внутренний диаметр аппарата;

h_1 – высота obtюратора;

h_2 – высота цилиндрической части obtюратора;

α – для двухконусного obtюратора $\alpha = 30^\circ$;

для дельтообразного обтюратора $\alpha = 47^{\circ}$

k_3 – коэффициент, учитывающий влияние предварительной затяжки, зависит от внутреннего давления в аппарате.

Если внутреннее давление $P < 24.52 \text{ МПа}$, то $k_3 = 1 + \frac{24.52 - P_p}{4.9}$.

Если внутреннее давление $P \geq 24.52 \text{ МПа}$, то $k_3 = 1$.

$h_{\text{ср}}$ – внутренняя высота по средней линии уплотнения уплотнительной поверхности:

$$h_{\text{ср}} = \frac{h_1 + h_2}{2}.$$



Машины и аппараты с вращающимися элементами

16. Тихоходные барабаны

16.1. Назначение и общий принцип устройства

Тихоходные аппараты выполнены в виде горизонтальных барабанов и применяются для: сушки, обжига и кольционирования материалов.

Основной принцип устройства.

Аппарат состоит из барабана, габаритный размер которого зависит от рабочего или реакционного пространства, барабан наклонен к горизонту под углом $1 - 5^{\circ}$, вращается за счет венцовой шестерни, которая связана с шестерней, сидящей на валу редуктора, внутри барабан может иметь насадку для лучшего перемешивания и пересыпания материалов. Для лучшей передачи давления от всех вращающихся частей аппарата барабан снабжен бандажом, который опирается на опорные ролики. Количество опорных станций зависит от длины барабана и расстояние между ними не превышает 18 – 20 м. Во избежании контактного трения материал опорного ролика должен быть таким же, как материал бандажа или более мягким. Бандаж представляет собой

кольцо прямоугольного поперечного сечения, которое одевается на барабан (т.н. “башмаки”).

Различают следующие виды крепления банджа на барабан: жесткое и свободное.

При жестком креплении на корпус ухудшается взаимодействие с опорными роликами и требует очень точного изготовления и монтажа.

При свободной посадке банджа на корпус необходимо предусматривать в расчетах температурные зазоры.

Если в расчетах на выносливость банджа не учитывать температурные напряжения, то при вращении барабана возникает концентрация напряжений из-за дополнительных нагрузок.

По концам барабана устанавливаются камеры, необходимые для загрузки и выгрузки материала.

Основными элементами тихоходного барабана, которые необходимо рассчитать на прочность, являются: барабан, бандаж и опорные ролики.



16.2. Расчет на прочность барабана

Расчетная схема.

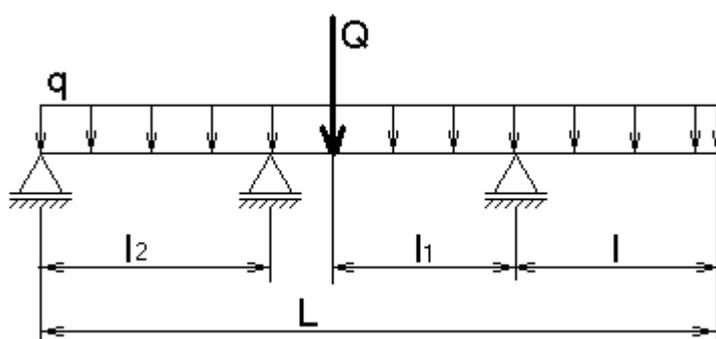


Рисунок 8. Расчетная схема обечайки барабана

Расчет производят по нормальным напряжениям:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

σ_{\max} – максимальные напряжения от действия нагрузки в поперечном сечении барабана.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z^{\max}}{W_z};$$

$$M_z = \frac{q \cdot (2 \cdot l_2 - L)}{8} + \frac{Q \cdot (l_2 - l_1) \cdot l_1}{l_2} \quad [\text{Н} \cdot \text{м}],$$

где q – линейная нагрузка.

$$q = \frac{m \cdot g}{L},$$

m – суммарная масса:

$$m = m_{\phi} + m_M + m_K$$

m_{ϕ} – масса футеровки;

m_M – масса материала;

m_K – масса корпуса барабана.

$$m_{\phi} = \rho_{\phi} \cdot L_{\phi} \cdot \pi \cdot \frac{D_B^2 - D_{\phi}^2}{4},$$

ρ_{ϕ} – плотность футеровки, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$;

L_{ϕ} – длина футеровки;

D_B – внутренний диаметр барабана;

D_{ϕ} – диаметр футеровки.

$$D_{\phi} = D_B - 2 \cdot \delta_{\phi}$$

δ_{ϕ} – толщина слоя футеровки.

$$m_M = \rho_M \cdot L \cdot \psi \cdot \frac{\pi \cdot D_B^2}{4}$$

ρ_M – плотность обрабатываемого материала;

L – длина барабана;

ψ – коэффициент заполнения барабана.

Масса корпуса барабана, как правило, известна.

Q – поперечная сила, действующая на барабан в месте крепления шестерни:

$$Q = (m_{\text{в}} + m_{\text{кр}}) \cdot g.$$

$m_{\text{кр}}$ – масса элементов крепления венцовой шестерни;

$m_{\text{в}}$ – масса венцовой шестерни;

W_z – осевой момент сопротивления:

$$W_z = \frac{\delta \cdot \pi \cdot D_{\text{ср}}^2}{4},$$

δ – исполнительная толщина стенки барабана.

$$\delta = (0.007 \div 0.01) \cdot D_{\text{н}},$$

$D_{\text{н}}$ – наружный диаметр барабана.

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр барабана.

$$D_{\text{ср}} = (1.14 \div 1.22) \cdot D_{\text{н}}.$$

Для тихоходных барабанов допускаемые напряжения принимают:

Если барабан с футеровкой: $[\sigma] = (5 \div 10) \text{МПа}$.

Без футеровки: $[\sigma] = 20 \text{МПа}$.

Рекомендуемый материал для изготовления корпуса: Ст 10, 15, 3, 2 (сталь) 

16.3. Расчет барабана на жесткость

Условием жесткости является: чтобы максимальный относительный прогиб от действия нагрузок не превышал нормативно допускаемых.

$$\varepsilon_{\text{max}} \leq [\varepsilon]$$

$$\varepsilon_{\text{max}} = \frac{y_{\text{max}}}{D_{\text{ср}}},$$

y_{max} – максимальный прогиб от действия нагрузки.

$$y_{\max} = \frac{D_{\text{cp}}^3}{8 \cdot E \cdot I_z} \cdot (0.04 \cdot q_1 + 0.002 \cdot q_2),$$

q_1 – линейная нагрузка от массы обрабатываемого материала;

q_2 – линейная нагрузка от массы футеровки, насадки и барабана.

$$q_i = \frac{m_i \cdot g}{L}.$$

I_z – осевой момент инерции единичного кольцевого сечения барабана.

$$I_z = \frac{1 \cdot \delta^3}{12},$$

δ – исполнительная толщина стенки барабана.

$[\epsilon]$ – допускаемое значение относительного прогиба.

$$\text{Для барабана с футеровкой: } [\epsilon] = \frac{1}{300}.$$

$$\text{Для барабана без футеровки: } [\epsilon] = \frac{1}{200}.$$

Помимо расчета барабана на прочность и жесткость интерес представляют и внутренние усилия барабана (в частности реактивные силы), вычисление которых зависит от числа опорных станций, и от условия крепления бандажа. Рекомендации по их вычислению можно посмотреть [1,3,4,5].



16.4. Геометрические размеры бандажа опорного ролика

а) Ширина бандажа:

$$b = 0.59^2 \cdot \frac{R_p \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot 2 \cdot (D_{\text{нб}} + d_p)}{[\sigma]_k^2 \cdot (E_1 + E_2) \cdot D_{\text{нб}} \cdot d_p},$$

$[\sigma]_k$ – допускаемые контактные напряжения [1,3,4];

R_p – реакция опорного ролика.

$$R_p = \frac{R_{\text{оп}}}{2 \cdot \cos(j)},$$

$R_{оп}$ – реакция опоры: $R_{оп}$ равна максимальной из рассчитанных опорных реакций;

j – половина угла между роликами;

E_1, E_2 – модуль Юнга материала ролика и бандажа;

$D_{нб}$ – наружный диаметр бандажа;

d_p – диаметр опорного ролика.

$$0.25 \cdot D_{нб} \leq d_p \leq 0.35 \cdot D_{нб}.$$

б) Высота сечения бандажа:

$$h_{б} = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{б}^{max}}{b \cdot [\sigma]}},$$

$M_{б}^{max}$ – максимальный изгибающий момент, возникающий в поперечном сечении бандажа;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала бандажа.

Для данного расчета $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$

b – ширина бандажа.

в) Наружный диаметр бандажа:

$$D_{нб} = D_{ср} + h_{б},$$

$D_{ср}$ – средний диаметр бандажа.

