

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический
университет им. Д.И.Менделеева»

Новомосковский институт (филиал)

Сафонов Б.П.

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ХИМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Часть 3

Учебное пособие по КРЭО

Изд. 2-е, переработанное и дополненное

Новомосковск
2020

УДК 66.02(075.8)
ББК 35.11:35.514
С217

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор А.В. Подколзин
(ФГБОУ ВПО РХТУ им. Д.И.Менделеева, Новомосковский институт)
кандидат технических наук С.Г.Трецев
(ОАО НИАП, г. Новомосковск)

Сафонов Б.П.

С217 Расчет элементов химического оборудования. Часть 3. Учебное пособие по КРЭО. Изд. 2-е, переработанное и дополненное / ФГБОУ ВО РХТУ им. Д.И.Менделеева, Новомосковский институт (филиал); Новомосковск, 2020. – 90 с.

ISBN 978-5-7237-1502-8

Учебное пособие посвящено вопросам расчета и конструирования элементов аппаратов, имеющих вращающиеся элементы: быстроходные валы, обечайки, диски, а также тихоходные барабаны и уплотнительные устройства.

Пособие содержит основные определения, расчётные формулы и примеры расчёта по всем рассматриваемым в пособии темам, а также контрольные задачи. В приложении представлена информация, необходимая для решения контрольных задач. В пособии приводится краткий терминологический словарь по рассматриваемым темам.

В пособии рассмотрено 31 пример расчёта элементов аппаратов. Пособие содержит 27 контрольных задач, каждая из которых имеет 20 вариантов исходных данных. Приложение содержит 14 справочных таблиц, использование которых позволяет решать задачи, не привлекая дополнительную учебную литературу, что делает пособие удобным для использования на занятиях в аудитории.

Учебное пособие предназначено для бакалавров профиля «Машины и аппараты химических производств», а также бакалавров других технических профилей, изучающих дисциплины проектно-конструкторского цикла всех форм обучения.

Рис. 19, табл. 21, библиогр. список 12 назв.

УДК 66.02(075.8)
ББК 35.11:35.514

ISBN 978-5-7237-0807-5

© Сафонов Б.П.
© ФГБОУ ВО РХТУ им. Д.И.Менделеева,
Новомосковский институт (филиал);
Новомосковск, 2020

Условные обозначения, используемые в тексте

Латинские символы

A_5, A_6 – компоненты расчётной формулы для определения диаметра вала из условия вибростойкости, $[A_5] = \text{м}^2$; $[A_6] = \text{м}^4$

A_{zi} – динамическое смещение оси вала в сечении z_i , м

$[A]_{zi}$ – допустимое смещение вала в сечении z_i , опасном по жёсткости, м

b_6 – ширина сечения бандажа, м

$b_{оп}$, $b_{уп.р}$ – ширина опорного, упорного ролика тихоходного барабанного аппарата, соответственно, м

D – внутренний диаметр сальниковой камеры, мм

D_1, D_2 – диаметр отверстия, наружный диаметр диска, соответственно, м

D_6 – наружный диаметр тихоходного барабана, м; диаметр установки стяжных деталей сальникового уплотнительного устройства

D_r – посадочный диаметр грундбуксы, мм

D_ϕ – габаритный диаметр фланца нажимной втулки, мм

d_1 – внутренний диаметр резьбы стяжных деталей, мм

d – диаметр вала, м; диаметр перфорационного отверстия, мм

d_6 – внутренний диаметр бандажа, м

$d_{оп}$ – диаметр опорного ролика тихоходного барабанного аппарата, м

E – модуль упругости материала, Па

e – эксцентриситет, м

$e_{пр}$ – приведённые эксцентриситеты массы установленных деталей, м

F_3 – сила затяжки стяжных элементов, Н

$F_{тр}$ – сила трения, Н

$F_{ц}$ – центробежная сила, Н

$F_{уп}$ – сила упругости, Н

F_i – центробежная сила, приложенная в «i» сечении вала, Н

$F_{В.пр}$ – приведённая центробежная сила от собственной массы вала, действующая в точке приведения «В», Н

f_i – статический прогиб вала, барабана, м

$f, f_{кин}$ – коэффициент статического и кинетического трения, соответственно

h_0 – первоначальная высота сальниковой набивки, мм

h_6 – высота сечения бандажа, м

h_b – высота цилиндрической части нажимной втулки, мм

h_r – высота грундбуксы, мм

h_n – толщина фланца нажимной втулки, мм

I_x – момент инерции сечения вала, м^4

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений

k – коэффициент жёсткости вала, Н/м

$k_{п}$ – коэффициент перфорации

L, l – линейный размер, м

\bar{I}_i – относительные координаты центра тяжести установленных на валу деталей

$M_{кз}, M_{и}, M_{вр}$ – момент изгибающий, вращающий, соответственно, Н·м

$M_{и,z_i}, M_{вр,z_i}$ – изгибающий и вращающий моменты в сечении z_i вала, соответственно, Н·м

$M_{тр}$ – момент трения, Н·м

m – масса элемента, кг

$m_б$, m_m , m_b – масса тихоходного барабана, материала в барабане, венцовой шестерни, соответственно, кг

$m_{i,пр}$ – масса установленной детали, приведённая к точке «В» вала, кг

$m_{э.пр}$ – суммарная масса установленных деталей, приведённая к точке «В» вала, кг

$m_{пг}$ – погонная масса вала, кг/м

$\overline{m}_{э.пр}$ – относительная приведённая масса деталей, установленных на валу

$m_{в.пр}$ – приведённая масса вала, кг

N_c – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, Вт

n_{min} – минимальный запас прочности для материала вала

$[n]$ – допускаемая частота вращения барабана центрифуги, об/мин

$n_б$ – количество стяжных деталей

n_T – частота вращения диска при появлении пластической деформации на поверхности отверстия, об/мин

$n_{пр}$ – предельная частота вращения диска, об/мин

Q – нагрузка на опору тихоходного барабанного аппарата, Н

Q_i – единичная сила при определении коэффициентов влияния, $Q_i = 1Н$

q – интенсивность равномерно распределённой нагрузки тихоходного барабана, Н/м

R – радиус барабана центрифуги, м

R – реакция опорного ролика, Н

R_0 – радиус загрузочного отверстия барабана центрифуги, м

R_c – внутренний радиус размещения среды в барабане центрифуги, м

R_A , R_B – реакции опор вала, Н

$s_б$ – толщина стенки тихоходного барабана, м

$s_{ц}$, s_k – толщина стенки цилиндрического и конического элементов барабана центрифуги, соответственно, м

s_k – толщина сальниковой набивки, мм

$T_о$ – осевая сила, сдвигающая тихоходный барабанный аппарат, Н

t – расстояние между центрами перфорационных отверстий, м

W – осевой момент сопротивления элемента аппарата при изгибе, м³

$W_{бан}$ – момент сопротивления изгибу бандажа, м³

W_{zi} – осевой момент сопротивления вала в сечении z_i вала при изгибе, м³

y – динамический прогиб вала, м

$y_{в}$ – динамический прогиб оси вала в точке приведения «В», м

\overline{Y}_{li} – безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести установленных на валу деталей

\overline{Y}_{z_i} – безразмерный динамический прогиб вала в опасном сечении

$z_б$ – число башмаков для установки бандажа тихоходного барабанного аппарата

\overline{Z}_i – относительная координата опасного сечения вала

Греческие символы

α_1 – корень частотного уравнения

α – угол наклона оси тихоходного барабана к горизонту, угол скоса опорной поверхности нажимной втулки, град
 2α – угол конусности барабана центрифуги, град
 α' – угол конусности упорного ролика тихоходного барабана, град
 $\alpha_r, \alpha_s, \alpha_c$ – расчётные коэффициенты для определения радиального напряжения σ_r ,
 $\beta_r, \beta_t, \beta_c$ – расчётные коэффициенты для определения окружного напряжения σ_t ,
 Δ_A, Δ_B – радиальные зазоры в опорах «А», «Б» вала, м
 Δ_B – смещение оси вала от оси вращения в точке приведения «В» за счёт зазоров в опорах, м
 Δ_{z_i} – смещение оси вала от оси его вращения в сечении z_i за счёт зазоров в опорах, м
 δ – зазор в соединениях вал-втулка
 δ_{ij} – коэффициент влияния, м/Н
 ϵ_B – радиальное биение вала в точке приведения «В», м
 ϵ_{z_i} – смещение оси вала от оси вращения в сечении z_i за счёт начальной изогнутости вала (радиальное биение вала), м
 $\epsilon_{пр}$ – приведённый эксцентриситет массы вала с мешалками, м
 ϵ_M – масштабный фактор (коэффициент влияния абсолютных размеров)
 μ – коэффициент Пуассона
 ξ – безразмерный коэффициент, учитывающий приведённую массу вала в формуле определения коэффициентов A_5, A_6
 ρ – плотность материала элемента оборудования, кг/м³
 ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м³
 σ_{-1} – предел выносливости стали, Па
 σ_t – предел текучести материала диска, Па
 σ_r, σ_t – радиальное и окружное напряжение быстровращающегося диска, Па
 $\sigma_{экв, z_i}$ – эквивалентное напряжение в сечении z_i вала, Па
 $[\sigma]_{z_i}$ – допускаемое напряжение стали в сечении z_i вала, Па
 $\sigma_{и, бан}$ – напряжение изгиба бандажа, Па
 $\sigma_{и, бар}$ – напряжение изгиба тихоходного барабана, Па
 $\sigma_{с, оп}$ – напряжение сжатия опорного ролика, Па
 $\sigma_{с, уп, р}$ – напряжение сжатия упорного ролика, Па
 φ – коэффициент прочности сварного шва
 φ_0 – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения для перфорированной оболочки
 ψ – коэффициент загрузки барабана
 ψ – угол размещения опорного ролика тихоходного барабана, град
 ω – угловая скорость вала, рад/с
 $\omega_{кр}$ – критическая угловая скорость вала, рад/с
 $\omega_{пр}$ – предельная угловая скорость диска, рад/с
 ω_T – угловая скорость диска при появлении пластической деформации на поверхности отверстия, рад/с
 $[\omega]$ – допускаемая угловая скорость барабана центрифуги, рад/с

1. Расчёт валов на виброустойчивость

1.1. Основные определения и расчётные формулы

Валы машин и аппаратов в зависимости от размещения опор бывают однопролётные и консольные (рис. 1.1). При этом одна опора вала выполняется радиально-упорной (фиксирующей), а другая – радиальной (плавающей).

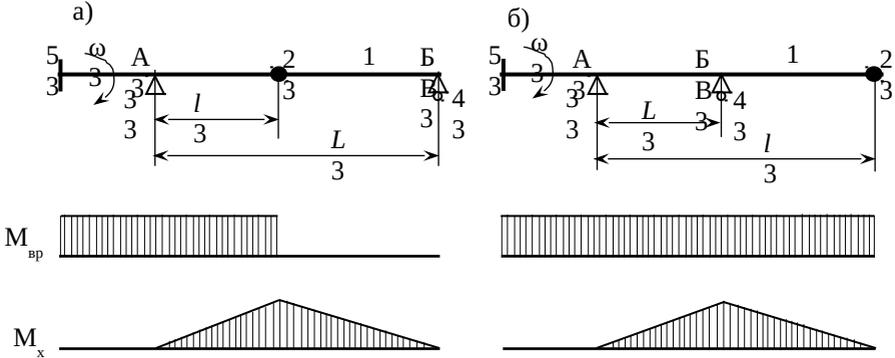


Рис. 1.1. Расчётные схемы валов а) однопролётный, б) консольный: 1 – вал; 2 – тело, установленное на валу; 3 – радиально-упорная опора; 4 – радиальная опора; 5 – полумуфта

Под действием нагрузок, приложенных к деталям, установленным на валу (на расчётной схеме рис. 1.1 не показаны), валы подвергаются изгибу и кручению. Изгиб валов имеет место между опорами, кручение – на участке между *полу муфтой* и установленной деталью (см. схемы эпюр $M_{вр}$, M_x на рис. 1.1). Опорами валов могут быть как *подшипники качения*, так и *скольжения*.

По значению рабочей угловой скорости различают тихоходные и быстроходные валы. Для быстроходных валов при проектных расчётах учитываются динамические нагрузки. Для них основным критерием работоспособности является вибростойкость. *Вибростойкость* – режим работы вала, при котором его вибрации (механические колебания) ограничены регулированием угловой скорости.

На рисунке 1.2 представлена расчётная схема вала с установленной деталью в виде диска массой m , буквой «е» на рисунке обозначен эксцентриситет диска, т.е. смещение центра масс диска относительно оси вращения, обусловленное неточностью изготовления и монтажа. Для валов перемешивающих устройств с мешалками эксцентриситет мешалок определяется [3]

$$e = \frac{10^{-3}}{\sqrt{\omega}} \text{ [м]}, \quad (1.1)$$

здесь ω – угловая скорость вала, рад/с

Если частота вращения вала совпадает с частотой собственных поперечных колебаний вала, то наступает состояние резонанса. *Резонанс* – резкое возрастание амплитуды вынужденных колебаний вала, когда частота внешнего воздействия (ω_p) совпадает с частотой собственных колебаний вала (ν). Угловая скорость вала, при которой наблюдается резонанс, называется *критической угловой скоростью* ($\omega_{кр}$).

Таким образом, условие возникновения резонанса имеет вид

$$\omega_{кр} = \nu \quad (1.2)$$

Определение $\omega_{кр}$ вала сводится к расчёту частоты собственной колебаний системы вал–установленные детали. Эта задача достаточно просто решается для вала с одной закреплённой деталью.

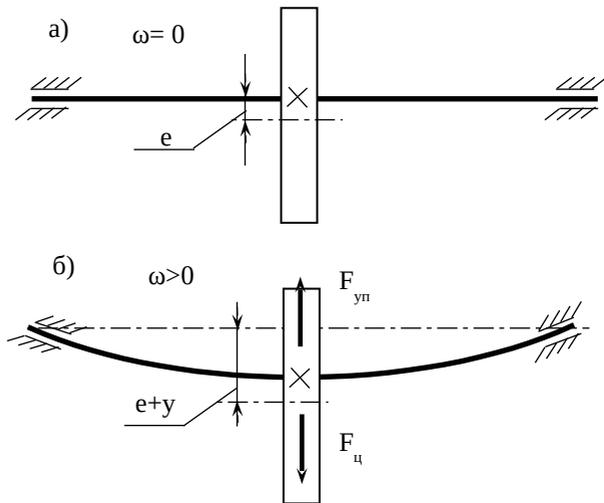


Рис. 1.2. Расчётная схема вала с диском (а – неподвижный вал; б – вращающийся вал)

При вращении вала, несущего диск (рис. 1.2 б), его геометрическая ось изгибается и сохраняет свою плоскоизогнутую форму, определяемую величиной центробежной силы F_c , приложенной в центре масс вала

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot (y + e), \quad (1.3)$$

здесь m – масса диска; ω – угловая скорость вала; y – динамический прогиб вала; e – эксцентриситет

Центробежная сила уравнивается упругим противодействием вала в виде силы $F_{уп}$, приложенной к диску в месте соединения с валом

$$F_{уп} = k \cdot y = y / \delta_{11}, \quad (1.4)$$

здесь $k = 1/\delta_{11}$ – коэффициент жёсткости вала, Н/м; δ_{11} – коэффициент влияния (представляет собой прогиб вала в точке крепления диска от единичной поперечной силы, приложенной в той же точке), м/Н.

Условие равновесия диска

$$F_{ц} = F_{уп} \text{ или } m \cdot \omega^2 \cdot (y+e) = y/\delta_{11}, \quad (1.5)$$

Из условия равновесия диска имеем

$$y = \delta_{11} \cdot (y+e) \cdot m \cdot \omega^2 \quad (1.6)$$

Из выражения (1.6) определяется прогиб вала в точке крепления диска

$$y = \frac{e}{\frac{1}{\omega^2 \cdot m \cdot \delta_{11}} - 1} \quad (1.7)$$

Из соотношения (1.7) следует, что с ростом угловой скорости вала ω увеличивается прогиб y вала и при $\omega^2 = 1/(m \cdot \delta_{11})$ прогиб неограниченно возрастает, т.е. $y \rightarrow \infty$. Угловую скорость вала при этом и называют критической $\omega_{кр}$. Следовательно, значение критической скорости вала, расчётная схема которого представлена на рис. 1.2, может быть определено

$$\omega_{кр} = \nu = \sqrt{\frac{1}{m \cdot \delta_{11}}} \quad (1.8)$$

Если на валу установлено несколько прикреплённых масс, то такой вал будет иметь несколько частот собственных колебаний, а, следовательно, и столько же значений критической скорости вращения. При этом наибольший интерес представляет первая критическая скорость, о ней и будет идти речь ниже.

Для определения критической скорости для вала, несущего n дисков, Донкерли предложил следующую формулу

$$\omega_{кр}^{(D)} = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_{ii} \cdot m_i}}, \quad (1.9)$$

здесь m_i – масса i -го диска; δ_{ii} – прогиб вала в точке прикрепления i -го диска от единичной силы, приложенной в этой же точке.

На рис. 1.3. представлена схема к определению коэффициентов влияния для однопролётного вала, несущего два диска. На рисунке показано: $Q_1 = Q_2 = 1$ Н – единичные силы, приложенные в точках крепления дисков; δ_{11} , δ_{22} – прогиб вала от единичной силы в точке её приложения; δ_{12} – прогиб в точке приложения силы Q_1 от силы Q_2 ; δ_{21} – прогиб в точке приложения силы Q_2 от силы Q_1 ; из условия взаимности деформаций $\delta_{12} = \delta_{21}$.

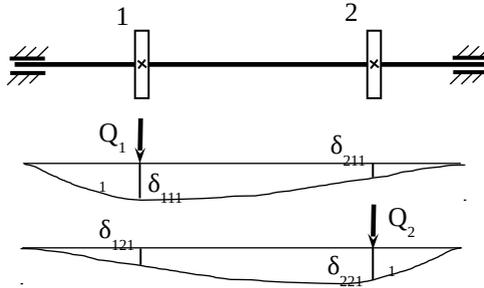


Рис.1.3. Схема к определению коэффициентов влияния δ_{ij}

Статический прогиб вала от силы тяжести дисков определится

$$f_1 = \delta_{11} \cdot G_1 + \delta_{12} \cdot G_2 \text{ и } f_2 = \delta_{21} \cdot G_1 + \delta_{22} \cdot G_2 \quad (1.10)$$

Применяя закон сохранения энергии, Рейлей получил следующую формулу для определения критической скорости вала, несущего n дисков

$$\omega_{кр}^{(P)} = \sqrt{g \cdot \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot f_i}{\sum G_i \cdot f_i^2}}, \quad (1.11)$$

здесь G_i – сила тяжести i -го диска; f_i – статический прогиб полностью нагруженного вала в месте крепления i -го диска; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Валы, работающие в докритической области скорости вращения ($\omega < \omega_{кр}$), называются *жёсткими*. Валы, работающие в закритической области ($\omega > \omega_{кр}$) – *гибкими*.