г) Внутренний диаметр бандажа.

При свободной посадке бандажа: $D_{вб} = D_{ср} - h_{б}$.

При жесткой посадке бандажа: $D_{вб} = D_{н}$,

$D_{н}$ – наружный диаметр барабана.

д) Диаметр внешней поверхности башмаков.

Для свободной посадки:

$$D_{оп} = D_{вб} - \Delta t \cdot \alpha_t \cdot D_{ср} - U_{б},$$

Δt – разность между температурами барабана при монтаже и в рабочем состоянии;

α_t – температурный коэффициент линейного расширения материала барабана;

U_{σ} – максимальный монтажный зазор между внутренним диаметром бандажа и наружным диаметром башмаков ($U_{\sigma} = 2\text{мм}$).

е) Ширина опорного ролика:

$$b_p = b + \Delta t \cdot \alpha_t \cdot l_2 - U_k,$$

U_k – конструктивная прибавка, компенсирующая отклонение, возникающее при монтаже ($U_k = (30 \div 40)\text{мм}$).

ж) Ширина упорного ролика:

$$b_{yp} = 0.59^2 \cdot \frac{E_1 \cdot E_3 \cdot (m + m_m + m_{кр} + 2 \cdot M_{\sigma}) \cdot g \cdot \sin(\beta_{\sigma})}{[\sigma]_k^2 \cdot (E_1 + E_3) \cdot 0.5 \cdot D_{нб} \cdot \sin\left(\frac{\beta'}{2}\right)},$$

E_3 – модуль Юнга материала упорного ролика;

β_{σ} – угол наклона барабана;

β' – угол конусности упорного ролика ($\beta' = 17^{\circ}$).

з) Диаметр упорного ролика:

$$D_{yp} = D_{нб} \cdot \sin\left(\frac{\beta'}{2}\right).$$



16.5. Напряжения в бандаже от температурных воздействий и контактных напряжений

1. Контактные напряжения:

$$\sigma_k = 0.59 \cdot \sqrt{q_k \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)} \cdot \frac{2 \cdot (D_{нб} + d_p)}{D_{нб} \cdot d_p}},$$

q_k – усилие, приходящееся на единицу длины контакта.

$$q_k = \frac{R_p}{b}.$$

2. Температурные напряжения

а) на наружной поверхности:

$$\sigma_t^H = \frac{\alpha_t \cdot E \cdot \Delta t_{\delta}}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{D_{H\delta}}{D_{B\delta}}\right)} - \frac{2 \cdot D_{B\delta}^2}{(D_{H\delta}^2 - D_{B\delta}^2)} \right]$$

а) на внутренней поверхности:

$$\sigma_t^B = \frac{\alpha_t \cdot E \cdot \Delta t_{\delta}}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{D_{H\delta}}{D_{B\delta}}\right)} - \frac{2 \cdot D_{H\delta}^2}{(D_{H\delta}^2 - D_{B\delta}^2)} \right]$$

16.6. Расчет бандажа на выносливость

Предварительно рассчитывают напряжения на внутренней и наружной поверхностях бандажа.

Напряжение на наружной поверхности

Максимальное:

$$\sigma_{\max}^H = \sigma_t^H + \sigma^H$$

$$\sigma^H = \frac{M^H}{W_{\delta}} - \text{напряжение на наружной поверхности бандажа.}$$

$$W_{\delta} = \frac{b \cdot h_{\delta}^2}{6},$$

M^H – изгибающий момент на наружной поверхности бандажа;

W_{δ} – осевой момент сопротивления сечения бандажа.

Минимальное:

$$\sigma_{\min}^H = \sigma_t^H + \sigma^{H'}$$

$\sigma^{H'}$ – напряжение бандажа в сечении под опорной поверхностью.

Среднее значение напряжений: $\sigma_{\text{cp}}^{\text{H}} = \frac{\sigma_{\text{max}}^{\text{H}} + \sigma_{\text{min}}^{\text{H}}}{2}$.

Амплитуда напряжений цикла: $\sigma_{\text{a}}^{\text{H}} = \frac{\sigma_{\text{max}}^{\text{H}} - \sigma_{\text{min}}^{\text{H}}}{2}$.

Напряжение на внутренней поверхности.

Максимальное:

$$\sigma_{\text{max}}^{\text{B}} = \sigma_{\text{t}}^{\text{B}} + \sigma^{\text{B}},$$

σ^{B} – напряжение в сечении под опорной поверхностью.

Минимальное:

$$\sigma_{\text{min}}^{\text{B}} = \sigma_{\text{t}}^{\text{B}} + \sigma^{\text{B}},$$

$$\sigma^{\text{B}} = \frac{M^{\text{B}}}{W_{\text{б}}} \text{ – напряжение на внутренней поверхности бандажа от действия}$$

изгибающего момента.

M^{B} – изгибающий момент на внутренней поверхности бандажа.

Среднее значение напряжений: $\sigma_{\text{cp}}^{\text{B}} = \frac{\sigma_{\text{max}}^{\text{B}} + \sigma_{\text{min}}^{\text{B}}}{2}$.

Амплитуда напряжений цикла: $\sigma_{\text{a}}^{\text{B}} = \frac{\sigma_{\text{max}}^{\text{B}} - \sigma_{\text{min}}^{\text{B}}}{2}$.

Условие выносливости бандажа заключается в том, чтобы рассчитанный коэффициент запаса выносливости бандажа не превышал минимально допустимого как на внутренней, так и на наружной его поверхности:

$$n_{\text{min}}^{\text{H}} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{\text{a}}^{\text{H}} \cdot K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{M}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} + \psi_{\text{б}} \cdot \sigma_{\text{cp}}^{\text{H}}}; \quad n_{\text{min}}^{\text{B}} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{\text{a}}^{\text{B}} \cdot K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{M}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} + \psi_{\text{б}} \cdot \sigma_{\text{cp}}^{\text{B}}},$$

σ_{-1} – предел выносливости материала бандажа, для углеродистой стали:

$\sigma_{-1} = (0.4 \div 0.46) \cdot \sigma_{\text{B}}$; для легированной стали: $\sigma_{-1} = (0.45 \div 0.55) \cdot \sigma_{\text{B}}$. При этом

σ_{B} выбирается по [3,4,5];

K_{σ} – коэффициент концентрации напряжений стыковых швов. Для углеродистой стали: $K_{\sigma} = 1.2$; для легированной стали: $K_{\sigma} = 1.4$;

ϵ_m – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения бандажа на сопротивляемость усталости [3,4,5];

ϵ_n – коэффициент состояния поверхности [5];

ψ_{σ} – коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла. Для углеродистой стали: $\psi_{\sigma} = (0.1 \div 0.2)$; для легированной стали: $\psi_{\sigma} = (0.2 \div 0.3)$.

$$n_{\min}^H \leq [n_{\min}^H]$$

$$n_{\min}^B \leq [n_{\min}^B]$$

$$[n_{\min}] = [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3],$$

$[n_1]$ – допустимый коэффициент запаса прочности, учитывающий неточность нагрузок и напряжений $[n_1] = 1.2 \div 1.5$;

$[n_2]$ – допустимый коэффициент запаса прочности, учитывающий неоднородность материала $[n_2] = 1.5 \div 2.0$;

$[n_3]$ – допустимый коэффициент запаса прочности, учитывающий условия труда и степень ответственности детали $[n_3] = 1 \div 1.5$. ↑

17. Быстровращающиеся обечайки

Являются основными элементами роторов, центрифуг и сепараторов. С точки зрения конструктивного исполнения могут быть цилиндрическими или коническими. В самом общем случае нагружения быстровращающиеся обечайки нагружены:

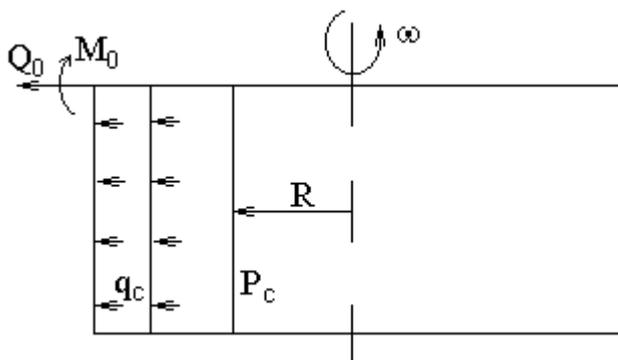


Рисунок 9. Расчетная схема быстровращающихся обечаек

а) распределенными по всей поверхности инерционными силами от массы обечайки:

$$q_c = m_3 \cdot \omega^2 \cdot r_0,$$

m_3 – масса выделенного элемента обечайки;

ω – угловая скорость вращения ротора;

r_0 – расстояние от оси ротора до выделенного элемента.

б) Влияние силы давления обрабатываемой среды:

$$P_c = 0.5 \cdot \rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^2 \cdot \psi,$$

ρ_c – плотность обрабатываемой среды;

R – внутренний радиус обечайки;

ψ – коэффициент заполнения ротора.

$$\psi = 1 - \left(\frac{R_0}{R} \right)^2,$$

R_0 – минимальный радиус внутренней поверхности обрабатываемой среды, заполняющей ротор при его вращении.