Условие виброустойчивости вала:

$$\text{жёсткий вал } \omega < 0,7 \cdot \omega_{кр} \quad (1.12)$$

$$\text{гибкий вал } \omega > 1,3 \cdot \omega_{кр} \quad (1.13)$$

После перехода вала в закритический режим ($\omega > \omega_{кр}$) динамический прогиб вала уменьшается, в этом случае наблюдается так называемое *самоцентрирование вала*.

Расчёт валов на *виброустойчивость* выполняется методом приведения [3]. *Точкой приведения «В»* является – *центр масс* вала (рис. 1.4). Однопролётные валы нецелесообразно выполнять с переменным сечением по длине (конструктивные ступени вала, имеющие диаметр $\pm 10\%$ от диаметра вала в точке приведения d_b , в расчётах допустимо не учитывать). Консольные валы целесообразно проектировать ступенчатыми, близкими по

форме балке равного сопротивления изгибу, что позволяет снизить массу вала и увеличить его $\omega_{кр}$.

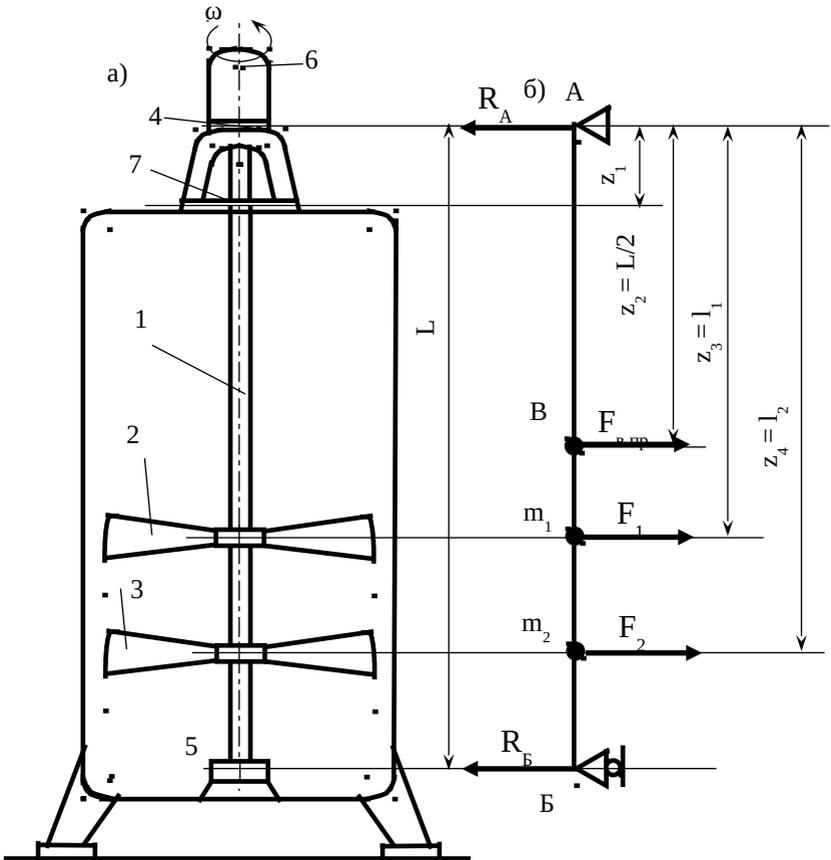


Рис.1.4. Эскиз аппарата с перемешивающим устройством (а) и расчётная схема вала аппарата (б): 1 – однопролётный вал; 2, 3 – мешалки; 4 – опора «А» с шариковым подшипником качения (фиксирующая); 5 – опора «Б» с подшипником скольжения (плавающая); 6 – привод; 7 – узел уплотнения; «В» - центр масс вала

Диаметр быстроходного вала в опорном сечении рассчитывается по формуле

$$d_B = \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}}, \quad (1.14)$$

здесь A_5 , A_6 – компоненты расчётной формулы определяются в зависимости от вида вала по формулам таблиц П2 и П4.

В формуле (1.14) при расчёте однопролётного вала $d = d_B$, при расчёте консольного ступенчатого вала расчётное значение принимается для опорного сечения «Б» $d = d_B$ (см. рис. 1.1 б).

Исходными данными для проектного расчёта быстроходного однопролетного вала (рис. 1.4) являются: длина вала L ; масса установленных деталей m_i , координаты сечений размещения деталей z_i ; частота вращения вала n_p ; марка материала вала.

Проектный расчёт вала на виброустойчивость состоит в определении следующих величин:

- \bar{l}_i относительные координаты центра тяжести установленных деталей ($l_i = z_i$)

$$\bar{l}_i = \frac{l_i}{L} \quad (1.15)$$

- \bar{y}_{ii} безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести установленных деталей; для однопролётного вала зависимость $\bar{y}_{ii} = f(\bar{l}_i)$ представлена на рис. 1.5

$$\bar{y}_{ii} = f(\bar{l}_i) = -0,0175 + 3,9347 \cdot \bar{l}_i - 3,9347 \cdot \bar{l}_i^2 \quad (1.16)$$

- ξ , безразмерный коэффициент, учитывающий приведённую массу вала в формуле (1.14)

$$\xi = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot L^2}{3E}, \quad (1.17)$$

ρ , E – плотность и модуль упругости материала вала

- приведённые к точке «В» массы установленных деталей $m_{i_{np}}$

$$m_{i_{np}} = m \cdot \bar{y}_{ii}^2 \text{ [кг]} \quad (1.18)$$

- суммарная приведённая масса установленных деталей $m_{\Sigma, np}$

$$m_{\Sigma, np} = \sum m_{i_{np}} \text{ [кг]} \quad (1.19)$$

- компоненты формулы (1.14) A_5 , A_6 (см. таблицы П2, П4)
- расчётный диаметр вала

$$d_B = \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}} \text{ [м]}$$

- расчётное значение диаметра согласуется со стандартным значением по ГОСТ 6636–69 (таблица П6)

Дальнейший расчёт состоит в определении критической скорости вала $\omega_{кр}$ и проверке выполнения условия виброустойчивости вала:



Рис.1.5. График для определения безразмерных динамических прогибов однопролётного вала в центре тяжести установленных деталей (по данным [3])

- погонная масса вала m_{Π}

$$m_{\Pi} = 0,785 \cdot d^2 \cdot \rho \quad [кг/м] \quad (1.20)$$

- относительная приведённая масса установленных деталей $\bar{m}_{э.нр}$

$$\bar{m}_{э.нр} = \frac{m_{э.нр}}{m_{\Pi} \cdot L} \quad (1.21)$$

- корень частотного уравнения α_1

$$\alpha_1 = 3,1378 - 1,4092 \cdot \bar{m}_{э.нр} + 0,8971 \cdot \bar{m}_{э.нр}^2 - 0,2575 \cdot \bar{m}_{э.нр}^3 \quad (1.22)$$

- момент инерции сечения вала

$$I_x = 0,05 \cdot d^4 \quad [м^4] \quad (1.23)$$

- первая критическая угловая скорость вала

$$\omega_{кр} = \left(\frac{\alpha_1}{L} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_x}{m_{\Pi}}} \quad [рад/с] \quad (1.24)$$

- проверка выполнения условия виброустойчивости

$$\text{для жёсткого вала } \omega / \omega_{кр} \leq 0,7 \quad (1.25)$$

$$\text{для гибкого вала } \omega / \omega_{кр} > 1,3 \quad (1.26)$$

Проверочный расчёт быстроходного вала на жёсткость выполняется для сечения, опасного по жёсткости. Для вала аппарата с перемешивающим

устройством (рис. 1.4) таковым является сечение $z = z_1$ (сечение установки уплотнения).

Проверочный расчёт вала на жёсткость состоит в определении следующих величин:

- относительная координата опасного по жёсткости сечения \bar{z}_1

$$\bar{z}_1 = z_1/L \quad (1.27)$$

- безразмерный динамический прогиб вала в опасном по жёсткости сечении \bar{y}_{z_1} (см. рис. 1.5 и формулу 1.16)

- приведённые эксцентриситеты массы установленных деталей e_{np}

$$e_{np} = e_i / \bar{y}_{li} \text{ [м]}, \quad (1.28)$$

здесь e_i см. формулу 1.1; \bar{y}_{li} см. формулу 1.16

- приведённая масса вала $m_{в.пр}$

$$m_{в.пр} = 0,5 \cdot m_{п.л} \cdot L \text{ [кг]} \quad (1.29)$$

- радиальные зазоры в опорах Δ_A, Δ_B (определяются в зависимости от типа подшипника в опоре и диаметра вала по таблицам П7, П8)

- смещение оси вала от оси его вращения в сечении z_i за счёт зазоров в опорах Δ_{zi}

$$\Delta_{zi} = (\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_i/L + \Delta_A \text{ [м]} \quad (1.30)$$

- радиальное биение вала в точке приведения «В» ε_B (определяется в зависимости от L/d по таблице П9)

- смещение оси вала от оси вращения в сечении z_i за счёт начальной изогнутости вала (радиальное биение вала) ε_{zi}

$$\varepsilon_{zi} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{z_i} \text{ [м]} \quad (1.31)$$

- смещение оси вала от оси вращения в точке приведения «В» за счёт зазоров в опорах Δ_B

$$\Delta_B = 0,5 \cdot (\Delta_A + \Delta_B) \text{ [м]} \quad (1.32)$$

- приведённый эксцентриситет массы вала с мешалками ε_{np}

$$\varepsilon_{np} = \frac{\sum m_{i,np} \cdot e_{i,np}}{m_{э,np} + m_{в,np}} + \Delta_B + \varepsilon_B \text{ [м]} \quad (1.33)$$

- динамический прогиб оси вала в точке приведения «В» y_B

$$y_B = \varepsilon_{np} / [(\omega_p / \omega_{кр})^2 - 1] \text{ [м]} \quad (1.34)$$

- динамическое смещение оси вала в сечении z_i A_{zi}

$$A_{z_i} = y_B \cdot \bar{y}_{z_i} + \varepsilon_{z_i} + \Delta_{z_i} + e_i \quad (1.35)$$

- допустимое смещение вала в сечении z_i , опасном по жёсткости $[A]_{z_i}$ ($[A]_{z_i}$ для уплотнений определяется по таблице П10 в зависимости от вида уплотнения и частоты вращения вала)

- проверка выполнения условия жёсткости вала для опасного по жёсткости сечения

$$A_{zi} \leq [A]_{zi} \quad (1.36)$$

Проверочный расчёт быстроходного вала на прочность выполняется для сечений, опасных по прочности. Такими сечениями могут быть сечения, в которых силовые факторы (изгибающий момент $M_{и.zi}$, вращающий момент $M_{вр.zi}$) достигают наибольших значений или сечения, имеющие концентраторы напряжений (шпоночные пазы и др.).

Проверочный расчёт вала на прочность состоит в определении следующих величин:

- сосредоточенная центробежная сила F_i , действующая на установленные детали

$$F_i = m_i \cdot \omega^2 \cdot A_{zi} \text{ [H]}, \quad (1.37)$$

здесь A_{zi} см. (1.35)

- приведённая центробежная сила, действующая в точке приведения «В», от собственной массы вала

$$F_{В. пр} = m_{В. пр} \cdot \omega^2 \cdot A_{В} \text{ [H]} \quad (1.38)$$

- реакции опор вала R_i (определяются из уравнений равновесия сил, действующих на вал (рис.1.4 б), в форме уравнений моментов)

$$R_{Б} = (F_{В. пр} \cdot z_2 + F_1 \cdot z_3 + F_2 \cdot z_4) / L \text{ [H]} \quad (1.39)$$

$$R_{А} = [F_{В. пр} \cdot (L - z_2) + F_1 \cdot (L - z_3) + F_2 \cdot (L - z_4)] / L \text{ [H]} \quad (1.40)$$

- изгибающий момент $M_{и.zi}$ в характерных сечениях вала

$$M_{и.z2} = R_{А} \cdot z_2 \text{ [H} \cdot \text{м]} \quad (1.41)$$

$$M_{и.z3} = R_{А} \cdot z_3 - F_{В. пр} \cdot (z_3 - 0,5 \cdot L) \text{ [H} \cdot \text{м]} \quad (1.42)$$

$$M_{и.z4} = R_{А} \cdot z_4 - F_{В. пр} \cdot (z_4 - 0,5 \cdot L) - F_1 \cdot (z_4 - z_3) \text{ [H} \cdot \text{м]} \quad (1.43)$$

- вращающий момент $M_{вр.zi}$ в опасных по прочности сечениях

$$M_{вр.z2} = (N_1 + N_2) / \omega \text{ [H} \cdot \text{м]} \quad (1.44)$$

$$M_{вр.z3} = N_2 / \omega \text{ [H} \cdot \text{м]} \quad \text{[H} \cdot \text{м]}$$

- осевой момент сопротивления вала W_{zi} в опасных по прочности сечениях

$$W_{zi} = 0,1 \cdot d_i^3 \text{ [м}^3\text{]} \quad (1.45)$$

- эквивалентные напряжения $\sigma_{экр.zi}$ в опасных по прочности сечениях

$$\sigma_{экр.z2} = \frac{\sqrt{M_{и.z_i}^2 + M_{вр.z_i}^2}}{W_{х.z_i}} \text{ [МПа]} \quad (1.46)$$

- допускаемое напряжение материала $[\sigma]_{z.i}$ вала в сечениях опасных по прочности

$$[\sigma]_{z.i} = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot n_{\min}}, \quad (1.47)$$

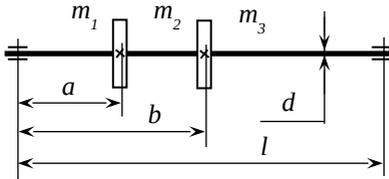
здесь σ_{-1} – предел выносливости стали, МПа (таблица П11); ε_M – масштабный фактор (коэффициент влияния абсолютных размеров

вала) (см. таблицу П11); K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. таблицу П11); n_{\min} – минимальный запас прочности для материала вала (см. таблицу П11)

- проверка выполнения условия прочности (состоит в сравнении $\sigma_{\text{экв.з.и}}$ и $[\sigma]_{\text{з.и}}$)

1.2. Примеры расчёта

Пример 1.1.



Определить по формуле Донкерли $n_{\text{кр}}^{(Д)}$ критическую частоту вращения стального однопролётного вала (см. рис.). Исходные данные: диаметр вала $d = 30$ мм; масса дисков $m_1 = m_2 = 50$ кг; длина вала $l = 1,5$ м; размещение дисков $a = 0,5$ м; $b = 1$ м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Недостающие данные: модуль упругости материала вала $E = 1,99 \cdot 10^5$ МПа = $1,99 \cdot 10^{11}$ Па (таблица П5).

Осевой момент инерции сечения вала $I_x = 0,05 \cdot d^4 = 0,05 \cdot 0,03^4 = 4,1 \cdot 10^{-8}$ м⁴.

Коэффициенты влияния δ_{ii} для однопролётного вала, несущего два диска (таблица П1).

$$\delta_{11} = \frac{1}{3EI_x} \cdot \frac{a^2(l-a)^2}{l} = \frac{1}{3 \cdot 1,99 \cdot 10^{11} \cdot 4,1 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,5^2(1,5-0,5)^2}{1,5} =$$

$$6,893 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$$

Диски размещены симметрично относительно опор вала, поэтому $\delta_{22} = \delta_{11} = 6,893 \cdot 10^{-6}$ м/Н

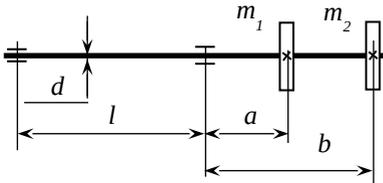
Критическая скорость вала по формуле Донкерли

$$\omega_{\text{кр}}^{(Д)} = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_{ii} \cdot m_i}} = \frac{1}{\sqrt{6,893 \cdot 10^{-6} \cdot (50 + 50)}} = 38,09 \text{ с}^{-1}$$

Критическая частота вращения вала

$$n_{\text{кр}}^{(Д)} = 30 \cdot \omega_{\text{кр}}^{(Д)} / \pi = 30 \cdot 38,09 / \pi = 363,7 \text{ об/мин}$$

Ответ: $n_{\text{кр}}^{(Д)} = 363,7$ об/мин

Пример 1.2.

Определить по формуле Донкерли $n_{кр}^{(D)}$ критическую частоту вращения стального консольного вала (см. рис.).

Исходные данные: диаметр вала $d = 30$ мм; масса дисков $m_1 = m_2 = 50$ кг; расстояние между опорами $l = 0,5$ м; размещение дисков $a = 0,5$ м; $b = 1$ м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Недостающие данные: модуль упругости материала вала $E = 1,99 \cdot 10^5$ МПа = $1,99 \cdot 10^{11}$ Па (таблица П5).

Осевой момент инерции сечения вала $I_x = 0,05 \cdot d^4 = 0,05 \cdot 0,03^4 = 4,1 \cdot 10^{-8}$ м⁴.

Коэффициенты влияния δ_{ij} для консольного вала, несущего два диска (таблица П3).

$$\delta_{11} = \frac{1}{3EI_x} \cdot a^2 \cdot (a + l) = \frac{1}{3 \cdot 1,99 \cdot 10^{11} \cdot 4,1 \cdot 10^{-8}} \cdot 0,5^2 \cdot (0,5 + 0,5) = 10,34 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{3EI_x} \cdot b^2 \cdot (b + l) = \frac{1}{3 \cdot 1,99 \cdot 10^{11} \cdot 4,1 \cdot 10^{-8}} \cdot 1^2 \cdot (1 + 0,5) = 62,0 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$$

Критическая скорость вала по формуле Донкерли

$$\omega_{кр}^{(D)} = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_{ii} \cdot m_i}} = \frac{1}{\sqrt{50 \cdot 10^{-6} \cdot (10,34 + 62,0)}} = 16,62 \text{ с}^{-1}$$

Критическая частота вращения вала

$$n_{кр}^{(D)} = 30 \cdot \omega_{кр}^{(D)} / \pi = 30 \cdot 16,62 / \pi = 158,7 \text{ об/мин}$$

Ответ: $n_{кр}^{(D)} = 158,7$ об/мин

Пример 1.3.