17.1. Основные расчетные параметры для быстровращающихся обечаек

1. Расчетная нагрузка

– это рабочая нагрузка, действующая на ротор при рабочей частоте вращения с максимальным заполнением обрабатываемой среды.

2. Расчетная температура.

За расчетную температуру принимают температуру рабочей среды, заполняющей ротор.

3. Допускаемые напряжения:

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

η – коэффициент, учитывающий вид заготовки ($\eta = (0.8 \div 1)$),

σ_p^* – нормативно допускаемые напряжения материала ротора.

$$\sigma_p^* = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}; \frac{\sigma_{0.2}}{n_T}; \frac{\sigma_B}{n_B} \right\},$$

σ_T – предел текучести материала ротора при соответствующей температуре;

$\sigma_{0.2}$ – условный предел текучести материала;

σ_B – предел прочности;

Коэффициент запаса принимают: $n_T = 2.0$, $n_B = 3.0$.

4. Коэффициент перфорации:

$$\varphi_0 = \min \left\{ \varphi; 1 - \frac{d_0}{t_0} \right\},$$

φ – коэффициент прочности сварного соединения;

d_0 – диаметр отверстий;

t_0 – шаг отверстий.

В том случае, если отверстия располагаются в определенном порядке (по вершинам квадрата или в шахматном порядке), то коэффициент перфорации рассчитывается:

$$k_{\pi} = \frac{0.785}{\left(\frac{d_0}{t_0}\right)^2}.$$

Если отверстия вырезаются по вершинам равностороннего треугольника,
то:

$$k_{\pi} = \frac{0.907}{\left(\frac{d_0}{t_0}\right)^2}.$$

5. Прибавка к расчетной толщине:

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

c_3 – компенсация отрицательного допуска.

6. Толщина стенки

а) цилиндрической обечайки:

$$\delta_p = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot (\varphi \cdot [\sigma]_p - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2)},$$

б) конической обечайки:

$$\delta_p = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot (\varphi \cdot [\sigma]_p - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2) \cdot \cos(\alpha)}$$

ρ_c – плотность обрабатываемой среды;

ρ – плотность материала ротора;

ψ – коэффициент заполнения ротора;

R – внутренний радиус обечайки;

α – угол при вершине конуса.

Если обечайка ослаблена отверстиями:

$$а) \delta_p = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot (\varphi \cdot [\sigma]_p - (1 - k_{\pi}) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2)},$$

$$б) \delta_p = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot (\varphi \cdot [\sigma]_p - (1 - k_{\pi}) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2) \cdot \cos(\alpha)}.$$

7. Допускаемая угловая скорость вращения ротора:

7.1. Для сплошных обечаек:

$$a) [\omega] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi \cdot [\sigma]_p}{\rho_c \cdot R \cdot \psi}} \cdot \sqrt{2 \cdot (\delta - c) - \rho}$$

$$б) [\omega] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi \cdot [\sigma]_p}{\rho_c \cdot R \cdot \psi}} \cdot \sqrt{2 \cdot (\delta - c) \cdot \cos(\alpha) - \rho}$$

7.2. Для перфорированной обечайки:

$$a) [\omega] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi_0 \cdot [\sigma]_p}{\rho_c \cdot R \cdot \psi}} \cdot \sqrt{2 \cdot (\delta - c) - \rho \cdot (1 - k_{II})}$$

$$б) [\omega] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi \cdot [\sigma]_p}{\rho_c \cdot R \cdot \psi}} \cdot \sqrt{2 \cdot (\delta - c) \cdot \cos(\alpha) - \rho \cdot (1 - k_{II})}$$

8. Краевые силы и краевой момент, действующие в узлах сопряжения обечайки с другими деталями ротора.

Краевые силы и краевой момент определяются из уравнения совместности деформаций, составляющегося для краев вращающихся элементов в непосредственном месте соединения их друг с другом.

Идея совместности деформаций заключается в следующем: чтобы в узле сопряжения не было никаких отличительных перемещений как линейных, так и угловых.

Уравнение совместности линейных (радиальных) деформаций:

$$\Delta_{p_m}^o + \Delta_{p_c}^o + \Delta_{m_0}^o + \Delta_{Q_0}^o = \Delta_{p_m}^d + \Delta_{p_c}^d + \Delta_{m_0}^d + \Delta_{Q_0}^d.$$

Угловые деформации:

$$Q_{p_m}^o + Q_{p_c}^o + Q_{m_0}^o + Q_{Q_0}^o = Q_{p_m}^d + Q_{p_c}^d + Q_{m_0}^d + Q_{Q_0}^d.$$

Верхние индексы:

o – оболочки;

д – сопрягаемой с оболочкой детали.

Нижние индексы:

p_m – давление массы самой оболочки;

p_c – давление обрабатываемой среды;

M_0 – краевой момент;

Q_0 – краевая сила.

Для вычисления перемещений рекомендуется [1,5,6].

9. Вычисление напряжений на наружной и внутренней поверхности края обечайки.

Вычисляются меридиональные и тангенсальные напряжения.

$$\sigma_m = \sigma_m^{p_m} + \sigma_m^{p_c} + \sigma_m^{M_0} + \sigma_m^{Q_0}$$

$$\sigma_t = \sigma_t^{p_m} + \sigma_t^{p_c} + \sigma_t^{M_0} + \sigma_t^{Q_0}$$

10. Производится проверка прочности на краю оболочки:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

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

В том случае, если условие прочности не выполняется, то толщина стенки должна быть увеличена. Увеличивают методом последовательных приближений.



18. Вал. Расчет вала

18.1. Расчетная схема вала

Расчетная модель вала состоит:

- С точки зрения формы: прямой брус, работающий на кручение или на сложное сопротивление – кручение с изгибом. В зависимости от поперечного сечения или прямолинейного сечения;
- С точки зрения материала: материал вала рассматривается как однородная идеальная среда с однородной упругостью. Деформации,

возникающие в поперечном сечении вала малы по сравнению с размерами самого вала;

- С точки зрения нагружения: вал рассчитывается на статическую нагрузку (которая медленно возрастает от нуля до конечного значения, а затем не изменяется со временем). В зависимости от установленного на валу числа дисков, мешалок, шкивов, вал рассчитывается с одной или несколькими сосредоточенными массами;

- С точки зрения разрушения: вал рассчитывается на длительное статическое разрушение, которому предшествуют только упругие деформации.

Замечание: кроме того, при расчете вала следует учитывать: а) место расположения подшипников, в зависимости от их расположения валы делятся на однопролетные и консольные;

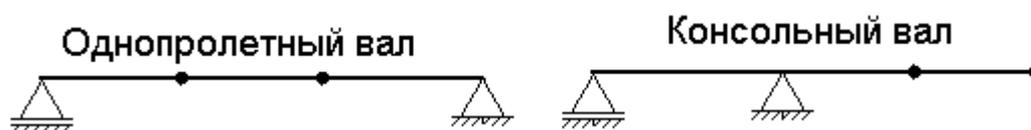


Рисунок 10. Схемы валов

б) соотношение между собственной скоростью вращения вала и критической. Разделяются на тихоходные (жесткие), при этом $\omega < \omega_{кр}$ и быстроходные (гибкие) – $\omega > \omega_{кр}$

18.2. Критическая скорость вращения вала. Условие виброустойчивости вала

Из практики эксплуатации машин и аппаратов известно, что вал при некоторых определенных числах оборотов, попадая в резонанс, становится динамически неустойчивым. При этом в поперечном сечении вала возникают недопустимые поперечные колебания вала.

Число оборотов вала, при котором вал переходит в резонанс, называется критическим.

Колебания и вибрация в поперечном сечении вала обуславливается эксцентриситетом.

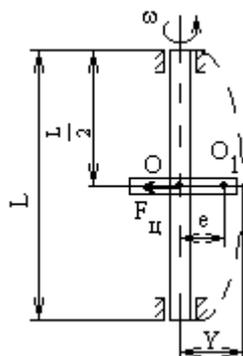


Рисунок 11. Расчетная схема виброустойчивости вала

O_1 – центр тяжести диска;

O – центр тяжести вала.

Эксцентриситет – несовпадение центров тяжести, т.е. масс.

y – прогиб вала.

Прогиб вала определяется:
$$y = \frac{e}{\frac{\omega_{кр}^2}{\omega^2} - 1} \quad (1)$$

Из выражения (1) следует:

- 1) если собственная скорость вращения вала меньше критической скорости, то прогиб вала не выходит за рамки допусаемого;
- 2) при стремлении собственной скорости вращения вала к критической, амплитуда колебаний уменьшается, но прогиб вала увеличивается до бесконечности, что может привести к разрушению;
- 3) в том случае, если собственная скорость вращения больше критической, то прогиб вала уменьшается, центр массы диска приближается к оси подшипников и несбалансированный диск самоцентрируется, т.е. превышение собственной скорости над критической соответствует работоспособности вала.