Определить по формуле Релея $n_{кр}^{(P)}$ критическую частоту вращения стального однопролётного вала (см. рисунок к примеру 1.1). Исходные данные: см. исходные данные примера 1.1.

Решение

При решении примера 1.1 получено: осевой момент инерции сечения вала $I_x = 4,1 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$; коэффициенты влияния $\delta_{11} = \delta_{22} = 6,893 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$

$$\begin{aligned} \delta_{12} = \delta_{21} &= \frac{1}{6EI_x} \cdot \frac{a}{l} \cdot (l - b) \cdot (2bl - a^2 - b^2) = \\ &= \frac{1}{6 \cdot 1,99 \cdot 10^{11} \cdot 4,1 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,5}{1,5} \cdot (1,5 - 1) \cdot (2 \cdot 1 \cdot 1,5 - 0,5^2 - 1^2) = 5,958 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н} \end{aligned}$$

Сила тяжести дисков: $Q_1 = Q_2 = m \cdot g = 50 \cdot 9,8 = 490 \text{ Н}$

Статические прогибы вала в месте установки дисков. В силу симметрии размещения дисков на валу

$$f_1 = f_2 = Q \cdot (\delta_{11} + \delta_{12}) = 490 \cdot (6,893 + 5,958) \cdot 10^{-6} = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Критическая скорость вала по формуле Релея

$$\omega_{кр}^{(P)} = \sqrt{g \cdot \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \cdot f_i}{\sum Q_i \cdot f_i^2}} = \sqrt{9,8 \cdot \frac{490 \cdot (6,3 + 6,3) \cdot 10^{-3}}{490 \cdot (6,3^2 + 6,3^2) \cdot 10^{-6}}} = 39,4 \text{ с}^{-1}$$

Критическая частота вращения вала

$$n_{кр}^{(P)} = 30 \cdot \omega_{кр}^{(P)} / \pi = 30 \cdot 39,4 / \pi = 376,6 \text{ об/мин}$$

Ответ: $n_{кр}^{(P)} = 376,6 \text{ об/мин}$

Пример 1.4.

Определить по формуле Релея $n_{кр}^{(P)}$ критическую частоту вращения стального консольного вала (см. рисунок к примеру 1.2). Исходные данные: см. исходные данные примера 1.2.

Решение

При решении примера 1.2 получено: осевой момент инерции сечения вала $I_x = 4,1 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$; коэффициенты влияния $\delta_{11} = 10,34 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$, $\delta_{22} = 62,09 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$

$$\begin{aligned} \delta_{12} = \delta_{21} &= \frac{1}{6EI_x} \cdot a \cdot (2lb + 3ab - a^2) = \\ &= \frac{1}{6 \cdot 1,99 \cdot 10^{11} \cdot 4,1 \cdot 10^{-8}} \cdot 0,5 \cdot (2 \cdot 0,5 \cdot 1 + 3 \cdot 0,5 \cdot 1 - 0,5^2) = 22,981 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н} \end{aligned}$$

Н

Сила тяжести дисков: $Q_1 = Q_2 = m \cdot g = 50 \cdot 9,8 = 490 \text{ Н}$

Статические прогибы вала в месте установки дисков.

$$f_1 = \delta_{11} \cdot Q_1 + \delta_{12} \cdot Q_2 = (10,34 + 22,981) \cdot 10^{-6} \cdot 490 = 0,0163 \text{ м}$$

$$f_2 = \delta_{21} \cdot Q_1 + \delta_{22} \cdot Q_2 = (22,981 + 62,09) \cdot 10^{-6} \cdot 490 = 0,0417 \text{ м}$$

Критическая скорость вала по формуле Релея

$$\omega_{кр}^{(P)} = \sqrt{g \cdot \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \cdot f_i}{\sum Q_i \cdot f_i^2}} = \sqrt{9,8 \cdot \frac{490 \cdot (0,0163 + 0,0417)}{490 \cdot (0,0163^2 + 0,0417^2)}} = 16,8 \text{ с}^{-1}$$

Критическая частота вращения вала

$$n_{кр}^{(P)} = 30 \cdot \omega_{кр}^{(P)} / \pi = 30 \cdot 16,8 / \pi = 160,8 \text{ об/мин}$$

Ответ: $n_{кр}^{(P)} = 160,8 \text{ об/мин}$

Пример 1.5.

Определить из условия виброустойчивости диаметр d_b вала аппарата с мешалкой в опорном сечении «Б» (рис.1.4). Исходные данные: длина вала $L = 6,2 \text{ м}$; размещение мешалок $l_1 = 4 \text{ м}$, $l_2 = 5,2 \text{ м}$; частота вращения вала $n = 100 \text{ об/мин}$; материал вала – сталь 12Х18Н10Т; масса мешалок $m_1 = m_2 = 75 \text{ кг}$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Относительные координаты центра тяжести мешалок

$$\bar{l}_1 = \frac{l_1}{L} = \frac{4}{6,2} = 0,64; \quad \bar{l}_2 = \frac{l_2}{L} = \frac{5,2}{6,2} = 0,84$$

Безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести мешалок (рис.1.5 или формула 1.16)

$$y_i = f(\bar{l}_i) = -0,0175 + 3,9347 \cdot \bar{l}_i - 3,9347 \cdot \bar{l}_i^2$$

$$\bar{y}_{z3} = \bar{y}_{l1} = f(\bar{l}_1) = f(0,64) = 0,9$$

$$\bar{y}_{z4} = \bar{y}_{l2} = f(\bar{l}_2) = f(0,84) = 0,5$$

Безразмерный коэффициент ξ , учитывающий приведённую массу вала в расчётной формуле для диаметра вала в опорном сечении «Б»

$$\xi = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot L^2}{3E} = \frac{7900 \cdot 10,47^2 \cdot 6,2^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 5,5482 \cdot 10^{-5},$$

здесь $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$ (таблица П13); $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ (таблица П5); $\omega = \pi \cdot n / 30 = \pi \cdot 100 / 30 = 10,47 \text{ об/мин}$

Приведённые к точке «В» массы мешалок

$$\bar{m}_{1np} = m \cdot \bar{y}_{l1}^2 = 75 \cdot 0,9^2 = 60,75 \text{ кг}$$

$$\bar{m}_{2np} = m \cdot \bar{y}_{l2}^2 = 75 \cdot 0,5^2 = 18,75 \text{ кг}$$

Суммарная приведённая масса мешалок

$$\bar{m}_{\text{э.нр}} = \bar{m}_{1\text{нр}} + \bar{m}_{2\text{нр}} = 60,75 + 18,75 = 79,5 \text{ кг}$$

Компоненты A_5 , A_6 в расчётной формуле для диаметра d_B

$$A_5 = 0,5 \cdot \xi \cdot L^2 = 0,5 \cdot 5,5482 \cdot 10^{-5} \cdot 6,2^2 = 1,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$A_6 = \frac{8 \cdot m_{\text{э.нр}} \cdot \xi \cdot L}{\pi \cdot \rho} = \frac{8 \cdot 79,5 \cdot 5,5482 \cdot 10^{-5} \cdot 6,2}{\pi \cdot 7900} = 8,815 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

Расчётный диаметр вала из условия виброустойчивости

$$d_B = \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}} = \sqrt{1,07 \cdot 10^{-3} + \sqrt{(1,07 \cdot 10^{-3})^2 + 8,815 \cdot 10^{-6}}} \\ = 0,065 \text{ м} = 65 \text{ мм}$$

По ГОСТ 6636-69 (таблица П6) выбираем стандартное большее значение диаметра вала $d_B = 67 \text{ мм}$.

Ответ: $d_B = 67 \text{ мм}$

Пример 1.6

Определить $\omega_{\text{кр}}$ первую критическую скорость однопролётного вала аппарата с перемешивающим устройством (рис.1.4). Исходные данные: длина вала $L = 6,2 \text{ м}$; диаметр вала в опорном сечении «Б» $d_B = 67 \text{ мм}$; плотность материала вала $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$; модуль упругости материала вала $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; приведённая масса мешалок $m_{\text{э.нр}} = 79,5 \text{ кг}$

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Погонная масса вала

$$m_{\text{П}} = 0,785 \cdot d_B^2 \cdot \rho = 0,785 \cdot 0,067^2 \cdot 7900 = 27,84 \text{ кг/м}$$

Относительная масса мешалок

$$\bar{m}_{\text{э.нр}} = \frac{m_{\text{э.нр}}}{m_{\text{П}} \cdot L} = \frac{79,5}{27,84 \cdot 6,2} = 0,46$$

Корень частотного уравнения α_1

$$\alpha_1 = 3,1378 - 1,4092 \cdot \bar{m}_{\text{э.нр}} + 0,8971 \cdot \bar{m}_{\text{э.нр}}^2 - 0,2575 \cdot \bar{m}_{\text{э.нр}}^3 = 3,1378 - \\ 1,4092 \cdot 0,46 + 0,8971 \cdot 0,46^2 - 0,2575 \cdot 0,46^3 = 2,67$$

Осевой момент инерции сечения вала

$$I_x = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,067^4}{64} = 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

Первая критическая угловая скорость вала

$$\omega_{\text{кр}} = \left(\frac{\alpha_1}{L} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_x}{m_{\text{П}}}} = \left(\frac{2,67}{6,2} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1,0 \cdot 10^{-6}}{27,84}} = 15,72 \text{ рад/с}$$

Ответ: $\omega_{\text{кр}} = 15,72 \text{ рад/с}$

Пример 1.7.

Определить A_{z_i} динамическое смещение оси вала аппарата с перемешивающим устройством (рис.1.4) в характерных сечениях (z_1 – размещение уплотнения; z_2 – точка приведения «В»; z_3 – размещение верхней мешалки; z_4 – размещение нижней мешалки). Исходные данные: угловая скорость вала $\omega = 10,5$ рад/с; критическая скорость вала $\omega_{кр} = 15,39$ рад/с; длина вала $L = 6,2$ м; координаты характерных сечений $z_1 = 0,6$ м; $z_2 = 3,1$ м; $z_3 = 4$ м; $z_4 = 5,2$ м; диаметр вала в опорном сечении «Б» $d_B = 67$ мм; погонная масса вала $m_{п} = 27,8$ кг/м; безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести мешалок: $\bar{y}_{l_1} = 0,9$; $\bar{y}_{l_2} = 0,5$; приведённые к точке «В» массы мешалок $\bar{m}_{1_{np}} = 60,75$ кг; $\bar{m}_{2_{np}} = 18,75$ кг

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Эксцентриситет массы мешалок

$$e_1 = e_2 = \frac{10^{-3}}{\sqrt{\omega}} = \frac{10^{-3}}{10,5} = 3,09 \cdot 10^{-4} \text{ м,}$$

Относительная координата опасного по жёсткости сечения в месте установки уплотнения вала

$$\bar{z}_1 = \frac{z_1}{L} = \frac{0,7}{6,2} = 0,113$$

Безразмерный динамический прогиб вала в опасном по жёсткости сечении (рис.1.5 или формула 1.16)

$$\bar{y}_{z_1} = -0,0175 + 3,9347 \cdot z_1 - 3,9347 \cdot z_1^2 = -0,0175 + 3,9347 \cdot 0,113 - 3,9347 \cdot 0,113^2 = 0,377$$

Приведённые эксцентриситеты массы мешалок

$$e_{1_{np}} = \frac{e_1}{\bar{y}_{l_1}} = \frac{3,09 \cdot 10^{-4}}{0,9} = 3,43 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

$$e_{2_{np}} = \frac{e_2}{\bar{y}_{l_2}} = \frac{3,09 \cdot 10^{-4}}{0,5} = 6,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Приведённая масса вала

$$m_{в. np} = 0,5 \cdot m_{п} \cdot L = 0,5 \cdot 27,86,2 = 86,18 \text{ кг}$$

Радиальные зазоры в опорах вала $d = 67$ мм: для шарикового подшипника в опоре «А» → $\Delta_A = 24 \cdot 10^{-6}$ м [таблица П7]; для подшипника скольжения в опоре «Б» → $\Delta_B = 98 \cdot 10^{-6}$ м [таблица П8].

Смещение оси вала от оси вращения за счёт зазоров в опорах:

сечение $z_3 = l_1 = 4$ м

$\Delta_{11} = \Delta_{z3} = (\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_3/L + \Delta_A = (98 - 24) \cdot 10^{-6} \cdot 4/6,2 + 24 \cdot 10^{-6} = 71,7 \cdot 10^{-6}$ м
сечение $z_4 = l_2 = 5,2$ м

$\Delta_{12} = \Delta_{z4} = (\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_4/L + \Delta_A = (98 - 24) \cdot 10^{-6} \cdot 5,2/6,2 + 24 \cdot 10^{-6} = 86 \cdot 10^{-6}$ м

сечение $\Delta_{z1} = \Delta_{z4} = (\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_1/L + \Delta_A = (98 - 24) \cdot 10^{-6} \cdot 0,7/6,2 + 24 \cdot 10^{-6} = 32,4 \cdot 10^{-6}$ м

Радиальное биение вала в точке приведения ε_B В

По таблице П9 для $L/d = 6,2/0,067 = 92,5 \rightarrow \varepsilon_B = 0,06 \cdot 10^{-3}$ м

Смещение оси вала от оси вращения за счёт начальной изогнутости вала (радиальное биение вала):

сечение $z_3 = l_1 = 4$ м: $\varepsilon_{11} = \varepsilon_{z3} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{z_3} = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 = 0,054 \cdot 10^{-3}$ м

сечение $z_4 = l_2 = 5,2$ м: $\varepsilon_{12} = \varepsilon_{z4} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{z_4} = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 = 0,03 \cdot 10^{-3}$ м

сечение $z_1 = 0,7$ м: $\varepsilon_{z1} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{z_1} = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 0,377 = 0,023 \cdot 10^{-3}$ м

Смещение оси вала от оси вращения в точке приведения В за счёт зазоров в опорах

$\Delta_B = (\Delta_A + \Delta_B)/2 = (24 + 98) \cdot 10^{-6}/2 = 61 \cdot 10^{-6}$ м

Приведённый эксцентриситет массы вала с мешалками

$$e_{np} = \frac{(m_{1np} \cdot e_{1np} + m_{2np} \cdot e_{2np})}{m_{э.п} + m_{в.п}} + \Delta_B + \varepsilon_B =$$

$$\frac{(60,75 \cdot 3,43 + 18,75 \cdot 6,18) \cdot 10^{-4}}{60,75 + 18,75 + 86,18} + 61 \cdot 10^{-6} + 0,06 \cdot 10^{-3} = 3,17 \cdot 10^{-4}$$

м

Динамический прогиб оси вала в точке приведения «В»

$$y_B = \frac{e_{np}}{(\omega_{кр} / \omega)^2 - 1} = \frac{0,232 \cdot 10^{-3}}{(15,39/10,5)^2 - 1} = 2,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Динамическое смещение оси вала в сечениях:

$z = z_1 = 0,7$ м $\rightarrow A_{z1} = y_B \cdot \bar{y}_{z_1} + \varepsilon_{z1} + \Delta_{z1} = (0,276 \cdot 0,377 + 0,023 + 0,0324) \cdot 10^{-3} = 0,159 \cdot 10^{-3}$ м

$z = z_2 = 3,2$ м $\rightarrow A_B = A_{z2} = y_B + \varepsilon_B + \Delta_B = (0,276 + 0,06 + 0,061) \cdot 10^{-3} = 0,397 \cdot 10^{-3}$ м

$z = z_3 = 4$ м $\rightarrow A_{z3} = y_B \cdot \bar{y}_{l_1} + \varepsilon_{l_1} + \Delta_{l_1} + e_1 = (0,276 \cdot 0,9 + 0,054 + 0,0717 + 0,309) \cdot 10^{-3} = 0,683 \cdot 10^{-3}$ м

$z = z_4 = 5,2$ м $\rightarrow A_{z4} = y_B \cdot \bar{y}_{l_2} + \varepsilon_{l_2} + \Delta_{l_2} + e_2 = (0,276 + 0,03 + 0,086 + 0,309) \cdot 10^{-3} = 0,563 \cdot 10^{-3}$ м.

Ответ: $A_{z1} = 0,159 \cdot 10^{-3}$ м; $A_{z2} = 0,397 \cdot 10^{-3}$ м; $A_{z3} = 0,683 \cdot 10^{-3}$ м;

$A_{z4} = 0,563 \cdot 10^{-3}$ м

Пример 1.8.

Определить M_{xi} изгибающий момент в характерных сечениях вала аппарата с перемешивающим устройством (рис.1.4) (z_2 – точка приведения «В»; z_3 – размещение верхней мешалки; z_4 – размещение нижней мешалки).

Исходные данные: масса мешалок $m_1 = m_2 = 75$ кг; приведенная масса вала $m_{в.пр} = 86,3$ кг; угловая скорость вала $\omega = 10,5$ рад/с; длина вала $L = 6,2$ м; размещение характерных сечений: $z_2 = 3,1$ м; $z_3 = 4$ м; $z_4 = 5,2$ м; динамическое смещение оси вала в характерных сечениях: $A_{z2} = 0,397 \cdot 10^{-3}$ м; $A_{z3} = 0,683 \cdot 10^{-3}$ м; $A_{z4} = 0,563 \cdot 10^{-3}$ м

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Сосредоточенная центробежная сила, действующая на вал в характерных сечениях (рис.1.4 б):

$$F_{в.пр} = m_{в.пр} \cdot \omega^2 \cdot A_{z2} = 86,3 \cdot 10,5^2 \cdot 0,397 \cdot 10^{-3} = 3,78 \text{ Н}$$

$$F_1 = m_1 \cdot \omega^2 \cdot A_{z3} = 75 \cdot 10,5^2 \cdot 0,683 \cdot 10^{-3} = 5,65 \text{ Н}$$

$$F_2 = m_2 \cdot \omega^2 \cdot A_{z4} = 75 \cdot 10,5^2 \cdot 0,563 \cdot 10^{-3} = 4,66 \text{ Н}$$

Реакции опор определяем из уравнений равновесия сил, действующих на вал (рис.1.4 б), в форме уравнений моментов

$$R_B = (F_{в.пр} \cdot z_2 + F_1 \cdot z_3 + F_2 \cdot z_4) / L = (3,78 \cdot 3,1 + 5,65 \cdot 4 + 4,66 \cdot 5,2) / 6,2 = 9,44 \text{ Н}$$

$$R_A = [F_{в.пр} \cdot (L - z_2) + F_1 \cdot (L - z_3) + F_2 \cdot (L - z_4)] / L = [3,78 \cdot 3,1 + 5,65 \cdot (6,2 - 4) + 4,66 \cdot (6,2 - 5,2)] / 6,2 = 4,65 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } R_A - F_{в.пр} - F_1 - F_2 + R_B = 4,65 - 3,78 - 4,66 - 5,32 + 9,44 = 0; 0 = 0.$$

Изгибающий момент в характерных сечениях вала

$$M_{и,z2} = R_A \cdot z_2 = 4,65 \cdot 3,1 = 14,42 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{и,z3} = R_A \cdot z_3 - F_{в.пр} \cdot (z_3 - 0,5 \cdot L) = 4,65 \cdot 4 - 3,78 \cdot (4 - 0,5 \cdot 6,2) = 15,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{и,z4} = R_A \cdot z_4 - F_{в.пр} \cdot (z_4 - 0,5 \cdot L) - F_1 \cdot (z_4 - z_3) = 4,65 \cdot 5,2 - 3,78 \cdot (5,2 - 3,1) - 5,65 \cdot (5,2 - 4) = 9,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{Ответ: } M_{и,z2} = 14,42 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{и,z3} = 15,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{и,z4} = 9,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Пример 1.9.