Вывод вала из состояния резонанса можно обеспечить за счет динамической или статической балансировки или за счет обеспечения неравенства собственной скорости вращения и критической. Поэтому при расчете на виброустойчивость вала существуют следующие соотношения:

для жестких валов: $\omega \leq 0.7 \cdot \omega_{кр}$;

для гибких валов: $\omega \geq 1.3 \cdot \omega_{кр}$.

Расчет критической скорости вращения вала производят по следующим условиям:

а) критическая скорость вала без учета массы вала (учитывается только масса сосредоточенных на валу масс):

$$\omega_{кр}^m = \sqrt{\frac{1}{m_i \cdot \delta_{11}}},$$

m_i – масса устанавливаемого на вал элемента;

δ_{11} – коэффициент влияния или коэффициент приведения, который зависит от расположения на валу масс и расположения подшипников и выбирается из таблиц [1,5,6].

Выбор жесткого или гибкого вала зависит от типа центрифуги, характера обрабатываемого материала и образующегося осадка.

При обработке жидких продуктов предпочтительнее жесткие валы, при обработке сыпучих или единичных – гибкие.

На критическую скорость вращения вала влияют:

а) гироскопический момент.

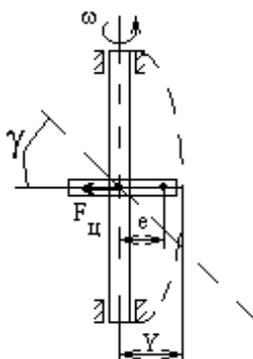


Рисунок 12. Расчетная схема гироскопического момента

Если сосредоточенная масса расположена не в центре вала, а смещена

Если диск смещен от центра оси вала, то при вращении вала диск поворачивается на некоторый угол γ , и на вал действует не только центробежная сила, но и гироскопический момент, который препятствует прогибу вала при его прямой синхронной процессии.

Синхронная процессия – это движение некоторой прямой вокруг неподвижных точек, при этом изогнутая ось (вал) вращается вокруг линии подшипников с той же частотой и в ту же сторону, что и вал с диском, а сама изогнутая ось вала описывает коническую поверхность.

Таким образом, возникающий гироскопический момент снижает не только прогиб, но и критическую скорость вращения вала.

б) Вылет центра масс.

Вылет центра масс получается в том случае, если точка крепления массы на валу (O) и центр массы (O₁) не совпадают. Это характерно для барабанов, центрифуг или дисков распылительных сушилок.

При вращении вала вылет масс снижает прогиб вала, тем самым уменьшает и критическую скорость вращения, что: 1) опасно для жестких валов, которые поэтому целесообразно проектировать с возможно малым вылетом масс за счет проектирования диска сложной выгнутой формы; 2) для гибких валов уменьшение вылета масс ухудшает самоцентрирование барабана или диска, поэтому для гибких валов чем больше вылет масс, тем лучше самоцентрирование.

в) Введение упругих опор вала.

При ведении расчетной схемы вала предполагается, что подшипниковые узлы являются абсолютно жесткими, в действительности же за счет деформации корпуса и подшипников опоры вала обладают некоторой податливостью, которая характеризуется жесткостью. Кроме того, для лучшего самоцентрирования специально устанавливают опоры с некоторой

податливостью и специальной жесткостью, введение которой приводит к уменьшению критической скорости вращения вала.

г) Собственная масса вала.

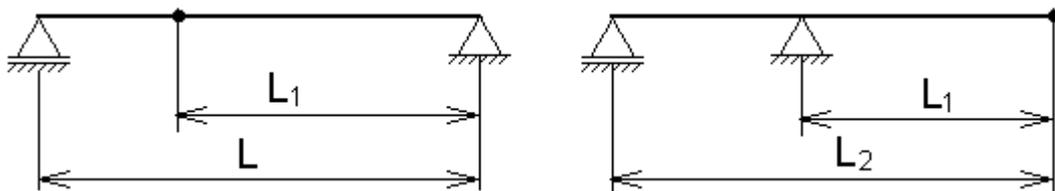


Рисунок 13. Определения критической длины

$$\omega_{\text{кр}}^{\text{в}} = \left(\frac{\alpha}{L} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_z}{m_1}};$$

$$\omega_{\text{кр}}^{\text{в}} = \left(\frac{\alpha}{L_1} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_z}{m_1}}$$

I_z – осевой момент инерции относительно оси z;

α – корень решения уравнения изменения критической скорости от массы (выбирается рис. 3.12, стр. 169).

Критическая скорость с учетом массы самого вала и массы, установленной на валу, рассчитывается:

$$\frac{1}{\omega_{\text{кр}}^2} = \frac{1}{(\omega_{\text{кр}}^{\text{в}})^2} + \frac{1}{(\omega_{\text{кр}}^{\text{м}})^2};$$

$$I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64},$$

m_1 – масса единицы длины вала.

$$m_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho.$$

Заключение: при выборе жесткого или гибкого вала руководствуются отношением рабочей скорости вращения к критической:

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_{\text{кр}}}.$$

При этом следует помнить:

1. уменьшение диаметра вала уменьшает деформацию, а следовательно, и уменьшает критическую скорость;
2. увеличение длины вала уменьшает критическую скорость вращения;
3. смещение массы на валу от центра уменьшает критическую скорость вращения;
4. увеличение вылета центра вращающихся масс уменьшает критическую скорость вращения;
5. введение упругих опор уменьшает критическую скорость вращения.
- 6.



18.3. Расчет вала

Для обеспечения нормальной работы любого агрегата, составляющей частью которого является вал, необходимо обеспечить нормальную работу вала, а именно необходимо, чтобы вал отвечал следующим критериям работоспособности:

1. виброустойчивости;
2. прочности;
3. жесткости.

Расчет вала по перечисленным критериям осуществляют по методу приведения.

Суть метода: реальный вал, сложной конфигурации, нагруженный несколькими массами, в том числе и собственной, рассматривается в данном методе более простой идеализированной моделью вала с одной сосредоточенной, приведенной массой и приведенными параметрами.

За точку приведения следует считать:

- а) для однопролетного вала – середину пролета;
- б) для консольного вала – точку на конце консоли.

18.4. Порядок проведения расчета

1. Проектировочный расчет

Т.е. определение диаметра вала.

Диаметр вала определяется из условия виброустойчивости вала, с последующей обязательной проверкой выполняемости виброустойчивости.

$\omega \leq 0.7 \cdot \omega_{кр}$ – для жесткого вала;

$\omega \geq 1.3 \cdot \omega_{кр}$ – для гибкого вала.

1. Определяется безразмерный динамический прогиб вала в точке приведения:

$$\bar{y}_{l_i} = f(\bar{l}_i),$$

\bar{y}_{l_i} – выбирается рис. 3.17, стр. 175.

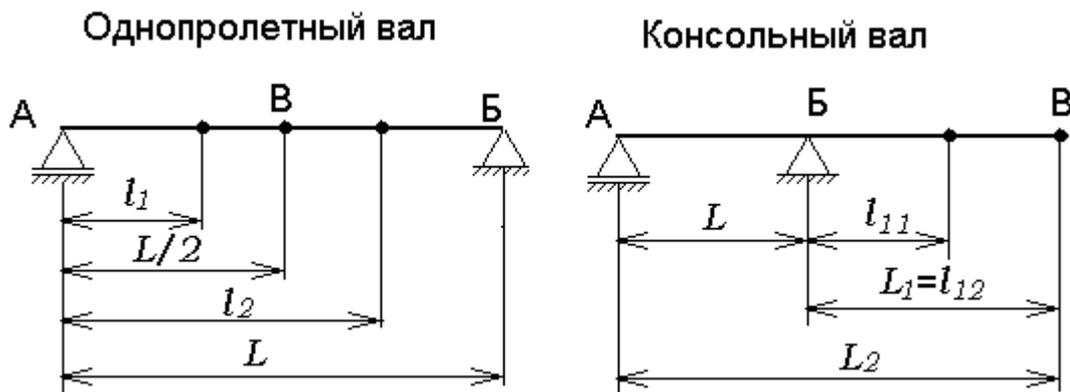


Рисунок 14. Расчетная схема вала

При этом приведенная длина:

$$\bar{l}_i = \frac{l_i}{L} \text{ – для однопролетного вала;}$$

$$\bar{l}_{li} = \frac{l_{li}}{L_1} \text{ – для консольного вала.}$$

2. Рассчитывается величина приведенных масс:

$$m_{iпр} = m_i \cdot \bar{y}_{li}^2.$$

3. Рассчитывается суммарная приведенная масса:

$$m_{пр} = \sum m_{iпр}.$$

4. Вычисляется диаметр вала из условия виброустойчивости:

$$d_A = \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}},$$

где A_5, A_6 – коэффициенты [1,5].