Определить $\sigma_{экв. zi}$ эквивалентные напряжения в сечениях вала (рис.1.4), опасные по прочности (z_2 – сечение с максимальным крутящим моментом, z_3 – сечение имеет концентратор напряжений в виде шпоночной канавки).

Исходные данные: диаметр вала $d = 0,067$ м; мощность потребляемая мешалкой $N_1 = N_2 = 2$ кВт; угловая скорость вала $\omega = 10,5$ рад/с; изгибающий момент в сечениях вала $M_{и,z2} = 14,42$ Н·м; $M_{и,z3} = 15,2$ Н·м

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Вращающий момент в опасных по прочности сечениях

$$M_{вр,z2} = (N_1 + N_2) / \omega = (2 + 2) \cdot 10^3 / 10,5 = 380,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{вр,z3} = N_2 / \omega = 2 \cdot 10^3 / 10,5 = 190,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Осевой момент сопротивления вала в опасных по прочности сечениях

$$W_{x,z2} = W_{x,z3} = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 0,067^3 = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Эквивалентные напряжения в опасных по прочности сечениях

$$\sigma_{\text{экв.}z_2} = \frac{\sqrt{M_{u.z_2}^2 + M_{\text{вр.}z_2}^2}}{W_{x.z_2}} = \frac{\sqrt{14,42^2 + 380,9^2}}{3 \cdot 10^{-5}} = 12,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{экв.}z_3} = \frac{\sqrt{M_{u.z_3}^2 + M_{\text{вр.}z_3}^2}}{W_{xz_3}} = \frac{\sqrt{15,2^2 + 190,5^2}}{3 \cdot 10^{-5}} = 6,4 \text{ МПа}$$

Ответ: $\sigma_{\text{экв.}z_2} = 12,7 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{экв.}z_3} = 6,4 \text{ МПа}$

Пример 1.10

Определить $[\sigma]_{z,i}$ допускаемое напряжение материала вала (рис.1.4) в сечениях опасных по прочности (z_2 – сечение без концентраторов напряжений с максимальным крутящим моментом, z_3 – сечение имеет концентратор напряжений в виде шпоночной канавки). Исходные данные: материал вала – сталь 12X18H10T; диаметр вала $d = 67 \text{ мм}$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

$$[\sigma]_{z,i} = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot n_{\min}},$$

здесь компоненты формулы для допускаемого напряжения см. в таблице П11.

$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_B = 0,45 \cdot 510 = 230 \text{ МПа}$ (см. таблицу П11 для стали 12X18H10T)

$\varepsilon_M = 1,00125 - 0,0122494d + 0,0001629d^2 - 8 \cdot 10^{-7}d^3 = 1,00125 - 0,0122494 \cdot 67 + 0,0001629 \cdot 67^2 - 8 \cdot 10^{-7} \cdot 67^3 = 0,67$

Сечение z_2 : $K_\sigma = 1$ (нет концентраторов напряжений)

$$[\sigma]_{z,2} = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot n_{\min}} = \frac{0,67 \cdot 230}{1 \cdot 2} = 77 \text{ МПа}$$

Сечение z_3 : $K_\sigma = 1,38 + \frac{1,46 - 1,38}{600 - 500} \cdot (510 - 500) = 1,39$ (линейная

интерполяция значений K_σ для шпоночного паза, полученного торцевой фрезой)

$$[\sigma]_{z,3} = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot n_{\min}} = \frac{0,67 \cdot 230}{1,39 \cdot 2} = 55 \text{ МПа}$$

Ответ: $[\sigma]_{z,2} = 77 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{z,3} = 55 \text{ МПа}$

2. Расчёт на прочность быстровращающихся обечаек

2.1. Основные определения и расчётные формулы

В химической технологии при разделении жидких неоднородных сред в виде *суспензий* и *эмульсий* используется *центрифугирование*. Для проведения центрифугирования применяются *центрифуги* и *сепараторы*.

Основным функциональным элементом оборудования для центрифугирования является быстровращающийся ротор (барaban). Конструктивно ротор центрифуги представляет собой обечайку, состоящую из цилиндрического и конического элементов (рис. 2.1).

Осадительные центрифуги имеют сплошную стенку барабана, фильтрующие – перфорированную. Перфорация (рис. 2.2) выполняется отверстиями, размещёнными по вершинам квадратов (квадратное размещение) или по вершинам равносторонних треугольников (треугольное размещение).

Количественный показатель перфорации – $k_{\text{п}}$ степень перфорации

$$k_{\text{п}} = F_0/F, \quad (2.1)$$

здесь F_0 – площадь всех отверстий перфорированного элемента; F – площадь срединной поверхности равновеликого сплошного элемента

- квадратное размещение $k_{\text{п}} = 0,785 \cdot (d/t)^2$ (2.2 а)
- треугольное размещение $k_{\text{п}} = 0,907 \cdot (d/t)^2$ (2.2 б)

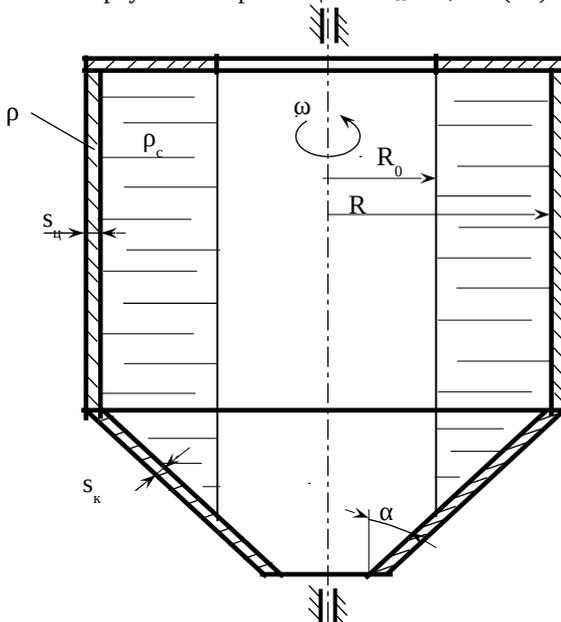


Рис. 2.1. Эскиз ротора (барабана) центрифуги: R – внутренний радиус; R_0 – радиус загрузочного отверстия; $s_{\text{ц}}$ – толщина стенки цилиндрической обечайки; $s_{\text{к}}$ – толщина стенки конической обечайки; ρ – плотность материала стенки; ρ_c – плотность обрабатываемой среды; α – угол конуса обечайки

При расчёте на прочность вращающийся барабан центрифуги следует рассматривать как оболочку, находящуюся под действием радиальной инерционной нагрузки, приложенной к стенке оболочки (распределённая по высоте аппарата) и обрабатываемой среде (распределённая по объёму среды).

Расчётная толщина стенки цилиндрического $S_{ц.р}$ и конического $S_{к.р}$ сплошного барабана определяется по формулам

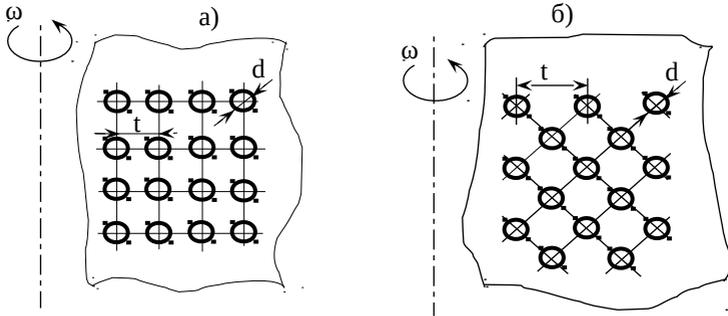


Рис. 2.2. Схемы перфорации барабанов центрифуг: а – квадратное размещение отверстий; б – треугольное размещение отверстий; d – диаметр перфорационного отверстия; t – расстояние между центрами отверстий (шаг)

$$S_{ц.р} = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot (\varphi \cdot [\sigma] - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2)} \quad (2.3)$$

$$S_{к.р} = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot (\varphi \cdot [\sigma] - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2) \cdot \cos \alpha} \quad (2.4)$$

здесь ρ , ρ_c – плотность материала барабана (см. таблицу П13) и обрабатываемой среды, соответственно, кг/м^3 ; R – внутренний радиус барабана, м; ω – угловая скорость барабана, рад/с ; ψ – коэффициент загрузки барабана; φ – коэффициент прочности сварного шва (см. таблицу П14); $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала барабана, Па (см. таблицу П12); α – угол конуса обечайки.

Коэффициент загрузки барабана определяется

$$\psi = 1 - (R_c/R)^2, \quad (2.5)$$

здесь R_c – внутренний радиус размещения среды в аппарате.

Конструктивно радиус R_c должен быть не менее радиуса загрузочного отверстия, т.е. $R_c \geq R_o$. Если барабан загружен наполовину ($\psi = 0,5$), тогда $R_c = 0,71 R$.

При заданной исполнительной толщине стенки цилиндрического $s_{ц}$ и конического $s_{к}$ сплошного барабана допускаемая угловая скорость цилиндрического $[\omega_{ц}]$ и конического $[\omega_{к}]$ барабана определяется по формулам

$$[\omega_{ц}] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi \{\sigma\} \cdot 2 \cdot (s_{ц} - c)}{\rho_c \cdot R \psi - 2 \cdot \rho \cdot (s_{ц} - c)}} \quad (2.6)$$

$$[\omega_{к}] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi \{\sigma\} \cdot 2 \cdot (s_{к} - c) \cdot \cos \alpha}{\rho_c \cdot R \psi - 2 \cdot \rho \cdot (s_{к} - c) \cdot \cos \alpha}}, \quad (2.7)$$

здесь c – конструктивная прибавка к толщине стенки (для стального барабана из высоколегированной нержавеющей стали 12X18H10T $c = 0$); расшифровку остальных величин см. формулы 2.3, 2.4.

Зная допустимую угловую скорость барабана $[\omega]$, допустимую частоту вращения барабана $[n]$ определим по известной формуле $[n] = 30 \cdot [\omega] / \pi$.

При расчёте на прочность перфорированных барабанов их предлагается рассчитывать как сплошные эквивалентные оболочки, имеющие приведённые физические характеристики. Представленные ниже расчётные формулы применимы для расчёта элементов барабанов центрифуг из пластичных материалов с перфорационными отверстиями малого диаметра ($[r^2/R \cdot s] < 2$, здесь r – радиус отверстия, R – радиус срединной поверхности барабана, s – толщина стенки барабана) при степени перфорации $k_{п} \approx 0,2$.

При расчёте на прочность перфорированных барабанов вводится коэффициент ослабления оболочки перфорацией $\varphi_{пер}$, имеющий тот же смысл, что и коэффициент прочности φ сварного шва при расчёте на прочность сплошного барабана. Коэффициент $\varphi_{пер}$ определяется по формуле

$$\varphi_{пер} = 1 - d/t \quad (2.8)$$

Расчётная толщина стенки цилиндрического $s_{ц.п.р}$ и конического $s_{к.п.р}$ перфорированного барабана определяется по формулам

$$s_{ц.п.р} = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \psi}{2 \{ \varphi_o \{\sigma\} - (1 - k_{п}) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2 \}} \quad (2.9)$$

$$s_{к.п.р} = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \psi}{2 \{ \varphi_o \{\sigma\} - (1 - k_{п}) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2 \}} \cdot \cos \alpha, \quad (2.10)$$

здесь φ_o – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения для перфорированной оболочки, $\varphi_o = \min\{\varphi; \varphi_{пер}\}$; $k_{п}$ – степень перфорации (формула 2.2); расшифровку остальных величин см. формулы 2.3, 2.4.

При заданной исполнительной толщине стенки цилиндрического $s_{ц.п}$ и конического $s_{к.п}$ перфорированного барабана допускаемая угловая скорость цилиндрического $[\omega_{ц.п}]$ и конического $[\omega_{к.п}]$ барабана определяется по формулам

$$[\omega_{ц.п}] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi_o [\sigma] \cdot 2 \cdot (s_{ц.п} - c)}{\rho_c \cdot R \psi - 2 \cdot (1 - k_{II}) \cdot \rho \cdot (s_{ц.п} - c)}} \quad (2.11)$$

$$[\omega_{к.п}] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi_o [\sigma] \cdot 2 \cdot (s_{к.п} - c) \cdot \cos \alpha}{\rho_c \cdot R \psi - 2 \cdot (1 - k_{II}) \cdot \rho \cdot (s_{к.п} - c) \cdot \cos \alpha}}, \quad (2.12)$$

здесь c – конструктивная прибавка к толщине стенки (для стального барабана из высоколегированной нержавеющей стали 12Х18Н10Т $c = 0$); расшифровку остальных величин см. формулы 2.3, 2.4.

2.2. Примеры расчёта

Пример 2.1.

Определить $s_{ц.р}$ расчётную толщину стенки цилиндрического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65$ м; частота вращения барабана $n = 1000$ об/мин; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200$ кг/м³. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184$ МПа (таблица П12).

Предварительные расчёты: угловая скорость барабана $\omega = \pi \cdot n / 30 = \pi \cdot 1000 / 30 = 104,7$ рад/с

$$s_{ц.р} = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \psi}{2 \cdot (\varphi [\sigma] - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2)} = \frac{1200 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^3 \cdot 0,5}{2 \cdot (1 \cdot 184 \cdot 10^6 - 7900 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^2)} = 0,0061 \text{ м} = 6,1 \text{ мм}$$

Ответ: $s_{ц.р} = 6,1$ мм

Пример 2.2.

Определить $s_{ц.п.р}$ расчётную толщину стенки цилиндрического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Отверстия размещены по вершинам квадратов (рис. 2.2 а), $k_{п} = 0,2$. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65$ м; частота вращения барабана $n = 1000$ об/мин; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200$ кг/м³; коэффициент перфорации $k_{п} = 0,2$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184$ МПа (таблица П12).

Предварительные расчёты:

- угловая скорость барабана $\omega = \pi \cdot n / 30 = \pi \cdot 1000 / 30 = 104,7$ рад/с;
- отношение d/t диаметра отверстия d к шагу размещения отверстий t для заданного вида размещения $d/t = (k_{п}/0,785)^{0,5} = (0,2/0,785)^{0,5} = 0,5$;
- коэффициент ослабления обечайки $\varphi_{пер} = 1 - d/t = 1 - 0,5 = 0,5$
- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения $\varphi_o = \varphi_{пер} = 0,5$

$$s_{ц.п.р} = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot [\varphi_o \cdot [\sigma] - (1 - k_{п}) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2]} =$$

$$= \frac{1200 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^3 \cdot 0,5}{2 \cdot [0,5 \cdot 184 \cdot 10^6 - (1 - 0,2) \cdot 7900 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^2]} = 0,0145 \text{ м} =$$

14,5 мм

Ответ: $s_{ц.п.р} = 14,5$ мм

Пример 2.3

Определить $s_{к.р}$ расчётную толщину стенки конического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные: внутренний радиус основания барабана $R = 0,65$ м; угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$; частота вращения барабана $n = 1000$ об/мин; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200$ кг/м³. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допустимое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$ (таблица П12).

Предварительные расчёты: угловая скорость барабана $\omega = \pi \cdot n / 30 = \pi \cdot 1000 / 30 = 104,7 \text{ рад/с}$.

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

$$= \frac{1200 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^3 \cdot 0,5}{2 \cdot (1 \cdot 184 \cdot 10^6 - 7900 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^2) \cdot \cos 22,5} = 0,0066 \text{ м} = 6,6 \text{ мм}$$

Ответ: $s_{к.р} = 6,6 \text{ мм}$

Пример 2.4.

Определить $s_{к.п.р}$ расчётную толщину стенки конического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{С}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Отверстия размещены по вершинам равносторонних треугольников (рис. 2.2 б), $k_{п} = 0,2$. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65 \text{ м}$; угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$; частота вращения барабана $n = 1000 \text{ об/мин}$; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200 \text{ кг/м}^3$; коэффициент перфорации $k_{п} = 0,2$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допустимое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$ (таблица П12).

Предварительные расчёты:

- угловая скорость барабана $\omega = \pi \cdot n / 30 = \pi \cdot 1000 / 30 = 104,7 \text{ рад/с}$;
- отношение d/t диаметра отверстия d к шагу размещения отверстий t для заданного вида размещения $d/t = (k_{п} / 0,907)^{0,5} = (0,2 / 0,907)^{0,5} = 0,47$;
- коэффициент ослабления обечайки $\varphi_{пер} = 1 - d/t = 1 - 0,47 = 0,53$
- коэффициент уменьшения допустимого напряжения $\varphi_o = \varphi_{пер} = 0,53$

$$S_{к.п.р} = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2 \cdot (\varphi_0 \cdot [\sigma] - (1 - k_{II}) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2) \cdot \cos \alpha} =$$

$$S_{к.п.р} = \frac{1200 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^3 \cdot 0,5}{2 \cdot (0,53 \cdot 184 \cdot 10^6 - (1 - 0,2) \cdot 7900 \cdot 104,7^2 \cdot 0,65^2) \cdot \cos 22,5} =$$

$$0,0143 \text{ м} = 14,3 \text{ мм}$$

Ответ: $S_{к.п.р} = 14,3 \text{ мм}$.

Пример 2.5.

Определить $[n_{ц}]$ допустимую частоту вращения цилиндрического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65 \text{ м}$; исполнительная толщина стенки барабана $s = 8 \text{ мм}$; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200 \text{ кг/м}^3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$ (таблица П12); конструктивная прибавка к толщине стенки $c = 0$.

$$[\omega_{ц}] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi \cdot [\sigma] \cdot 2 \cdot (s - c)}{\rho_c \cdot R \cdot \psi - 2 \cdot \rho \cdot (s - c)}} =$$

$$= \frac{1}{0,65} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 184 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot (0,008 - 0)}{1200 \cdot 0,65 \cdot 0,5 - 2 \cdot 7900 \cdot (0,008 - 0)}} = 162,6 \text{ рад/с}$$

$$[n_{ц}] = 30 \cdot [\omega_{ц}] / \pi = 30 \cdot 162,6 / \pi = 1553 \text{ об/мин}$$

Ответ: $[n_{ц}] = 1553 \text{ об/мин}$

Пример 2.6.