5. Проверяют рассчитанный диаметр вала на условие виброустойчивости:

при этом: ω – задается по условию, а $\omega_{кр}$ – рассчитывается с учетом массы самого вала.

2. Проверочный расчет

Цель: проверить полученный в проектировочном расчете диаметр удовлетворяет ли условиям жесткости и прочности вала.

Расчет на жесткость

1. Определяем безразмерный динамический прогиб в опасном по жесткости сечении:

$$\bar{y}_{z_i} = f(\bar{z}_i),$$

z_i – приведенная координата опасного сечения по жесткости [5,6,8].

$\bar{z}_i = \frac{z_i}{l}$ – для однопролетного вала;

$\bar{z}_{li} = \frac{z_{li}}{L_1}$ – для консольного вала.

2. Определяем эксцентриситет массы мешалки:

$e_i = \frac{10^{-3}}{\sqrt{\omega}}$ – для любой массы любого вала.

3. Рассчитываем приведённый эксцентриситет массы перемешивающих устройств:

$$e_{\text{инп}} = \frac{e}{\bar{y}_{li}}.$$

4. Рассчитываем смещение оси вала.

4.1. Смещение оси вала за счет зазоров в подшипнике.

Предварительно из таблиц, приведенных в [5,6,8], выбираются первоначальные зазоры самих подшипников. При этом рекомендуется в качестве верхнего подшипника на опоре А использовать подшипник качения, а нижнего (В) – подшипник скольжения.

После выбора значений: Δ_A , Δ_B рассчитывают смещение оси вала от оси вращения за счет зазоров в опорах в месте установки мешалок:

$$\Delta_{li} = \frac{(\Delta_B + \Delta_A) \cdot l_i}{L} + \Delta_A - \text{для однопролетного вала};$$

$$\Delta_{li} = \frac{(\Delta_A + \Delta_B) \cdot (l_i + L)}{L} - \Delta_A - \text{для консольного вала.}$$

4.2. В месте сечения опасном по жесткости:

$$\Delta_{zi} = \frac{(\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_i}{L} + \Delta_A - \text{для однопролетного вала};$$

$$\Delta_{zi} = \frac{(\Delta_A + \Delta_B) \cdot (z_i + L)}{L} - \Delta_A - \text{для консольного вала.}$$

4.3. Смещение оси вала за счет зазоров в подшипнике в точке приведения

$$\Delta_B = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)}{2} - \text{для однопролетного вала};$$

$$\Delta_B = \frac{(\Delta_A + \Delta_B) \cdot L_2}{L_1} - \Delta_A - \text{для консольного вала.}$$

5. Рассчитываем смещение вала от оси вращения за счет начальной изогнутости вала (т.е. биение):

По данным из [5,6,8] выбираем начальную изогнутость вала в точке приведения: ϵ_B . Рассчитываем смещение оси вала за счет начальной изогнутости вала:

5.1. В месте установки мешалок:

$$\epsilon_{li} = \epsilon_B \cdot \bar{y}_{li}.$$

5.2. В месте опасном по жесткости:

$$\varepsilon_{zi} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{zi}.$$

6. Рассчитываем динамический прогиб вала в точке приведения:

$$y_B = \frac{e_{np}}{\left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2 - 1}.$$

При этом:

$$e_{np} = \frac{(m_{inp} \cdot e_{inp} + m_{jnp} \cdot e_{jnp})}{m_{np} + m_{в.нр}} + \Delta_B + \varepsilon_B,$$

$$m_{np} = \sum m_{инр},$$

$m_{в.нр}$ – приведенная масса вала:

$$m_{в.нр} = 0.5L \cdot m_1 \text{ – для однопролетного вала;}$$

$$m_{в.нр} = 0.5L_1 \cdot m_1 \text{ – для консольного вала.}$$

7. Определим динамическое смещение центров тяжести мешалок:

$$A_{li} = y_B \cdot \bar{y}_{li} + \varepsilon_{li} + \Delta_{li} + e_i.$$

8. Определим динамическое смещение оси вала в опасном по жесткости сечении:

$$A_{zi} = y_B \cdot \bar{y}_{zi} + \varepsilon_{zi} + \Delta_{zi}.$$

9. Определим динамическое смещение оси вала в точке приведения:

$$A_B = y_B + \varepsilon_B + \Delta_B.$$

10. Условие жесткости:

$$A_z \leq [A_{zi}],$$

$[A_{zi}]$ – нормативно допускаемое динамическое смещение [5,6,8].

Расчет вала на прочность

Вращающиеся элементы аппаратов рассчитывают на прочность по третьей теории прочности. Условием прочности требует: чтобы эквивалентные напряжения, вычисленные по третьей теории прочности, не превышали нормативно допускаемые:

$$\sigma_{\text{эквIII}} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \frac{M_{\text{эквIII}}}{W_z};$$

$$M_{\text{эквIII}} = \sqrt{M_z^2 + M_{\text{кр}}^2}.$$

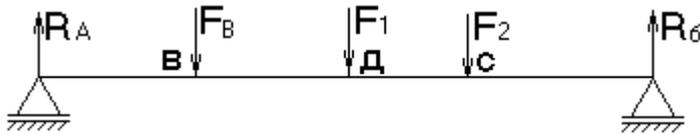


Рисунок 15. Схема расположения расчетных нагрузок

Каждая из указанных сил вычисляется произведением массы на квадрат угловой скорости и на прогиб:

$$F_i = m_i \cdot \omega^2 \cdot A_{li},$$

$$\text{Приведенная сила: } F_{\text{пр}} = m_{\text{пр}} \cdot \omega^2 \cdot A_B.$$

Рассчитывается каждая сила, определяются реакции опор и строится эпюра моментов.

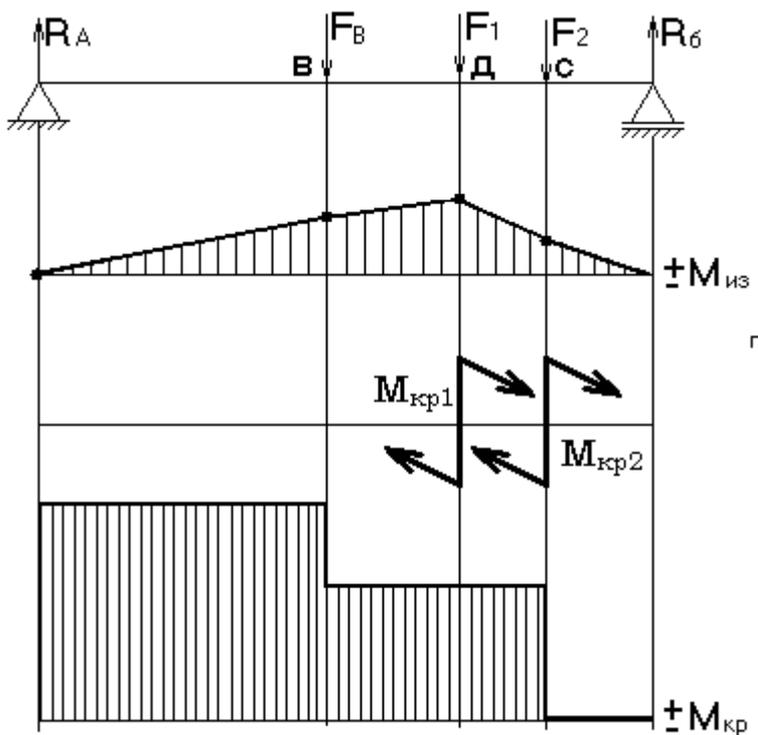


Рисунок 16. Эпюры расчетных сил

$$N = M_{кр} \cdot \omega \Rightarrow M_{кр}.$$

Предположительно два опасных сечения С и Д. Оба эти сечения должны быть проверены:

$$W_z = \frac{\pi \cdot D^3}{32}.$$

Нормативно допускаемое напряжение вычисляется:

$$[\sigma] = \frac{\varepsilon_m \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot n_{\min}},$$

где ε_m – коэффициент влияния абсолютных размеров вала (выбирается по рис. 3.19, стр. 179);

σ_{-1} – предел выносливости материала вала. Принимают $\sigma_{-1} = (0.4 \div 0.5) \cdot \sigma_b$;

K_σ – коэффициент концентрации напряжений (табл. 3.9, стр. 179 – 180);

n_{\min} – минимальный коэффициент запаса прочности вала. Принимают $n_{\min} = 2$. ↑

19. Быстровращающиеся диски

Быстровращающиеся диски являются важнейшим рабочим элементом роторов молотковых дробилок, распылительных сушилок, центробежных насосов и компрессоров.

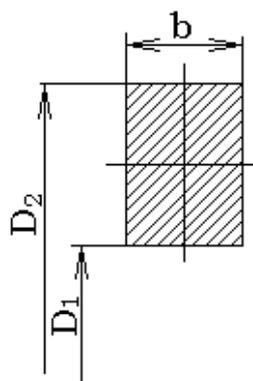
В зависимости от изменений толщины диска по радиусу различают диски простого и сложного профиля.

D_1 – внутренний диаметр;

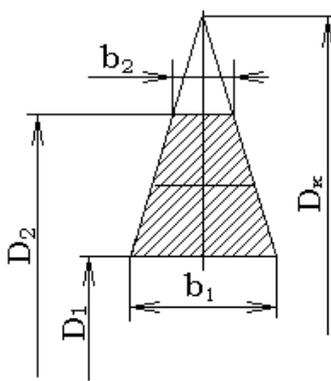
b_1 – толщина диска по внутреннему диаметру;

D_2 – наружный диаметр;

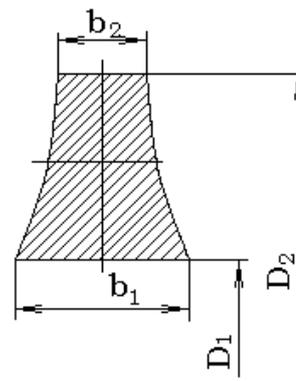
b_2 – толщина диска по наружному диаметру; ↑



Диски постоянной по радиусу толщины



Диски конические



Диски гиперболические

Рисунок 17. Диски простого профиля

19.1. Расчет быстро вращающихся дисков

При вращении ротора на внутренней поверхности дисков возникают радиальные напряжения, как следствие посадки диска на вал с натягом.

На наружной поверхности диска возникают радиальные напряжения, как следствие центробежного воздействия различных элементов ротора (лопаток, молотков и т.п.).

Радиальные напряжения на внутренней и наружной поверхностях уравновешены. Влияние изгиба диска вследствие вибрации и внешних нагрузок пренебрежительно малы.

Помимо радиальных напряжений при расчете диска на прочность следует учитывать и тангенсальные напряжения на внутренней и на внешней поверхности.

В практических расчетах эти напряжения рассчитываются:

Радиальные напряжения:

$$\sigma_r = \alpha_r \cdot \sigma_{r1} + \alpha_t \cdot \sigma_{t1} + \alpha_c \cdot T.$$

Тангенсальные напряжения:

$$\sigma_t = \beta_r \cdot \sigma_{r1} + \beta_t \cdot \sigma_{t1} + \beta_c \cdot T.$$

$$\alpha_c = -2.74 \cdot (3.3 - 2.6 \cdot x^2 - 0.7 \cdot x^4)$$

$$\beta_c = -2.74 \cdot (1.9 - 2.6 \cdot x^2 + 0.7 \cdot x^4),$$

где $x = \frac{R_1}{R}$.

$$\alpha_r = \beta_t = \frac{1 + x^2}{2}$$

$$\alpha_t = \beta_r = \frac{1 - x^2}{2}$$

$$T = (2 \cdot R)^2 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2.$$

σ_r , σ_t – радиальные и тангенсальные напряжения по любому радиусу диска;

α_c , α_r , α_t , β_c , β_r , β_t – коэффициент, учитывающий геометрию и изменение толщины диска по радиусу;

x – отношение внутреннего радиуса к текущему;

R – текущий радиус, на котором вычисляется напряжение;

T – параметр диска;

n – число оборотов диска;

σ_{r1} , σ_{t1} – радиальное и тангенсальное напряжение на внутреннем радиусе.

Замечание: если диск изготовлен не из стали плотностью $\rho_{ст}$, а из другого материала плотностью ρ_m , то параметр диска T в вычислении напряжений домножается на отношение $\frac{\rho_m}{\rho_{ст}}$.

Радиальное напряжение на внутренней поверхности дисков, как правило, величина известная, и для того чтобы вычислить напряжения по любому текущему радиусу, предварительно рассчитываются тангенсальные напряжения по внутреннему радиусу диска:



$$\sigma_{t1} = \frac{(\sigma_{r2} - \alpha_{t(R2)} \cdot \sigma_{r1} - \alpha_{c(R2)} \cdot T_{(R2)})}{\alpha_{t(R2)}}.$$

19.2. Проверочный расчет.

Условие прочности: $n \geq [n]$.

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}},$$

где σ_T – зависит от материала диска;

σ_{\max} – выбирается из всех напряжений, которые были рассчитаны по всем радиусам (берется по модулю);

$[n]$ – допускаемый местный запас прочности.

Для всех конических и гиперболических дисков коэффициенты
выбираются по номограммам. 

20. Валковые машины

20.1. Назначение. Основные параметры и классификация

Валковые машины разделяются на вальцы и каландры.

Вальцы предназначены для смешения, пластикации, перетирания и дробления в процессе переработки материалов.

Классификация вальцов

По конструктивным признакам:

а) в зависимости от длины и диаметра барабана валка:

- Вальцы легкого типа ($D = 500$ мм., $L = 800$ мм.; $D = 300$ мм., $L = 800$ мм.);
- Вальцы среднего типа ($D = 550$ мм., $L = 1500$ мм.);
- Вальцы тяжелого типа ($D = 660$ мм., $L = 2100$ мм.).

б) по величине фрикции между передним и задним валком:

- $f = 1.08; 1.17; 1.27; 2.55; 4.00$.

в) по виду поверхности валка:

- гладкие;
- рифленые;
- зубчатые.

г) по расположению валков:

- горизонтальные;
- вертикальные.

д) по числу машин в агрегате:

- индивидуальные;
- сдвоенные;
- групповые.

е) по способу переработки материала:

- периодического действия;
- непрерывного действия.

ж) по способу регулирования температуры валков:

- с паровым или электрическим обогревом;
- с водяным охлаждением.

По технологическим признакам:

а) смесительные;

б) пластицирующие;

в) краскотерочные;

г) дробильные;

д) для переработки пресс порошков.

Основными конструктивными параметрами валковых машин являются:
частота вращения, диаметр валков и длина.



20.2. Валковые дробилки. Назначение и основные сведения

Валковые дробилки предназначены для измельчения материалов.

Под измельчение будем понимать процесс уменьшения размеров кусков твердого материала механическим воздействием.

Измельчение обычно осуществляется по стадиям:

1. крупное дробление;
2. мелкое дробление;
3. помол.

При выборе оборудования для измельчения обычно руководствуются прочностью материала, предназначенного для дробления.

Прочность материала характеризуется пределом прочности на растяжение σ_b^+ и пределом прочности на сжатие σ_b^- .

Рекомендуется следовать классификации материала в зависимости от прочности его на сжатие.

Мягкий материал: $\sigma_b^- < 10 \text{ МПа}$.

Средней прочности: $\sigma_b^- = (10 \div 50) \text{ МПа}$.

Прочный материал: $\sigma_b^- > 50 \text{ МПа}$.

Валковые дробилки применяются для мелкого дробления высокой и средней прочности материалов, а также для измельчения пластичных и хрупких материалов.

Процесс измельчения происходит в основном раздавливанием и частичным растиранием и характеризуется степенью измельчения:

$$i = (3 \div 5).$$

Для увеличения степени измельчения валкам сообщают разные угловые скорости.

1. Основные расчетные параметры

Схема захвата куска валками.

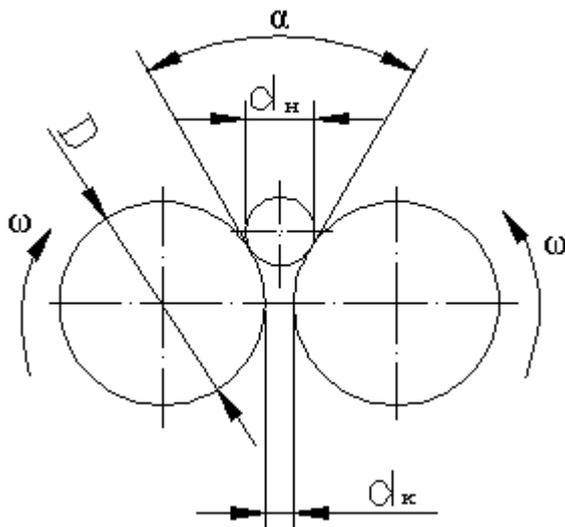


Рисунок 18. Схема валковой дробилки

1. α – угол захвата.
2. $D = d_n$ – диаметр валка.

Определяется из условия, что заранее известен начальный диаметр куска материала d_n и для средней степени измельчения (при $i = 4$) диаметр валка находится из соотношения (для $\alpha = 30^\circ$):

для гладких валков: $\frac{D}{d_n} = 20$;

для рифленых валков: $\frac{D}{d_n} = 10$;

для зубчатых валков: $\frac{D}{d_n} = 2 \div 4$.

3. Частота вращения валков

ограничена условием отбрасывания материалов под действием центробежных сил:

$$n_{\max} \leq 102.5 \cdot \sqrt{\frac{f}{\rho \cdot d_n \cdot D}}, \left[\frac{\text{об}}{\text{с}} \right],$$

где f – коэффициент трения материала о валок;

ρ – плотность материала, кг/м^3 .