Определить $[n_{к}]$ допустимую частоту вращения конического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Отверстия размещены по вершинам равносторонних треугольников (см. рис.2.2 б). Электросварка автоматическая. Исходные данные: внутренний

радиус барабана $R = 0,65$ м; угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$; исполнительная толщина стенки барабана $s = 8$ мм; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200$ кг/м³. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184$ МПа (таблица П12); конструктивная прибавка к толщине стенки $c = 0$.

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

$$= \frac{1}{0,65} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 184 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot (0,008 - 0) \cdot \cos 22,5}{1200 \cdot 0,65 \cdot 0,5 - 2 \cdot 7900 \cdot (0,008 - 0) \cdot \cos 22,5}} =$$

153,5 рад/с

$$[n_k] = 30 \cdot [\omega_k] / \pi = 30 \cdot 153,5 / \pi = 1466 \text{ об/мин}$$

Ответ: $[n_k] = 1466$ об/мин

Пример 2.7.

Определить $[n_{д,н}]$ допустимую частоту вращения цилиндрического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Отверстия размещены по вершинам квадратов (рис. 2.2 а), $k_{п} = 0,2$. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65$ м; исполнительная толщина стенки барабана $s = 8$ мм; коэффициент перфорации $k_{п} = 0,2$; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200$ кг/м³. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184$ МПа (таблица П12); конструктивная прибавка к толщине стенки $c = 0$.

Предварительные расчёты:

- коэффициент ослабления обечайки $\varphi_{пер} = 0,5$ (см. пример 2.2);
- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения $\varphi_0 = \varphi_{пер} = 0,5$

$$[\omega_{ц.п.}] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi_o \cdot [\sigma] \cdot 2 \cdot (s - c)}{\rho_c \cdot R \psi - 2 \cdot (1 - k_{II}) \cdot \rho \cdot (s - c)}} =$$

$$= \frac{1}{0,65} \cdot \sqrt{\frac{0,5 \cdot 184 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot (0,008 - 0)}{1200 \cdot 0,65 \cdot 0,5 - 2 \cdot (1 - 0,2) \cdot 7900 \cdot (0,008 - 0)}} = 109,7$$

об/мин

$$[n_{ц.п.}] = 30 \cdot [\omega_{ц.п.}] / \pi = 30 \cdot 109,7 / \pi = 1048 \text{ об/мин}$$

Ответ: $[n_{ц.п.}] = 1048 \text{ об/мин}$

Пример 2.8.

Определить $[n_{к.п.}]$ допустимую частоту вращения конического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Отверстия размещены по вершинам равносторонних треугольников (рис. 2.2 б), $k_{II} = 0,2$. Электросварка автоматическая. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65 \text{ м}$; угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$; исполнительная толщина стенки барабана $s = 8 \text{ мм}$; коэффициент перфорации $k_{II} = 0,2$; плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1200 \text{ кг/м}^3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. 2.1.

Дополнительные данные для решения: плотность материала барабана $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$ (таблица П13); коэффициент загрузки $\psi = 0,5$; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (таблица П14); допустимое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$ (таблица П12); конструктивная прибавка к толщине стенки $c = 0$.

Предварительные расчёты:

- коэффициент ослабления обечайки $\varphi_{пер} = 0,53$ (см. пример 2.4);
- коэффициент уменьшения допустимого напряжения $\varphi_o = \varphi_{пер} = 0,53$

$$[\omega_{к.п.}] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{\varphi_o \cdot [\sigma] \cdot 2 \cdot (s - c) \cdot \cos \alpha}{\rho_c \cdot R \psi - 2 \cdot (1 - k_{II}) \cdot \rho \cdot (s - c) \cdot \cos \alpha}} = =$$

$$\frac{1}{0,65} \cdot \sqrt{\frac{0,53 \cdot 184 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot (0,008 - 0) \cdot \cos 22,5}{1200 \cdot 0,65 \cdot 0,5 - 2 \cdot (1 - 0,2) \cdot 7900 \cdot (0,008 - 0) \cdot \cos 22,5}}$$

$$=$$

$$= 107,3 \text{ рад/с}$$

$$[n_{к.п.}] = 30 \cdot [\omega_{к.п.}] / \pi = 30 \cdot 107,3 / \pi = 1024 \text{ об/мин}$$

Ответ: $[n_{к.п.}] = 1024 \text{ об/мин}$

3. Расчёт на прочность элементов тихоходных вращающихся аппаратов

3.1. Основные определения и расчётные формулы

Тихоходные вращающиеся аппараты широко применяются в химической технологии для проведения процессов, связанных с сушкой и обжигом материалов (рис. 3.1).

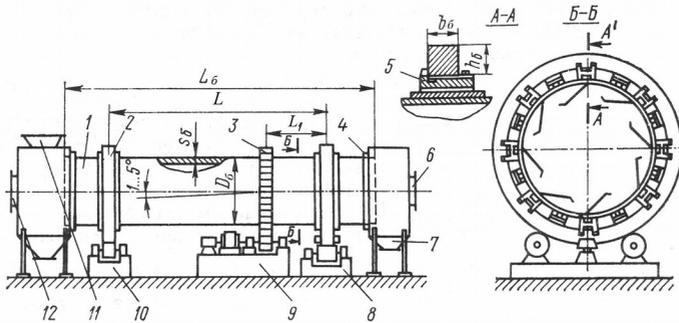


Рис. 3.1. Схема барабанной сушилки: 1 – барабан; 2 – бандаж; 3 – венцовая шестерня; 4 – уплотнение; 5 – башмак; 6 – штуцер ввода сушильного агента; 7 – штуцер выхода материала; 8 – опорно-упорная станция; 9 – приводная станция; 10 – опорная станция; 11 – штуцер ввода материала; 12 – штуцер выхода газа

Основным функциональным элементом тихоходного вращающегося аппарата является барабан 1, габаритные размеры которого (длина L_6 и диаметр D_6) определяются из соответствующего конструктивного расчёта. Внутри барабан может иметь насадку (см. разрез Б-Б на рис. 3.1) для лучшего перемещения и пересыпания обрабатываемого материала с целью активизации теплообмена при сушке. Барабан наклонён к горизонту под углом $1...5^\circ$. Наклон барабана выполнен для обеспечения перемещения обрабатываемого материала вдоль оси барабана от загрузочного штуцера 11 к выгрузочному 7 за счёт сил тяжести. Барабан приводится во вращение приводной станцией 9 с помощью венцовой шестерни 3.

Барабан имеет две опоры качения 8, 10 для восприятия вертикальных и горизонтальных составляющих сил тяжести. Опоры качения имеют бандаж, опирающиеся на ролики. Чаще всего бандаж (см. разрез А-А на рис. 3.1) представляет собой кольцо прямоугольного сечения, свободно надетое на барабан. Бандажи устанавливаются на башмаки 5, под которые подкладываются усиливающие и регулирующие подкладки.

Расчёт на прочность элементов тихоходного вращающегося аппарата предполагает: расчёт барабана на прочность и жёсткость, расчёт бандаж на изгиб, расчёт роликов на смятие.

Исходными данными для расчёта на прочность и жёсткость тихоходного вращающегося аппарата являются: D_6 – наружный диаметр барабана, L_6 – длина барабана; L – расстояние между опорами барабана (см. рис. 3.1); G_6 , G_m , G_B – силы тяжести барабана, материала в барабане, венцовой шестерни, соответственно.

Толщину s_6 стенки барабана определяем конструктивно из соотношения

$$s_6 = (0,007 \dots 0,01) \cdot D_6, [\text{м}] \quad (3.1)$$

здесь D_6 – наружный диаметр барабана, м

При расчёте на прочность и жёсткость барабан рассматривают как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную равномерно распределённой нагрузкой q и сосредоточенной силой G_B (рис. 3.2)

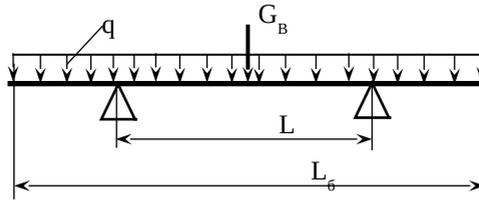


Рис. 3.2. Расчётная схема барабана: q – интенсивность распределённой нагрузки барабана от сил тяжести барабана и материала в барабане; G_B – сила тяжести венцовой шестерни; L_6 – длина барабана; L – расстояние между опорами барабана (бандажами) (обычно принимают $L = 0,586L_6$)

Интенсивность q распределённой нагрузки от массы барабана m_6 и массы материала в барабане m_m

$$q = \frac{(m_6 + m_m) \cdot g}{L_6} [\text{Н/м}] \quad (3.2)$$

Опасным по прочности и жёсткости является сечение барабана в месте размещения венцовой шестерни. Изгибающий момент в опасном сечении $M_{и1}$ складывается из $M_{и1}$ от распределённой нагрузки и $M_{и2}$. Для симметричного размещения венцовой шестерни между опорами барабана $M_{и1}$, $M_{и2}$ определяются по формулам

$$M_{и1} = \frac{G_6 + G_m}{2} \cdot \frac{L}{2} - \frac{q \cdot L_6^2}{8} [\text{Н} \cdot \text{м}] \quad (3.3)$$

$$M_{и2} = 0,25 \cdot G_B \cdot L [\text{Н} \cdot \text{м}], \quad (3.4)$$

здесь G_6 , G_m , G_B – сила тяжести барабана, материала в барабане, венцовой шестерни, соответственно, Н.

$$M_{и} = M_{и1} + M_{и2} \quad (3.5)$$

Крутящий $M_{кр}$ момент на барабане

$$M_{кр} = \frac{N}{2 \cdot \pi \cdot n} [\text{кН} \cdot \text{м}], \quad (3.6)$$

здесь N – мощность привода барабана, кВт; n – частота вращения барабана, об/с

Расчётный (приведённый) момент изгиба барабана M_p определяют по формуле

$$M_p = 0,35 \cdot M_u + 0,65 \sqrt{M_u^2 + M_{кр}^2} [\text{Н} \cdot \text{м}] \quad (3.7)$$

Расчётные напряжения $\sigma_{и.бар}$ изгиба барабана определяют по известной формуле

$$\sigma_{и.бар} = \frac{M_p}{W_{бар}} [\text{Па}], \quad (3.8)$$

здесь $W_{бар} = 0,785 \cdot D_6^2 \cdot s_6 [\text{м}^3]$ – момент сопротивления сечения барабана при изгибе

Расчётное значение напряжения изгиба барабана $\sigma_{и.бар}$ следует сравнить с допускаемым $[\sigma]$ напряжением. Если получится $\sigma_{и.бар} > [\sigma]$, следует увеличить s_6 толщину стенки барабана в пределах соотношения (3.1).

Прогиб f барабана складывается из f_1 прогиба от распределённой нагрузки q и f_2 прогиба от сосредоточенной силы G_B .

$$f = f_1 + f_2 \quad (3.9)$$

Значения f_1 и f_2 определяют по известным формулам сопротивления материалов

$$f_1 = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_{бар}} [\text{м}] \quad (3.10)$$

$$f_2 = \frac{G_B \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_{бар}} [\text{м}] \quad (3.11)$$

здесь E – модуль упругости материала (см. таблицу П5); $I_{бар} = 0,393 \cdot D_6^3 \cdot s_6 [\text{м}^4]$ – осевой момент инерции поперечного сечения барабана

Расчётное значение прогиба барабана f следует сравнить с допускаемым значением прогиба для барабанных аппаратов $[f]$

$$[f] = 0,0003 \cdot L [\text{м}] \quad (3.12)$$

Если расчётное значение прогиба превышает допускаемое, т.е. $f > [f]$, тогда следует s_6 толщину стенки барабана в пределах соотношения (3.1).

При расчёте бандажа на прочность, рассматривают участок бандажа между двумя башмаками (опорами) как кривой брус длиной l (рис. 3.3), работающий на изгиб. Изгибающий момент бандажа на рассматриваемом участке достигает максимального значения M_{\max} в сечении, проходящем через линию контакта бандажа 2 и опорного ролика 4. Тогда напряжения изгиба бандажа $\sigma_{и.бан}$ определится по формуле



Рис. 3.3. Расчетная схема бандажа: 1 – барабан; 2 – бандаж; 3 – башмак; 4 – опорный ролик; l – расстояние между башмаками; D_6 – наружный диаметр барабана; d_6 – наружный диаметр бандажа; $h_6 \times b_6$ – сечение бандажа; d_{op} – диаметр опорного ролика; Q – усилие на опору; R – реакция опорного ролика; ψ – угол размещения опорного ролика ($\psi = 30^\circ$)

$$\sigma_{и.бан} = \frac{M_{\max}}{W_{бан}} \text{ [Па]}, \quad (3.13)$$

здесь $M_{\max} = 0,25 \cdot R \cdot l$; $W_{бан} = 0,167 \cdot b_6 \cdot h_6^2$ – момент сопротивления изгибу бандажа сечением $b_6 \times h_6$ (сечение бандажа при предварительном расчёте определяем конструктивно $h_6 = 0,0864 \cdot D_6$; $b_6 = 0,072 \cdot D_6$)

$$R = \frac{Q}{2 \cdot \cos \psi} \text{ [Н]} \quad (3.14)$$

$$l = \frac{\pi \cdot D_6}{z_6} \text{ [м]}, \quad (3.15)$$

здесь z_6 – число башмаков для установки бандажа (ориентировочно $z_6 = 12$);

$$Q = \frac{G_{\Sigma} \cdot \cos \alpha}{z_{оп}} [\text{Н}], \quad (3.16)$$

здесь G_{Σ} – суммарная сила тяжести аппарата; $\alpha = 5^{\circ}$ – угол наклона барабана к горизонту; $z_{оп} = 2$ – число опор (бандажей)

Расчётное значение напряжения бандажа $\sigma_{и\text{-}бан}$ следует сравнить с допускаемым $[\sigma]$ напряжением. Если получится $\sigma_{и\text{-}бан} > [\sigma]$, следует увеличить размеры сечения бандажа, используя соотношение $h_{\delta} = 1, 2 \cdot b_{\delta}$.

Расчёт опорных роликов состоит в проверке их на контактную прочность. Предварительно конструктивно определяем:

- диаметр бандажа $d_{\delta} = 1,244 \cdot D_{\delta}$ (3.17)

- диаметр опорных роликов $d_{оп}$ из соотношения $0,25 \cdot d_{\delta} \leq d_{оп} \leq 0,33 \cdot d_{\delta}$ (3.18)

- ширину бандажа $b_{\delta} = 0,072 \cdot D_{\delta}$ (3.19)

- ширину опорного ролика $b_{оп} = b_{\delta} + 0,03$ [м] (3.20)

Расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и опорного ролика $\sigma_{с.оп}$ определяется по формуле

$$\sigma_{с.оп} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{R \cdot E \cdot (r_{\delta} + r_{оп})}{b_{\delta} \cdot r_{\delta} \cdot r_{оп}}} [\text{Па}], \quad (3.21)$$

здесь E – модуль упругости материала роликов (см. таблицу П5); $r_{\delta} = 0,5 \cdot d_{\delta}$ – радиус бандажа; $r_{оп} = 0,5 \cdot d_{оп}$ – радиус опорного ролика

Расчётное значение напряжения смятия опорного ролика $\sigma_{с.оп}$ следует сравнить с допускаемым $[\sigma_c]$ напряжением смятия (для стальных роликов $[\sigma_c] = 300 \div 500$ МПа; для чугунных – $[\sigma_c] = 350$ МПа). Если получится $\sigma_{с.оп} > [\sigma_c]$, следует увеличить диаметр опорного ролика в пределах соотношения (3.18).

Расчёт упорных роликов (рис. 3.4) состоит в проверке их на контактную прочность. Предварительно конструктивно определяем:

- ширину упорного ролика $b_{уп.р} = b_{\delta} + 0,03$ [м] (3.22)

Расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и упорного ролика $\sigma_{с.уп.р}$ определяется по формуле

$$\sigma_{с.уп.р} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{T_o \cdot E}{b_{уп.р} \cdot r_{\delta} \cdot \sin 0,5\alpha'}} [\text{Па}], \quad (3.23)$$

здесь T_o – осевая сила, сдвигающая аппарат; α' – угол конусности упорного ролика ($\alpha' \approx 17^{\circ}$)

$$T_o = G_{\Sigma} \cdot \sin \alpha [\text{Н}], \quad (3.24)$$

здесь G_{Σ} – суммарная сила тяжести аппарата; $\alpha = 5^{\circ}$ – угол наклона оси барабана к горизонту (см. рис. 3.1).

Расчётное значение напряжения смятия упорного ролика $\sigma_{с.уп}$ следует сравнить с допускаемым $[\sigma_c]$ напряжением смятия. Если получится $\sigma_{с.уп} > [\sigma_c]$, следует увеличить ширину упорного ролика $b_{уп.р}$.

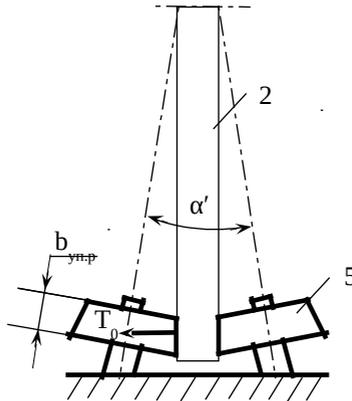


Рис. 3.4. Расчётная схема упорного ролика: 2 – бандаж; 5 – упорный ролик; T_0 – осевая сила, смещающая аппарат; $b_{уп.р}$ – ширина упорного ролика

3.2. Примеры расчёта

Пример 3.1.

Определить $\sigma_{и-бар}$ расчётные напряжения изгиба барабана вращающегося аппарата (рис. 3.1). Исходные данные: диаметр барабана $D_б = 1$ м; толщина стенки барабана $s_б = 7$ мм; длина барабана $L_б = 8$ м; расстояние между опорами $L = 4,7$ м; масса барабана $m_б = 6060$ кг; масса материала в барабане $m_м = 909$ кг; масса венцовой шестерни $m_в = 364$ кг; мощность привода барабана $N = 7,5$ кВт; частота вращения барабана $n_б = 0,0677$ об/с. Дополнительные данные: венцовая шестерня расположена симметрично относительно опор барабана.