4. Окружные скорости валков:

$$v_1 = \pi \cdot D \cdot n$$
$$v_2 = \varphi \cdot \pi \cdot D \cdot n = \varphi \cdot v_1,$$

где φ – коэффициент опережения.

5. Производительность валков

рассчитывается из предположения, что из выпускной щели выходит непрерывной лентой измельченный материал, толщиной d_k и шириной равной рабочей длине валка:

$$L_p = 0.9 \cdot L.$$

6. Объем материала, покидающий дробилку при одном обороте валка,

$$V = \pi \cdot D \cdot L_p \cdot d_k \cdot \rho \cdot \mu,$$

где μ – коэффициент разрыхления.

Для прочных материалов: $\mu = (0.2 \div 0.3)$.

Для пластичных материалов: $\mu = (0.4 \div 0.6)$.

Производительность валков:

$$Q = 1.25 \cdot \pi \cdot D \cdot L_p \cdot d_k \cdot \rho \cdot n \cdot \mu.$$

1.25 – коэффициент, учитывающий расхождение валков при дроблении из-за деформации предохранительных пружин.

7. Усилие дробления, действующее на валки:

$$P = A \cdot \sigma_v^- \cdot \mu,$$

где A – площадь контакта.

$$A = L_p \cdot l,$$

l – длина дуги контакта.

$$l = \frac{\alpha \cdot D}{4}$$

2. Расчет на прочность

Основными деталями валка являются валки и подшипники.

На валки и подшипники действуют распорные усилия, температурные напряжения, крутящие моменты и сила тяжести валков.

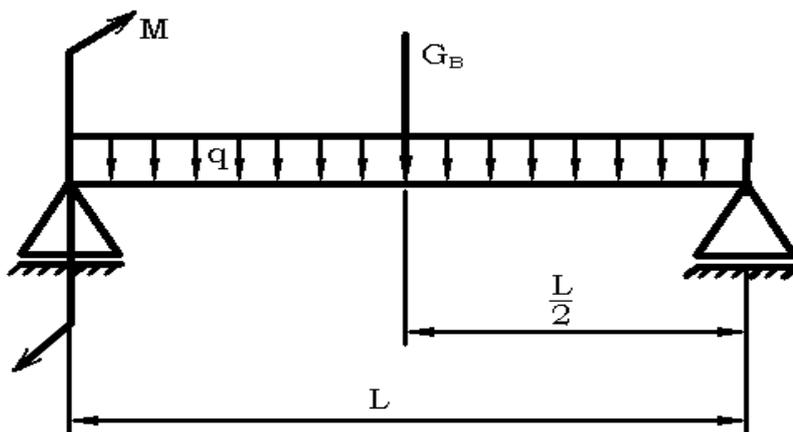


Рисунок 19. Расчетная схема корпуса валка

Условие прочности для валков: $\sigma \leq [\sigma]$.

$$\sigma = \sigma_{\text{пр}} + \sigma_t,$$

где $\sigma_{\text{пр}}$ – приведенные напряжения.

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{1-\nu}{2} \cdot \sigma + \frac{1+\nu}{2} \cdot \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2},$$

ν – коэффициент Пуассона;

σ , τ – напряжение изгиба и напряжение от кручения:

$$\sigma = \frac{M}{W_z}; \quad M = \left(\frac{F}{2 \cdot L} + \frac{G_B}{2 \cdot L} \right) \cdot \frac{L}{2},$$

F – распорное усилие:

$$F = q \cdot L;$$

$$q = \frac{1+f}{2} \cdot 2.22 \cdot \frac{\mu_{\text{эф}} \cdot v_1 \cdot R}{h_k};$$

$$f \text{ – фрикция; } f = \frac{v_2}{v_1};$$

$\mu_{\text{эф}}$ – эффективная вязкость:

$$\mu_{\text{эф}} = \frac{2 \cdot v_1}{h_k},$$

h_k – минимальный зазор между валками;

R – радиус валка.

$$W_z = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot (1 - \beta^4),$$

D – наружный диаметр валка;

β – отношение внутреннего диаметра валка к наружному в рассматриваемом сечении.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p},$$

W_p – полярный момент сопротивления:

$$W_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot (1 - \beta^4).$$

$$M_{кр} = 97500 \cdot \frac{N}{n},$$

N – мощность, передающаяся валками.

σ_t – температурные напряжения:

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot (t_b - t_n)}{2 \cdot (1 - \nu)} \cdot \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{R_n}{R_b}\right)} - \frac{2 \cdot R}{R_n^2 - R_b^2} \right],$$

где α – коэффициент температурного расширения;

E – модуль Юнга;

t_b , t_n – температура на внутренней и наружной поверхности валков соответственно;

R_b , R_n – внутренний и наружный радиусы бочки валков;

R – рассматриваемый радиус.

Подшипники скольжения рассчитываются на удельное давление. При этом

$$P < [P] \cdot d \cdot l,$$

d , l – диаметр и длина подшипника,

$[P]$ – нормативно допускаемое давление.

Проверяются, кроме того, по характеристике:

$$\frac{P_k \cdot n_{\max}}{1910 \cdot l} < P \cdot \gamma,$$

где P_k – средняя за цикл опорная реакция валка;

n_{\max} – максимальная частота вращения;

γ – скорость скольжения.

$$P \cdot \gamma = (30 \div 70) \frac{M}{c}.$$



20.3. Щековые дробилки

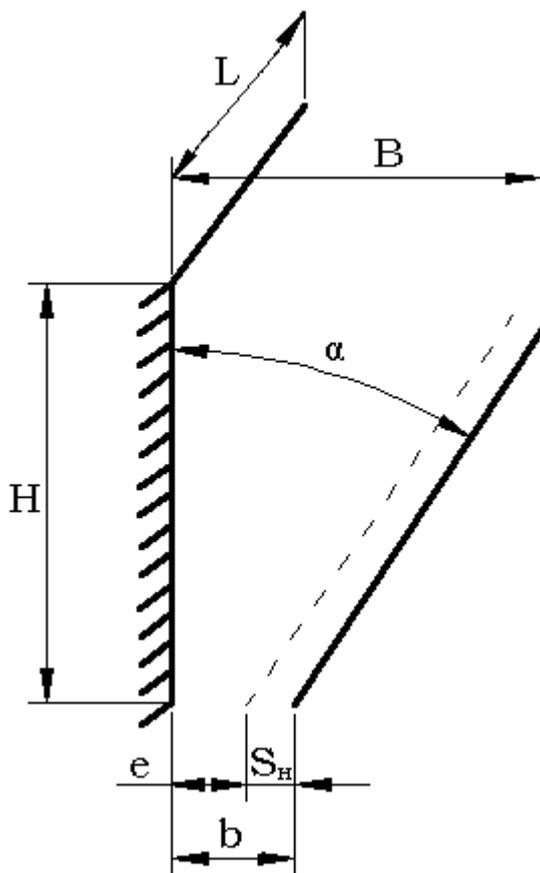


Рисунок 20. Схема щековой дробилки

В щековой дробилке материал истирается путем раздавливания в сочетании с раскалыванием и изгибом между подвижной и неподвижной щеками [7,8].

Технологический расчет дробилки включает в себя определение следующих параметров:

- ширина приемного отверстия (В) – определяется максимально возможным размером куска обрабатываемого материала:

$$B = \frac{D_{\max}}{0.85},$$

D_{\max} – максимальный диаметр обрабатываемого материала.

- Угол захвата (α) – для обеспечения работы в самых тяжелых условиях рекомендуется принимать в пределах:

$$\alpha = (15 \div 20)^\circ.$$

- Ход сжатия рекомендуют принимать:

$$S_H = (0.015 \div 0.025)_M.$$

- Эксцентриситет вала (e).
- Частота вращения эксцентрикова вала:

$$n = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{2 \cdot S_H}}.$$

- Производительность:

$$Q = 60 \cdot V \cdot n \cdot \mu, \left[\frac{M^3}{ч} \right],$$

V – объем призмы материала, выходящей из камеры дробления за 1 оборот вала.

$$V = \frac{2 \cdot b \cdot S_H}{2},$$

b – ширина выходной щели.

Принимают из рекомендаций в зависимости от степени дробления.

Степень дробления:

$$i = \frac{D_{\max}}{d_{\min}},$$

d_{\min} – диаметр, выходящий из щели.

Как правило, в практических расчетах b берут на самый тяжелый режим работы, для которого:

$$i = 4.5 \text{ при этом } b \approx 40 \text{ мм.}$$

n – частота оборотов, об/сек.;

μ – коэффициент разрыхления материала так же зависит от степени дробления, для тяжелых условий работы:

$$\mu = (0.2 \div 0.6).$$

- Усилие дробления.

Принимают из условия, что дробимое пространство заполнено кусками шарообразной формы и суммарная нагрузка считается приложенной в середине дробящей плиты. Эта нагрузка перпендикулярна к оси дробящей плиты и определяется:

$$P_{\text{дроб}} = \frac{\mu \cdot \pi^2 \cdot \sigma_+ \cdot A}{8},$$

μ – коэффициент, учитывающий разрыхление в полости дробления:

$$\mu = 0.3.$$

σ_+ – допускаемое напряжение на растяжение обрабатываемого материала.

A – активная площадь дробящей плиты:

$$A = L \cdot c,$$

L – длина приемного отверстия. Принимают в зависимости от размеров кусков обрабатываемого материала.

Если $D_{\text{max}} = (100 \div 180) \text{ мм.}$, то $L = 1000 \text{ мм.}$;

c – ширина дробящей плиты;

H – высота камеры.

- Мощность электродвигателя.



20.4. Расчетные нагрузки, действующие на элементы дробилки.

Расчет на прочность элементов дробилки

Расчетная схема.

Нагрузка на поверхности дробящей плиты распределена равномерно, и равнодействующую сил дробления Q можно приложить к станине подвижной щеки в точках, соответствующих середине высоты камеры дробления. Расчетная нагрузка, действующую на подвижную щеку, определяется как:

$$Q = 1.5 \cdot q \cdot H \cdot L,$$

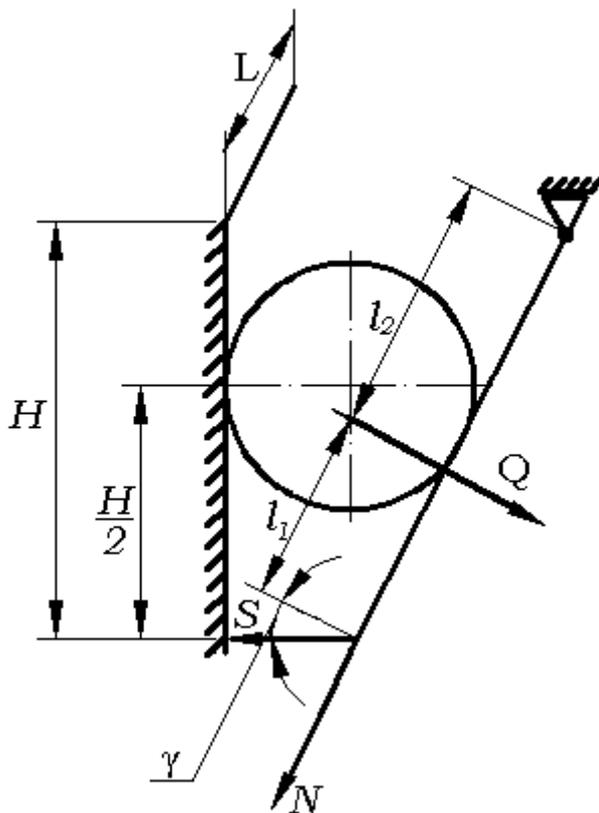


Рисунок 21. Расчетная схема щеки дробилки

1.5 – коэффициент превышения номинальной нагрузки для предотвращения срабатывания предохранительных устройств.

q – нагрузка на единицу длины активной площади. Принимают: $q \approx 2.75 \text{ МПа}$.

Подвижную щеку дробления рассчитывают на нагрузку Q и на растяжение от действия силы N :

$$N = \frac{Q \cdot l_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma)}{l_1 + l_2}.$$

Условие прочности:

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{N}{A} \leq [\sigma].$$

Условие прочности распорной плиты:

Испытывает деформацию внецентренного сжатия.

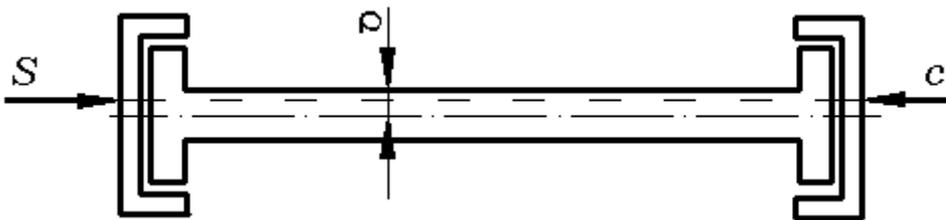


Рисунок 22. Расчетная схема распорной плиты

Условие прочности:

$$\sigma = \frac{S}{A_{\text{ш}}} + \frac{S \cdot a}{W_z} \leq [\sigma],$$

$A_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения шатуна;

W_z – осевой момент сопротивления шатуна.

Проверочный расчет шатуна

В процессе работы подвижной щеки шатун испытывает деформацию сжатия, поэтому напряжение, которое возникает в его поперечном сечении, вычисляется отношением:

$$\sigma = \frac{P_{\text{ш}}}{A_{\text{ш}}} \leq [\sigma],$$

$$P_{\text{ш}} = 2 \cdot S \cdot \cos(\beta),$$

β – угол между осью шатуна и распорной плитой.

Условие прочности для эксцентрикового вала

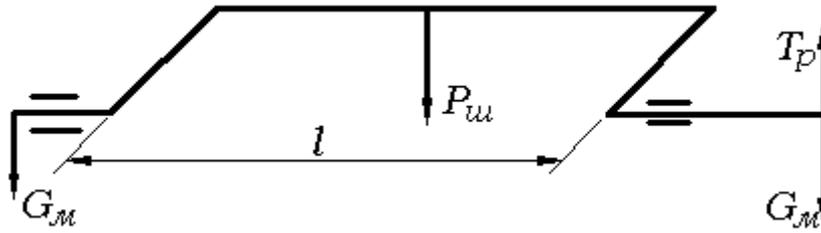


Рисунок 23. Расчетная схема эксцентрикового вала

$P_{ш}$ – внутреннее усилие в поперечном сечении шатуна;

G_M – вес маховика.

В поперечном сечении эксцентрикового вала от следующих внутренних усилий: поперечных сил, вызванных весом двух маховиков, усилий шатуна, изгибающими моментами, возникают напряжения:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q \Rightarrow G_M; P_{ш} \\ M \Rightarrow G_M; P_{ш} \\ M_{кр} \Rightarrow 2 \text{ маховика} \end{array} \right\} \sigma.$$

Рассчитываются поэтому по III теории прочности:

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \frac{M_{\text{эквIII}}}{W} \leq [\sigma]$$

$$M_{\text{эквIII}} = \sqrt{M_{\text{из}}^2 + M_{\text{кр}}^2}.$$



СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лашинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: 2-е изд., перепечатка с 1981 г, Москва: Альянс, 2008
2. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: 3-е изд., стереот., Москва: Альянс, 2008
3. Виноградов С.Н. Конструирование и расчет элементов. Кн. 1, Пенза: Пензовский государственный университет, 2005
4. Виноградов С.Н. Конструирование и расчет элементов. Кн. 2, Пенза: Пензовский государственный университет, 2005
5. Поникаров И.И., Поникаров С.И. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи), Москва: Альфа-М, 2008
6. Ким В.С., Самойлов В.А. Конструирование и расчет механизмов и деталей машин химических и нефтеперерабатывающих производств, Москва: КолосС, 2007
7. Калекин В.С. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Учебное пособие, Омск: Ом ГТУ, 2007
8. Виноградов С.Н., Таранцев К.В. Конструирование и расчет элементов аппаратов с перемешивающими устройствами, Пенза: Пенз. гос. ун-та, 2005

Содержание

Введение	3
1. Цели и задачи дисциплины. Классификация машин и аппаратов химического производства. Основные детали и узлы М и АХП.	4
2. Требования, предъявляемые к основным М и АХП.	5
3. Общий порядок расчета и конструирования.	5
4. Укрепление отверстий в стенках аппарата.	6
5. Порядок расчета укрепления одиночного отверстия.	8
6. Фланцевое соединение.	11
7. Температурное напряжение фланцевых соединений.	12
8. Порядок расчета фланцевого соединения.	16
9. Расчет на прочность фланцевого соединения.	18
Аппараты высокого давления.	19
10. Назначение. Общие сведения. Классификация и материалы.	
11. Выбор основных расчетных параметров для аппаратов высокого давления.	22
12. Расчет аппаратов высокого давления от действия внутреннего давления.	24
13. Расчет АД от действия температурных напряжений.	26
14. Крышки и днища АД.	29
Расчет затворов.	33
15. Затворы и их классификация. Требования, предъявляемые к ним.	
Машины и аппараты с вращающимися элементами.	36
16. Тихоходные барабаны.	
17. Быстровращающиеся обечайки.	45
18. Вал. Расчет вала.	50
19. Быстровращающиеся диски.	62
20. Валковые машины.	65
Список рекомендуемой литературы	78

Электронное учебное издание

Светлана Владимировна **Лапшина**

Конструирование и расчет элементов оборудования химических и
нефтехимических производств

Учебное пособие

Электронное издание сетевого распространения

Редактор Матвеева Н.И.

Темплан 2019 г. Поз. № 50.

Подписано к использованию 16.10.2019. Формат 60x84 1/16.
Гарнитура Times. Усл. печ. л. 5,0

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

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