Решение

Расчётная схема барабана, работающего на изгиб, представлена на рис. 3.2. Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Интенсивность q распределённой нагрузки

$$q = \frac{(m_б + m_м) \cdot g}{L_б} = \frac{(6060 + 909) \cdot 9,8}{8} = 8537 \text{ Н/м} = 8,54 \text{ кН/м}$$

Опасное сечение – сечение размещения венцовой шестерни. Изгибающий момент в опасном сечении от распределённой нагрузки q .

$$M_{u1} = \frac{G_6 + G_M}{2} \cdot \frac{L}{2} - \frac{q \cdot L_6^2}{8} = \frac{59,4 + 8,9}{2} \cdot \frac{4,7}{2} - \frac{8,54 \cdot 8^2}{8} = 11,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

здесь $G_6 = m_6 \cdot g = 6060 \cdot 9,8 = 59388 \text{ Н} = 59,4 \text{ кН}$

$$G_M = m_M \cdot g = 909 \cdot 9,8 = 8908 \text{ Н} = 8,9 \text{ кН}$$

Изгибающий момент в опасном сечении от сосредоточенной силы G_B

$$M_{и2} = 0,25 \cdot G_B \cdot L = 0,25 \cdot m_B \cdot g \cdot L = 0,25 \cdot 364 \cdot 9,8 \cdot 4,7 = 4191 \text{ Н}\cdot\text{м} = 4,2 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Изгибающий момент в опасном сечении

$$M_{и} = M_{и1} + M_{и2} = 11,9 + 4,2 = 16,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Крутящий момент на барабане

$$M_{кр} = \frac{N}{2000 \cdot \pi \cdot n} = \frac{7,5}{2 \cdot \pi \cdot 0,0677} = 17,6 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Расчётный (приведённый) момент изгиба барабана в опасном сечении

$$M_p = 0,35 \cdot M_u + 0,65 \cdot \sqrt{M_u^2 + M_{кр}^2} \\ = 0,35 \cdot 16,1 + 0,65 \cdot \sqrt{16,1^2 + 17,6^2} = 21,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Момент сопротивления сечения барабана при изгибе

$$W_{бар} = 0,785 \cdot D_6^2 \cdot s_6 = 0,785 \cdot 1^2 \cdot 0,007 = 0,0055 \text{ м}^3$$

Расчётные напряжения изгиба барабана

$$\sigma_{и\cdot бар} = M_p / W_{бар} = 21,1 / 0,0055 = 3840 \text{ кН/м}^2 = 3,84 \text{ МПа}$$

Ответ: $\sigma_{и\cdot бар} = 3,84 \text{ МПа}$

Пример 3.2.

Определить f расчётный прогиб стального барабана вращающегося аппарата в сечении, опасном по прочности (рис. 3.1, 3.2). Исходные данные: диаметр барабана $D_6 = 1 \text{ м}$; толщина стенки барабана $s_6 = 7 \text{ мм}$; расстояние между опорами $L = 4,7 \text{ м}$; интенсивность распределённой нагрузки от массы барабана и массы материала в барабане $q = 8,54 \text{ кН/м}$; сила тяжести венцовой шестерни $G_B = 3570 \text{ Н}$. Дополнительные данные: венцовая шестерня расположена симметрично относительно опор барабана. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Принимаем: модуль упругости стали $E = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Предварительные расчёты: осевой момент инерции поперечного сечения барабана $I_{бар} = 0,393 \cdot D_6^3 \cdot s_6 = 0,383 \cdot 1^3 \cdot 0,007 = 0,0027 \text{ м}^4$

Прогиб барабана в сечении размещения венцовой шестерни от распределённой нагрузки q

$$f_1 = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_{бар}} = \frac{5 \cdot 8,54 \cdot 10^{-3} \cdot 4,7^4}{384 \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot 0,0027} = 0,0001 \text{ м} = 0,1 \text{ мм}$$

Прогиб барабана в сечении размещения венцовой шестерни от сосредоточенной силы G_B

$$f_2 = \frac{G_B \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_{бар}} = \frac{3570 \cdot 10^{-6} \cdot 4,7^3}{48 \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot 0,0027} = 0,00001 \text{ м} = 0,01 \text{ мм}$$

Расчётный прогиб барабана в сечении, опасном по прочности

$$f = f_1 + f_2 = 0,1 + 0,01 = 0,11 \text{ мм}$$

Ответ: $f = 0,11 \text{ мм}$

Пример 3.3.

Определить $\sigma_{и-бан}$ расчётные напряжения изгиба бандажа вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.3). Исходные данные: диаметр барабана $D_б = 1 \text{ м}$; нагрузка на опору $Q = 100 \text{ кН}$; число башмаков для крепления бандажа на барабане $z_б = 12$; сечение бандажа $h_б \times b_б = 86 \times 72 \text{ мм}$

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Предварительные расчёты: момент сопротивления изгибу бандажа $W_{бан} = 0,167 \cdot b_б \cdot h_б^2 = 0,167 \cdot 0,072 \cdot 0,086^2 = 8,89 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$

Реакция опорного ролика

$$R = \frac{Q}{2 \cdot \cos \psi} = \frac{100}{2 \cdot \cos 30} = 57,7 \text{ кН}$$

Длина бандажа, участвующая в расчёте (расстояние между башмаками)

$$l = \frac{\pi \cdot D_б}{z_б} = \frac{\pi \cdot 1}{12} = 0,262 \text{ м}$$

Изгибающий момент бандажа

$$M_{\max} = 0,25 \cdot R \cdot l = 0,25 \cdot 57,7 \cdot 0,262 = 3,78 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Расчётные напряжения изгиба бандажа

$$\sigma_{и-бан} = M_{\max} / W_{бан} = 3,78 \cdot 10^{-3} / 8,89 \cdot 10^{-5} = 42,5 \text{ МПа}$$

Ответ: $\sigma_{и-бан} = 42,5 \text{ МПа}$

Пример 3.4.

Определить $\sigma_{с.оп}$ расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и стального опорного ролика вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.3). Исходные данные: реакция опорного ролика $R = 57,7 \text{ кН}$; наружный радиус бандажа $r_б = 0,622 \text{ м}$; ширина бандажа $b_б = 0,072 \text{ м}$; радиус опорного ролика $r_{оп} = 0,156 \text{ м}$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Принимаем: модуль упругости стали $E = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ (таблица П5)

Расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и опорного ролика

$$\sigma_{c.op} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{R \cdot E \cdot (r_6 + r_{op})}{b_6 \cdot r_6 \cdot r_{op}}} =$$

$$= 0,418 \cdot \sqrt{\frac{57,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot (0,622 + 0,156)}{0,072 \cdot 0,622 \cdot 0,156}} = 473 \text{ МПа}$$

Ответ: $\sigma_{c.op} = 473 \text{ МПа}$

Пример 3.5.

Определить $\sigma_{c.yn.p}$ расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и стального упорного ролика вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.4). Исходные данные: общая масса аппарата $M = 7333 \text{ кг}$; диаметр бандажа $d_6 = 1,244 \text{ м}$; ширина упорного ролика $b_{yn.p} = 0,116 \text{ м}$; угол конуса упорного ролика (см. рис. 3.4) $\alpha' = 17^\circ$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Принимаем: модуль упругости стали $E = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ (таблица П5); угол наклона аппарата к горизонту $\alpha = 5^\circ$.

Предварительные расчёты:

- осевая сила, сдвигающая аппарат

$$T_o = G_\Sigma \cdot \sin \alpha = M \cdot g \cdot \sin \alpha = 7333 \cdot 9,8 \cdot \sin 5 = 6263 \text{ Н}$$

Расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и упорного ролика

$$\sigma_{c.yn.p} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{T_o \cdot E}{b_{yn.p} \cdot r_6 \cdot \sin 0,5\alpha'}} =$$

$$= 0,418 \cdot \sqrt{\frac{6,263 \cdot 10^{-3} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{0,116 \cdot 0,622 \cdot \sin 0,5 \cdot 17}} = 143 \text{ МПа}$$

Ответ: $\sigma_{c.yn.p} = 143 \text{ МПа}$

4. Расчёт на прочность быстровращающихся дисков

4.1. Основные определения и расчётные формулы

Быстровращающиеся диски являются основными функциональными элементами многих видов химического оборудования, имеющего роторы: молотковых дробилок, распылительных сушилок, коллоидных мельниц, центробежных насосов и др.

В зависимости от характера изменения осевого размера диска (толщины) от радиальной координаты сечения различают диски простого

профиля (постоянной толщины, конические, гиперболические рис. 4.1 а–в) и сложного (рис. 4.1 г).

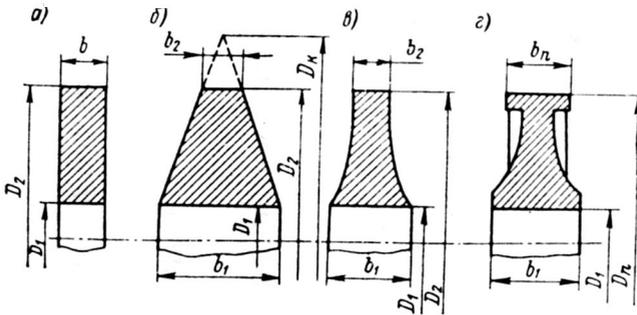


Рис. 4.1. Формы профиля быстро вращающихся дисков: а – постоянной толщины; б – конический; в – гиперболический; г – сложного профиля

Наибольшее применение в роторах химического оборудования нашли диски постоянной толщины, расчётная схема которого представлена на рис. 4.2.

Нагружение диска (см. рис. 4.2):

- σ_{r1} – сжимающие напряжения: действуют на внутренней поверхности посадочного отверстия ($r = R_1$), возникают от посадки диска с натягом на вал;
- σ_{r2} – растягивающие напряжения: на внешней поверхности диска ($r = R_2$), возникает от центробежных сил, действующих на периферийные элементы ротора (лопатки, молотки и др.);
- $\rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot b \cdot dr \cdot d\varphi$ – центробежная сила, действующая на выделенный элемент диска размером $b \times dr \times r d\varphi$.

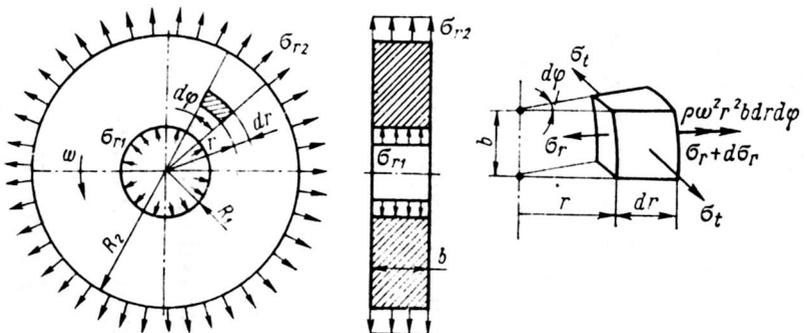


Рис. 4.2. Расчётная схема диска постоянной толщины: σ_r – радиальное напряжения; σ_t – окружное напряжения; r – радиальная текущая координата

элемента; $d\varphi$ – центральный угол элемента; dr – радиальный размер элемента; ρ – плотность материала диска

Рассматривая равновесие выделенного элемента на оси r и t , а также уравнение относительных деформаций ε_r и ε_t , после преобразований получим уравнения для σ_r и σ_t в форме, удобной для расчётов с помощью Excel

$$\sigma_r = \alpha_r \cdot \sigma_{r1} + \alpha_t \cdot \sigma_{t1} + \alpha_c \cdot T \quad (4.1)$$

$$\sigma_t = \beta_r \cdot \sigma_{r1} + \beta_t \cdot \sigma_{t1} + \beta_c \cdot T, \quad (4.2)$$

здесь $\alpha_r, \alpha_t, \alpha_c, \beta_r, \beta_t, \beta_c$ – расчётные коэффициенты; T – вспомогательная величина; уравнения получены [Мих] для стальных дисков при $\mu = 0,3$; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $\rho = 8000$ кг/м³

$$\alpha_r = \beta_t = (1+x^2)/2 \quad (4.3)$$

$$\alpha_t = \beta_r = (1-x^2)/2 \quad (4.4)$$

$$\alpha_c = -2,74 \cdot (3,3 - 2,6 \cdot x^2 - 0,7 \cdot x^4) \quad (4.5)$$

$$\beta_c = -2,74 \cdot (1,9 - 2,6 \cdot x^2 + 0,7 \cdot x^4) \quad (4.6)$$

$$T = (2 \cdot r)^2 \cdot (n/1000)^2, \quad (4.7)$$

здесь x – относительная координата исследуемой точки $x = R_1/r$; n – частота вращения диска

$$\sigma_{t1} = [\sigma_{r2} - \alpha_r(R_2) \cdot \sigma_{r1} - \alpha_c(R_2) \cdot T(R_2)] / \alpha_t(R_2), \quad (4.8)$$

здесь $\alpha_r(R_2), \alpha_c(R_2), T(R_2), \alpha_t(R_2)$ – значения соответствующих расчётных коэффициентов и вспомогательной величины при $x = R_2$; принимаются из расчётных таблиц 4.1, 4.2 (расчётные таблицы получены для следующих исходных данных: $D_1 = 0,3$ м; $D_2 = 0,9$ м; $\sigma_{r1} = -5$ МПа; $\sigma_{r2} = 12$ МПа, $n = 2387,3$ об/мин).

Таблица 4.1. – Расчётная таблица Excel для σ_r (МПа)

$r, \text{ м}$	x	α_r	α_t	α_c	T	$\alpha_r \sigma_{r1}$	$\alpha_t \sigma_{t1}$	$\alpha_c T$	σ_r
0,15	1,00	1,00	0,00	0,00	0,51	-5,00	0,00	0,00	-5,00
0,16	0,94	0,94	0,06	-1,30	0,58	-4,70	7,19	-0,76	1,73
0,17	0,88	0,89	0,11	-2,33	0,66	-4,45	13,14	-1,54	7,16
0,18	0,83	0,85	0,15	-3,17	0,74	-4,24	18,13	-2,34	11,56
0,19	0,79	0,81	0,19	-3,86	0,82	-4,06	22,36	-3,17	15,13
0,38	0,39	0,58	0,42	-7,89	3,29	-2,89	50,10	-25,95	21,26
0,39	0,38	0,57	0,43	-7,95	3,47	-2,87	50,57	-27,55	20,15
0,4	0,38	0,57	0,43	-8,00	3,65	-2,85	51,00	-29,18	18,97
0,41	0,37	0,57	0,43	-8,05	3,83	-2,83	51,40	-30,86	17,71
0,42	0,36	0,56	0,44	-8,10	4,02	-2,82	51,78	-32,57	16,38
0,43	0,35	0,56	0,44	-8,15	4,21	-2,80	52,12	-34,33	14,99
0,44	0,34	0,56	0,44	-8,19	4,41	-2,79	52,45	-36,13	13,53
0,45	0,33	0,56	0,44	-8,23	4,62	-2,78	52,75	-37,97	12,01

Примечание: в таблице пропущены строки $r = 0,20 \dots 0,37$ м

Таблица 4.2. – Расчётная таблица *Excel* для σ_t (МПа)

г, м	х	β_t	β_r	β_c	Г	$\beta_r\sigma_{r1}$	$\beta_t\sigma_{t1}$	$\beta_c\Gamma$	σ_t
0,15	1,00	1,00	0,00	0,00	0,51	0,00	118,69	0,00	118,69
0,16	0,94	0,94	0,06	-0,43	0,58	-0,30	111,50	-0,25	110,95
0,17	0,88	0,89	0,11	-0,82	0,66	-0,55	105,55	-0,54	104,45
0,18	0,83	0,85	0,15	-1,18	0,74	-0,76	100,56	-0,87	98,92
0,19	0,79	0,81	0,19	-1,51	0,82	-0,94	96,33	-1,24	94,15
0,38	0,39	0,58	0,42	-4,14	3,29	-2,11	68,59	-13,63	52,85
0,39	0,38	0,57	0,43	-4,19	3,47	-2,13	68,12	-14,54	51,45
0,40	0,38	0,57	0,43	-4,24	3,65	-2,15	67,69	-15,47	50,07
0,41	0,37	0,57	0,43	-4,29	3,83	-2,17	67,29	-16,42	48,70
0,42	0,36	0,56	0,44	-4,33	4,02	-2,18	66,91	-17,40	47,33
0,43	0,35	0,56	0,44	-4,37	4,21	-2,20	66,57	-18,40	45,97
0,44	0,34	0,56	0,44	-4,40	4,41	-2,21	66,24	-19,43	44,60
0,45	0,33	0,56	0,44	-4,44	4,62	-2,22	65,94	-20,48	43,23

Примечание: в таблице пропущены строки $г = 0,20 \dots 0,37$ м

На рис. 4.3 представлены эпюры σ_r и σ_t , построенные по данным расчётных таблиц 4.1, 4.2. Из эпюр видно, что у быстровращающегося дисков окружные напряжения являются фактором, определяющим возникновение пластического течения и трещинообразования на поверхности отверстия диска, т.е. при $г = R_1$.

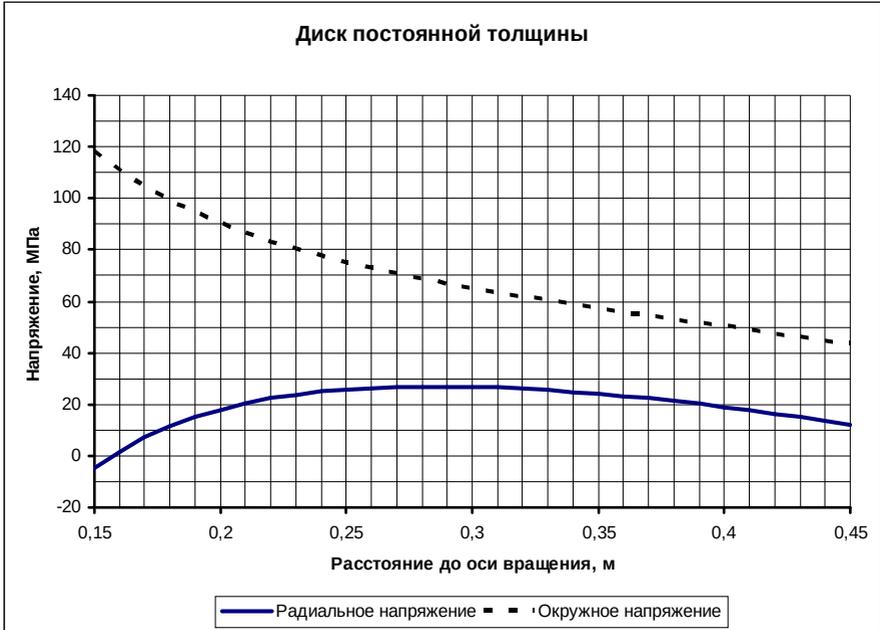


Рис. 4.3. Эпюры напряжений в направлении, перпендикулярном оси вращения диска

Угловая скорость ω_T диска при появлении пластической деформации на поверхности отверстия определяется по формуле

$$\omega_T = \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma_T}{(3 + \mu) \cdot \rho \cdot (R_2^2 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} \cdot R_1^2)}} \text{ [рад/с]} \quad (4.9)$$

здесь σ_T — предел текучести материала диска; ρ — плотность материала
Для сплошного диска $R_1 = 0$, тогда ω_T определяется по формуле

$$\omega_T = \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma_T}{(3 + \mu) \cdot \rho \cdot R_2^2}} \quad (4.10)$$

Дальнейшее увеличение угловой скорости $\omega > \omega_T$ приведёт к возникновению пластической зоны, примыкающей к отверстию в диске. Угловая скорость $\omega_{гТ}$, приводящая к возникновению пластической зоны радиусом r_T , определяется по формуле

$$\omega_{\text{г}} = \sqrt{\frac{12 \cdot \sigma_T}{\rho} \cdot \frac{2 \cdot R_2 \cdot r_T - R_1 \cdot (R_2^2 + r_T^2)}{3 \cdot (3 + \mu) \cdot R_2^3 \cdot r_T^2 - r_T^3 \cdot (1 + 3\mu) \cdot (2 \cdot R_2^2 - r_T^2) - 4 \cdot R_1^3 \cdot (R_2^2 + r_T^2)}} \quad (4.11)$$

Предельного значения угловая скорость достигает, когда пластическая зона распространяется на всё сечение диска, т.е. $r_T = R_2$. Значение $\omega_{\text{пр}}$ предельной угловой диска определяется по формуле

$$\omega_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{3 \cdot \sigma_T}{\rho \cdot (R_2^2 + R_2 \cdot R_1 + R_1^2)}} \quad (4.12)$$

Для сплошного диска $R_1 = 0$, тогда $\omega_{\text{пр}}$ определяется по формуле

$$\omega_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{3 \cdot \sigma_T}{\rho \cdot R_2^2}} \quad (4.13)$$

4.2. Примеры расчёта

Пример 4.1.

Определить n_T частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2) при появлении пластической деформации на поверхности отверстия. Материал диска – сталь 12X18H10T. Исходные данные: диаметр отверстия $D_1 = 0,32$ м; наружный диаметр $D_2 = 1,0$ м. Дополнительные данные: коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Недостающие данные: предел текучести стали $\sigma_T = 270$ МПа; плотность стали $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13).

Предварительные расчёты: $R_1 = 0,5 \cdot D_1 = 0,5 \cdot 0,32 = 0,16$ м; $R_2 = 0,5 \cdot D_2 = 0,5 \cdot 1,0 = 0,5$ м.

$$\begin{aligned} \omega_T &= \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma_T}{(3 + \mu) \cdot \rho \cdot (R_2^2 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} \cdot R_1^2)}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 270 \cdot 10^6}{(3 + 0,3) \cdot 7900 \cdot (0,5^2 + \frac{1 - 0,3}{3 + 0,3} \cdot 0,16^2)}} = 403 \text{ рад/с} \end{aligned}$$

$$n_T = 30 \cdot \omega_T / \pi = 30 \cdot 403 / \pi = 3846 \text{ об/мин.}$$

Ответ: $n_T = 3846$ об/мин

Пример 4.2.

Определить n_T частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2) при появлении пластической деформации. Материал диска – сталь 12X18H10T. Исходные данные: диаметр отверстия $D_1 = 0$ м (диск без отверстия); наружный диаметр $D_2 = 1,0$ м. Дополнительные данные: коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Недостающие данные: предел текучести стали $\sigma_T = 270$ МПа; плотность стали $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13).

Предварительные расчёты: $R_1 = 0$; $R_2 = 0,5 \cdot D_2 = 0,5 \cdot 1,0 = 0,5$ м.

$$\omega_T = \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma_T}{(3 + \mu) \cdot \rho \cdot R_2^2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 270 \cdot 10^6}{(3 + 0,3) \cdot 7900 \cdot 0,5^2}} = 407 \text{ рад/с}$$

$$n_T = 30 \cdot \omega_T / \pi = 30 \cdot 407 / \pi = 3887 \text{ об/мин.}$$

Ответ: $n_T = 3887$ об/мин

Пример 4.3.

Определить n_{np} предельную частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2). Материал диска – сталь 12X18H10T. Исходные данные: диаметр отверстия $D_1 = 0,32$ м; наружный диаметр $D_2 = 1,0$ м. Дополнительные данные: коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Недостающие данные: предел текучести стали $\sigma_T = 270$ МПа; плотность стали $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13).

Предварительные расчёты: $R_1 = 0,5 \cdot D_1 = 0,5 \cdot 0,32 = 0,16$ м; $R_2 = 0,5 \cdot D_2 = 0,5 \cdot 1,0 = 0,5$ м.

$$\omega_{np} = \sqrt{\frac{3 \cdot \sigma_T}{\rho \cdot (R_2^2 + R_2 \cdot R_1 + R_1^2)}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 270 \cdot 10^6}{7900 \cdot (0,5^2 + 0,5 \cdot 0,16 + 0,16^2)}} =$$

$$= 537 \text{ рад/с}$$

$$n_{np} = 30 \cdot \omega_{np} / \pi = 30 \cdot 537 / \pi = 5127 \text{ об/мин}$$

Ответ: $n_{np} = 5127$ об/мин

Пример 4.4.

Определить n_{np} предельную частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2). Материал диска – сталь 12X18H10T. Исходные данные:

диаметр отверстия $D_1 = 0$ (диск без отверстия); наружный диаметр $D_2 = 1,0$ м. Дополнительные данные: коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Недостающие данные: предел текучести стали $\sigma_T = 270$ МПа; плотность стали $\rho = 7900$ кг/м³ (таблица П13).

Предварительные расчёты: $R_1 = 0$; $R_2 = 0,5 \cdot D_2 = 0,5 \cdot 1,0 = 0,5$ м.

$$\omega_{np} = \sqrt{\frac{3 \cdot \sigma_T}{\rho \cdot R_2^2}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 270 \cdot 10^6}{7900 \cdot 0,5^2}} = 640 \text{ рад/с}$$

$n_{np} = 30 \cdot \omega_{np} / \pi = 30 \cdot 640 / \pi = 6115$ об/мин

Ответ: $n_{np} = 6115$ об/мин

5. Расчёт уплотнительных устройств подвижных соединений элементов оборудования

5.1. Типовые конструкции уплотнительных устройств подвижных соединений элементов оборудования

Подвижные соединения элементов машин и аппаратов имеют уплотнительные устройства (уплотнения), которые выполняют важную роль в обеспечении штатной работы оборудования. Наиболее обширная область применения уплотнений в общем машиностроении – это герметизация входных и выходных концов валов машин и агрегатов. Уплотнительные устройства с одной стороны предупреждают утечку масла из корпуса машины, а с другой – защищают внутренние полости корпуса от внешних воздействий (проникновения пыли, грязи и влаги извне).

Ещё одной областью использования уплотнительных устройств является герметизация полостей в машинах, содержащих технологические газы и жидкости при высоких давлениях или под вакуумом. В роторных машинах (в паровых и газовых *турбинах*, центробежных и аксиальных *компрессорах* и др.) необходимо обеспечить уплотнение вращающихся валов и роторов; в поршневых машинах – уплотнение возвратно-поступательно движущихся частей (*поршней, плунжеров*).

Степень герметичности уплотнительного устройства характеризуется величиной q утечки уплотняемой среды (количество среды жидкости, газа), перетекающей через зазоры контактирующих деталей устройства в единицу времени. При полной герметичности подвижного соединения $q=0$.

Уплотнительные устройства по конструктивному признаку можно разделить на два класса: бесконтактные и контактные. В бесконтактных уплотнительных устройствах (рис. 5.1) непосредственный контакт между неподвижной и подвижной частями устройства отсутствует. Эффект герметизации при этом достигается с помощью создаваемых при работе

технического устройства центробежных сил, гидродинамических явлений и т.д. Следует иметь в виду, что при любой конструкции бесконтактного уплотнительного устройства полная герметичность подвижного соединения недостижима.

Бесконтактные уплотнительные устройства по принципу действия разделяют на гидродинамические (рис. 5.1, а – ж), гидростатические (рис. 5.1, з) и основанные на других физических эффектах (рис. 5.1, и). Простейшее уплотнение щелевое (рис. 5.1, а). В нём радиальный или торцовый зазор δ выполняют минимально возможным с учётом погрешностей изготовления и деформаций деталей уплотнительного устройства.

Лабиринтное уплотнительное устройство (рис. 5.1, б) имеет меньшие утечки, чем щелевое. Ширина рабочих зазоров в нём составляет 0,1 – 0,5 мм. Сопряжённые детали лабиринтного уплотнительного устройства выполняют в виде различного вида гребёнок с выступами одной детали, расположенными во впадинах другой детали.

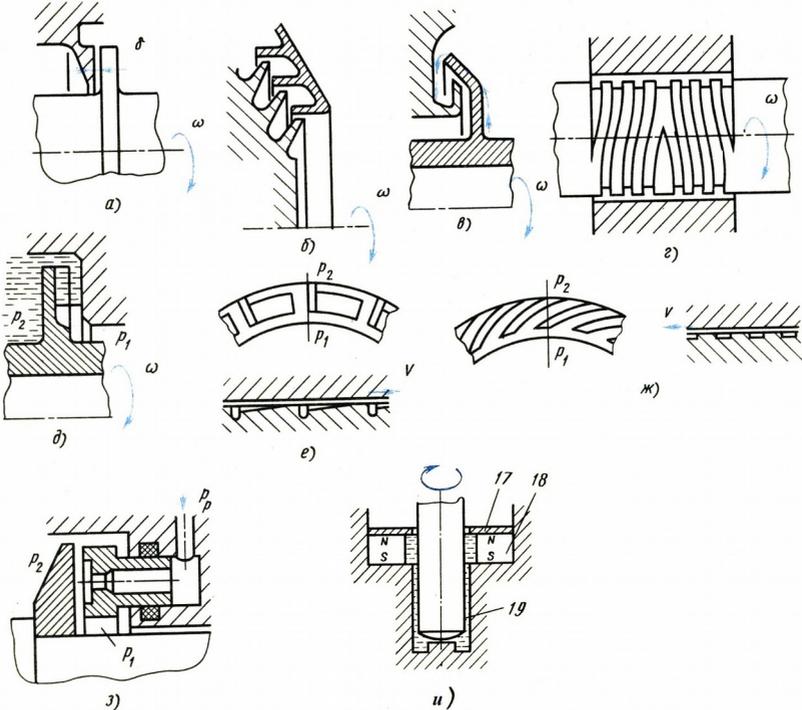


Рис. 5.1. Бесконтактные уплотнительные устройства подвижных соединений (схемы): а – щелевое; б – лабиринтное; в – маслоотражательное; г – маслоотгонные резьбы; д – диск с лопастями; е, ж – уплотнение с различной формой выступов и впадин; з – уплотнение в виде затвора; и – магнитное.

На рис. 5.1, в показано маслоотражательное уплотнительное устройство, используемое, например, в опорах качения редукторов. Масло, находящееся в картере, благодаря действию центробежных сил отбрасывается на стенку корпуса, стекает по ней, не попадая в защищаемую полость.

Из безконтактных уплотнительных устройств следует упомянуть маслоотгонные резьбы (рис. 5.1, г). Выполнение подвижного элемента уплотнительного устройства в виде двух участков резьбы, направленных навстречу друг другу при достаточно высокой скорости вращения вала, обеспечивает надёжную двустороннюю герметизацию вследствие образования масляного «затвора» между валом и корпусом в месте стыка резьб. Рекомендуемый параметр шероховатости поверхности резьбы при этом $Ra = 1,25 \dots 2,5$ мкм.

При окружных скоростях порядка 50 м/с используют гидродинамические уплотнительные устройства, например, в виде диска с лопастями (рис. 5.1, д). Под действием центробежных сил создаётся вращающийся кольцевой защитный слой жидкости и перепад давлений p_1 и p_2 . Зазор s выбирают не более 1 мм, а высоту выступов-лопастей (5...20) s.

На рис. 5.1, е, ж показаны разновидности гидродинамического уплотнительного устройства с различной формой выступов и канавок. Направление скосов (рис. 5.1, е) и канавок (рис. 5.1, ж) выбирают в соответствии с направлением окружной относительной скорости v уплотняемых деталей.

На рис. 5.1, з показано гидростатическое уплотнительное устройство в виде затвора, разделяющего две среды с давлением p_1 и p_2 . Жидкость или газ подаётся под давлением p_p в щель между относительно подвижными поверхностями. Такое уплотнительное устройство применяется при наличии перепада давлений p_1 и p_2 .

Гидродинамические и гидростатические уплотнительные устройства используют при перепаде давления до 28 МПа, скорости скольжения до 185 м/с на валах диаметром до 1500 мм (насосы и турбины энергетических систем).

Для высокоскоростных малонагруженных кинематических пар (например, опор скольжения шпинделей магнитных дисков памяти ЭВМ) используют так называемые магнитные уплотнительные устройства. В схеме на рис. 5.1, и между валом и подшипником, изготовленным из немагнитного материала (бронзы или алюминия), выполнен зазор 19 (2,5...50 мкм). Зазор заполнен магнитопроницаемой смазочной жидкостью. Для предотвращения вытекания жидкости из опоры, а также попадания загрязнений и воздуха в зазор и служит магнитное уплотнительное устройство, состоящее из кольцевого постоянного магнита 18 и кольца 17 из магнитопроницаемого материала. Ширина зазора между валом и кольцом составляет 50...150 мкм.

В контактных уплотнительных устройствах (рис. 5.2) герметизация подвижного соединения достигается непосредственным соприкосновением подвижной и неподвижной частей уплотнительного устройства. Контактные уплотнительные устройства обеспечивают более высокую герметичность подвижных соединений.

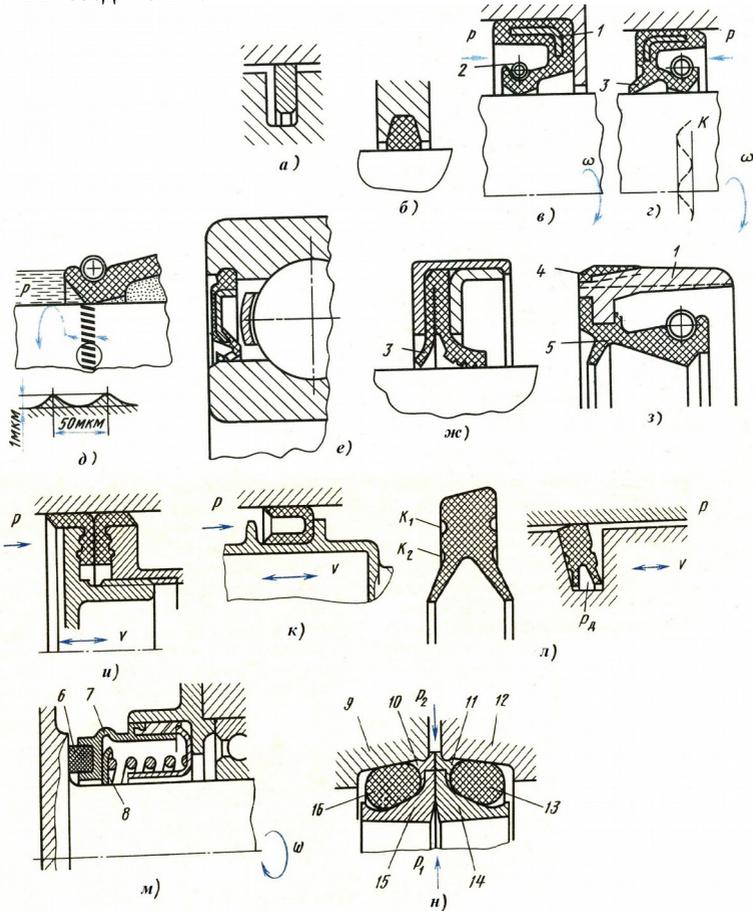


Рис. 5.2. Контактные уплотнительные устройства подвижных соединений (схемы): а – уплотнение в виде кольца; б – сальниковое в виде фетрового кольца; в, г, д, ж, з – манжетные для вращательных пар; и, к, л – манжетные для поступательных пар; м, н – торцовые

Контактные радиальные уплотнительные устройства (рис. 5.2, а – к) обеспечивают достаточно надёжную защиту деталей от внешней среды.

Простейшее контактное уплотнительное устройство выполняют в виде кольцевого элемента корпуса (рис. 5.2, а), образующего с валом низшую кинематическую пару и перекрывающего зазор между деталями устройства. Его используют как для вращательных, так и для поступательных кинематических пар. Кольцевые уплотнительные устройства используют при скоростях скольжения до 60 – 80 м/с.

На рис. 5.2, б показана одна из разновидностей сальникового уплотнительного устройства в виде фетрового кольца. Расчёт сальниковых уплотнительных устройств с мягкой набивкой будет подробно рассмотрен ниже.

Для уплотнения валов распространены также манжетные уплотнительные устройства для вращательных (рис. 5.2, в – з) и для поступательных (рис. 5.2, и – л) кинематических пар. При уплотнении зазора во вращательных парах манжета неподвижно установлена в корпусе, при уплотнении зазора в поступательных парах манжета неподвижно соединена с валом. Манжетные уплотнительные устройства (см. рис. 5.2, в, г) применяют при скоростях скольжения до 20 м/с. При этом должны быть обеспечены следующие условия контактирования:

- параметр шероховатости вала $Ra = 0,32$ мкм или $Ra = 0,16$ мкм;
- параметр шероховатости отверстия в корпусе $Ra = 2,5$ мкм;
- твёрдость вала HRC 30;
- достаточно точное центрирование сопряжённых деталей и необходимый для создания герметичности в месте стыка вала с манжетой натяг (при диаметре вала $d \leq 20$ мм натяг 1 мм, а при $d \geq 20$ мм натяг порядка 2 мм);
- поле допуска вала $h10$, отверстия в корпусе $H9$.

Уплотнительную манжету обычно выполняют из резины, армированной металлическим кольцом 1 (см. рис. 5.2, в). Прижимается уплотнительная поверхность манжеты к валу кольцевой *пружиной* 2. Для защиты уплотняемой поверхности вала от пыли и грязи служит конструктивный элемент манжеты 3 (см. рис. 5.2, г). Для увеличения поверхности теплоотвода вала кромку манжеты *k* иногда выполняют волнистой. Уплотнительную манжету устанавливают так, чтобы технологическое давление p было большим со стороны *пружин*, так как в этом случае будет обеспечиваться дополнительное прижатие уплотнительных поверхностей и, следовательно, большая герметичность соединения.

Эффективность работы уплотнительного устройства повышается при выполнении на уплотнительной поверхности вала специального микрорельефа в виде винтовых канавок (см. рис. 5.2, д). При направлении вращения вала, показанном на рисунке, смазка в месте контакта возвращается в защищаемую полость, но при этом туда же могут втягиваться и частицы пыли из загрязнённой внешней среды.

Манжету иногда устанавливают непосредственно в подшипник качения (см. рис. 5.2, е). Манжета может быть выполнена без пружины (см. рис. 5.2, е, ж). В схеме на рис. 5.2, ж манжета заключена в металлический корпус и имеет защитный элемент 3. При отсутствии кольцевой *пружины* уплотняющий элемент манжеты прижимается к валу благодаря упругости материала при наличии натяга между манжетой и валом.

Манжета 5 (рис. 5.2, з) может быть присоединена путём вулканизации к пластмассовому армирующему кольцу 1. На кольцо 1 напрессовывают уплотнительное кольцо 4 из *эластомера*. Причём для лучшего сцепления соединяемых элементов уплотнения 1 и 4 между собой на внешней поверхности кольца 1 выполнены продольные канавки.

Уплотнительную манжету для поступательных кинематических пар устанавливают таким образом, чтобы технологическое давление p жидкости или газа распирало манжету и обеспечивало дополнительное прижатие уплотняемых поверхностей (рис. 5.2, и, к).

Уплотнительная манжета для поступательных кинематических пар, представленная на рис. 5.2, л, имеет коническую уплотнительную поверхность и скруглённые кромки. Манжету устанавливают свободно в кольцевую канавку вала. При возвратно-поступательном движении вала манжета плотно прижимается к боковой поверхности канавки под действием технологического давления p , а при его отсутствии – благодаря наличию сил трения между манжетой и корпусом. Силы упругости прижимают кромки губок к боковым поверхностям канавки. Если технологическая жидкость поступает во внутреннее пространство манжеты, то давление p_d создаёт дополнительное прижатие одной из кромок манжеты (левой или правой) к поверхности канавки. Перед монтажом манжеты её канавки K_1 и K_2 заполняют пластичным смазочным материалом.

Особой разновидностью контактных уплотнительных устройств является торцовое уплотнение (рис. 5.2, м). Уплотнительное кольцо 6 из антифрикционного материала (*углеграфит*) плотно соединено посредством *сильфона* 7 с неподвижной деталью уплотнительного устройства и прижато к торцу вращающейся детали устройства *пружиной* 8. Обычно обеспечивается давление прижатия 0,1 – 0,5 МПа соответственно для малых и больших перепадов давления. Допускается параметр шероховатости торцовых уплотнительных поверхностей $Ra \leq 10$ мкм. Торцовые уплотнительные устройства являются наиболее перспективными для вращательных кинематических пар.

Торцовое уплотнительное устройство, изображённое на рис. 5.2, н, защищает рабочее пространство с давлением p_1 от внешней среды с давлением p_2 . Контактные уплотнительные кольца 15 и 14 поджаты торцами друг к другу благодаря силам упругости предварительно сжатых резиновых колец 16 и 13, которые установлены в проточках деталей 9 и 12 уплотнительного устройства, имеющих относительную угловую

подвижность друг относительно друга. В процессе сборки уплотнительного устройства на уплотнительные кольца 15 и 14 предварительно надевают закладные кольца 10 и 11 из эластомерной невулканизированной смеси. Кольца 10 и 11 первоначально имеют прямоугольное сечение. После сборки уплотнительного устройства и стяжки его деталей закладные кольца деформируются и заполняют зазоры между деталями уплотнительного устройства. В процессе эксплуатации устройства под действием теплоты трения материал закладных колец 10 и 11 подвергается *вулканизации*, благодаря чему они образуют одно целое с уплотняемыми деталями. Таким образом, данное уплотнительное устройство обеспечивает надёжное разделение рабочего пространства оборудования и внешней среды.

При выборе типа уплотнительного устройства необходимо учитывать скорость и направление относительного перемещения уплотняемых деталей, видом, температурой и давлением уплотняемой среды, состоянием окружающей среды, допускаемой утечкой жидкости и газа. В таблице 5.1 представлены рекомендации по выбору типа уплотнительного устройства для валов.

Таблица 5.1. Ориентировочный выбор уплотнительного устройства для валов*

Окружающая среда	Смазка	Окружная скорость, м/с	Тип уплотнительного устройства
Чистая и сухая	Пластичная	До 5	Проточки, лабиринты, войлочные кольца
	Жидкая	Св. 5	Проточки, лабиринты, маслоотражательные устройства
Загрязнённая	Пластичная	До 5	Войлочные кольца
	Жидкая		Войлочные кольца в комбинации с проточками и лабиринтами
	Пластичная и жидкая	До 8	Резиновые манжеты
Сильно загрязнённая и влажная	Пластичная	До 5	Лабиринты
	Пластичная и жидкая	5 – 9	Сложные лабиринты, кожаные уплотнения
	Жидкая	Любые скорости	Сложные лабиринты комбинированного типа

* Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т.3 – 8-е изд. Перераб. и доп. Под ред. И.Н.Жестковой, М.: Машиностроение. 2001. – 864 с.

5.2. Расчёт сальниковых уплотнительных устройств

Сальниковые уплотнительные устройства используют для герметизации валов (*штоков*) при вращательном (поступательном) относительном движении, а также для герметизации элементов оборудования, перемещающихся относительно корпуса агрегата вследствие температурной деформации. На рис. 5.3 показаны два исполнения сальникового уплотнительного устройства: *I* – с откидным и *II* – с закладным болтом.

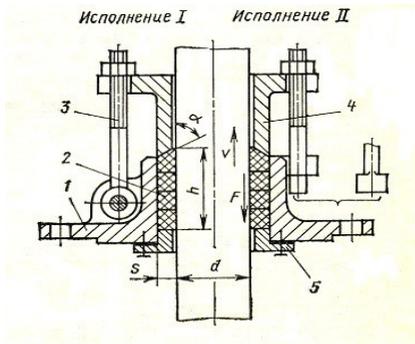


Рис. 5.3. Сальниковое уплотнительное устройство:

- 1 – сальниковая камера;
- 2 – сальниковая набивка;
- 3 – стяжные болты;
- 4 – нажимная втулка;
- 5 – *грундбукса* (опорная крышка)

Сальниковое уплотнительное устройство имеет сальниковую камеру 1, герметично присоединённую к элементу оборудования в месте расположения вала (*штока*), требующего герметизации. Сальниковая камера представляет собой корпус сальникового уплотнительного устройства. В кольцевую полость сальниковой камеры с радиальным размером s закладывают кольца набивки 2, которая размещена между нажимной втулкой 4 и *грундбуксой* 5, выполненной в данном случае в виде опорной крышки. *Грундбукса* может быть выполнена также в виде закладной втулки (рис. 5.4). При затяжке болтов 3 нажимная втулка перемещается вдоль вала (*штока*), приближаясь к *грундбуксе*, сальниковая набивка при этом уплотняется и герметизирует вал (*шток*) агрегата.

Сальниковые набивки изготавливают по ГОСТ 5152-84. Различают мягкие набивки (пропитанные консистентным смазочным материалом *пеньку*, *асбест* и др.) и твёрдые (*углеграфитовые* и *фторопластовые* кольца, свинцовая проволока, медная стружка и др.). Назначение и применение некоторых сальниковых набивок приведено в таблице 5.2.

Таблица 5.2. Условия применения и назначение набивок

№ п/п	Марка набивки	Рабочие параметры: p , МПа; t , град С	Рабочая среда	Назначение
1	Хлопчаточ-	$p \leq 20$	Холодная и горячая	В комбинации

№ п/п	Марка набивки	Рабочие параметры: p, МПа; t, град С	Рабочая среда	Назначение
	бумажная сухая (ХБС)	t ≤ 100	питьевая вода, пищевые продукты, воздух, инертные газы и пары, смазочные масла, жиры, органические растворители, углеводороды, спирты, растворы солей	хлопчатобумажными самосмазывающимися (пропитанными) набивками в качестве конечных колец. С пропиткой на месте потребления специальными смазками или маслами, например для холодильных машин. В качестве уплотнения <i>арматуры</i> .
2	Пеньковая сухая (ПС)	p ≤ 20 t ≤ 100	Промышленная вода, водяной пар, смазочные масла, непищевые жиры, углеводороды, топливо, воздух, инертные газы и пары	В комбинации с пеньковыми самосмазывающимися (пропитанными) набивками в качестве конечных колец. С пропиткой на месте потребления специальными маслами, например смесью животных жиров, вазелина, петролутума с небольшим количеством талька и графита. В качестве уплотнения <i>сальников арматуры</i> .
3	Асбестовая сухая (АС)	p ≤ 4,5 t ≤ 400	Водяной пар, перегретая вода, воздух, инертные газы, органические растворители, нефтепродукты, растворы щелочей, слабые растворы кислот.	В комбинации с асбестовыми, асбестопроволочными и пластичными, самосмазывающимися (пропитанными) набивками в качестве конечных колец. С пропиткой на месте потребления специальными составами, например щелоче- и кислотостойкими. В сальниках <i>арматуры</i> с перегретым и насыщенным паром в комбинации со слоями графита.
4	Хлопчатобумажная пропитанная (ХБП)	p ≤ 20 t ≤ 100	Промышленная вода, воздух, инертные газы и пары, смазочные масла, топливо нефтяное, углеводороды	С конечными кольцами

№ п/п	Марка набивки	Рабочие параметры: p, МПа; t, град С	Рабочая среда	Назначение
5	Пеньковая пропитанная (ПП)	p ≤ 20 t ≤ 100	Промышленная вода, соответствующей сухой воздух, инертны набивки. газы и пары, В сочетании с металлическими и насыщенный комбинированными набивками водяной пар, в виде чередующихся конечных смазочные масла, колец. топливо нефтяное, В предсальниках сальников с слабощелочные металлической и растворы, солёная комбинированной набивками. вода	
6	Асбестовая пропитанная (АП)	p ≤ 4,5 t ≤ 300	Насыщенный и перегретый водяной пар, перегретая вода, газы, пары, щелочные растворы, слобокислые растворы, нефтепродукты	
7	Асбестовый шнур (АШ)	p ≤ 2,5 t ≤ 400	Насыщенный и перегретый пар, инертные газы, щелочи, растворы кислот	Исключительно для сальников запорной арматуры и компенсаторов
8	Пластичная набивка (ПН)	p ≤ 2,5 t =150-400	Насыщенный и перегретый пар, перегретая вода, неактивные газы и жидкости, щелочи любой концентрации	Для сальников любых типов и размеров. В сочетании с конечными кольцами соответствующей сухой набивки

При конструировании сальникового уплотнения, схема которого показана на рис. 5.4, приняты следующие конструктивные соотношения элементов уплотнительного устройства.

Внутренний диаметр D сальниковой камеры

$$D = d + 2 \cdot s_n \quad (5.7)$$

Габаритный диаметр D_ϕ фланца прижимной втулки (на рис. 5.4 не показан)

$$D_\phi = d + 80, \text{ мм} \quad (5.8)$$

Диаметр D_6 установки стяжных болтов (шпилек)

$$D_6 = 0,5 \cdot (D_\phi + D) \quad (5.9)$$

Зазор δ в соединениях вал (шток) – нажимная втулка и вал (шток) – грундбукса

$$\delta = \min \{ (0,004 \div 0,005) \cdot d; 0,8 \} \text{ мм} \quad (5.10)$$

Примерно такой же зазор принимают между нажимной втулкой и сальниковой камерой (на рис. 5.4 не показан).

Внутренний диаметр d_1 резьбы стяжных деталей (болтов или шпилек; при давлении до 2,5 МПа (25 кгс/см²) можно использовать как болты, так и шпильки, при давлении свыше 2,5 МПа применение болтов не допускается)

$$d_1 = \sqrt{3 \cdot (D^2 - d^2) \cdot p / (n_6 \cdot [\sigma]_p)}$$

(5.11)

где n_6 – количество стяжных деталей, выбираемое из ряда 2; 4; 6; 8; ... и далее, кратное 4, при этом следует опираться на ориентировочное значение $n_6 = 0,045 \cdot D_6$; $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение материала стяжных элементов, которое с учётом длительной эксплуатации резьбы принимается равным 25 – 35 МПа. Большие значения $[\sigma]_p$ рекомендуется принимать при $p \geq 3$ МПа.

Толщина фланца нажимной втулки

$$h_n = 1,25 \cdot d_6, \quad (5.12)$$

где d_6 – диаметр стяжных деталей (болтов или шпилек); выбирается по ГОСТ 24705-2004, опираясь на расчётное значение диаметра резьбы стяжных элементов с крупным шагом.

Усилие F_3 затяжки крепёжных деталей, передаваемое нажимной втулкой на сальниковую набивку для обеспечения герметичности подвижного соединения,

$$F_3 = [\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_r / (4k)] \cdot e^{2kfh/s}, \quad (5.13)$$

где p_r – давление, обеспечивающее герметичность подвижного соединения ($p_r = 0,3$ МПа при $p < 0,3$ МПа; $p_r = p$, при $p \geq 0,3$ МПа); k – коэффициент бокового давления [для пропитанной набивки $k = k_1 = 1$; k_1 – базовое значение коэффициента при $p \leq 5$ МПа: набивка ХБС $k_1 = 0,91$; набивка АШ, ПН $k_1 = 0,37$]; f – коэффициент статического трения набивки о поверхности вала (штока) и сальниковой камеры, имеющие 8-ой класс шероховатости, $f = f' / k_1$ [f' – исходное значение коэффициента, зависящее от марки набивки и осевого давления $p_y = p$: для набивки АС или АШ $p = 0,6$ МПа, $f' = 0,1$; $p = 1$ МПа, $f' = 0,09$; $p = 2$ МПа, $f' = 0,08$; $p = 4$ МПа, $f' = 0,07$; для набивки ПН $p = 0,8$ МПа, $f' = 0,023$; $p = 1$ МПа, $f' = 0,002$; $p = 2$ МПа, $f' = 0,016$; $p = 4$ МПа, $f' = 0,01$; для промежуточных значений осевого давления значение f' определяется

линейной интерполяцией]; h – высота набивки в рабочем состоянии $h = h_0 \cdot K_y$ [K_y – коэффициент усадки набивки, зависящий от вида и толщины набивки: $s_n = 16 \div 19$ мм, $K_y = K_1$; $s_n < 16$ мм; $K_y = \min\{1; (1,1 \div 1,2) \cdot K_1\}$; $s_n > 19$ мм, $K_y = (0,8 \div 9) \cdot K_1$; Исходное значение коэффициента K_1 усадки набивки выбирается в зависимости от ориентировочного давления p_n' нажимной втулки [$p_n' = (2 \div 2,5) \cdot p$]: для набивки АП $p_n' = 2$ МПа $K_1 = 0,92$; $p_n' = 5 \div 20$ МПа $K_1 = 0,8$; для набивки АШ $p_n' = 1$ МПа $K_1 = 0,85$; $p_n' = 2$ МПа $K_1 = 0,8$; $p_n' = 4$ МПа $K_1 = 0,72$; s (s_n) – толщина набивки, мм.

Сила трения между набивкой и движущимся рабочим органом

$$F_{\text{тр}} = [\pi \cdot d \cdot f_{\text{кин}} \cdot p_n' \cdot s / (2 \cdot k \cdot f)] \cdot (e^{2k f h/s} - 1), \quad (5.14)$$

где $f_{\text{кин}}$ – коэффициент кинетического трения, зависящий от вида набивки и условий трения (набивка: асбестовая шнур (АШ): $v=0,05$ м/с; $p=1$ МПа; $f_{\text{кин}}=0,25$; $v=0,35$ м/с; $p=1$ МПа; $f_{\text{кин}}=0,27$; пластичная набивка (ПН): $v=0,01$ м/с; $p=2$ МПа; $f_{\text{кин}}=0,025$).

Момент трения $M_{\text{тр}}$ в сальниковом уплотнительном устройстве вала

$$M_{\text{тр}} = 0,5 \cdot F_{\text{тр}} \cdot d \quad (5.15)$$

Мощность N_c , затрачиваемая на преодоление сил трения в сальниковом уплотнительном устройстве:

вала

$$N_c = M_{\text{тр}} \cdot \omega \quad (5.16, \text{ а})$$

штока

$$N_c = F_{\text{тр}} \cdot v \quad (5.16, \text{ б})$$

где ω – угловая скорость вращения вала; v – линейная скорость движения штока.

5.3. Примеры расчёта

Пример 5.1.

Для сальникового уплотнительного устройства штока определить некоторые конструктивные размеры (s_n , D , h_0 , h_r , δ) (см. рис. 5.4). Исходные данные: диаметр штока $d =$ мм.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 5.2.

Толщина сальниковой набивки s_n уплотнения штока

$$s_n = (1,4 \div 2,0) \cdot d^{0,5} = (1,4 \div 2,0) \cdot 30^{0,5} = 7,7 \div 11 \text{ мм}$$

Принимаем $s_n = 8$ мм

Первоначальная высота набивки h_0 уплотнения штока

$$h_0 = (5 \div 8) \cdot s_n = (5 \div 8) \cdot 8 = 40 \div 64 \text{ мм}$$

Принимаем $h_0 = 50$ мм

Ориентировочная высота h_r грундебуксы для уплотнения штоков

$$h_r = 25 \cdot d / (d^{0,5} + 10) = 25 \cdot 30 / (30^{0,5} + 10) = 48,4 \text{ мм}$$

Принимаем $h_r = 48$ мм

Внутренний диаметр D сальниковой камеры

$$D = d + 2 \cdot s_n = 30 + 2 \cdot 8 = 46 \text{ мм}$$

Зазор δ в соединениях шток – нажимная втулка и шток – грундбукса

$$\delta = (0,004 \div 0,005) \cdot d = (0,004 \div 0,005) \cdot 30 = 0,12 \div 0,15 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta = 0,12 \text{ мм}$

Ответ: $s_n = 8 \text{ мм}$; $D = 46 \text{ мм}$, $h_0 = 50 \text{ мм}$, $h_r = 48 \text{ мм}$, $\delta = 0,12 \text{ мм}$.

Пример 5.2.

Для сальникового уплотнительного устройства штока определить диаметр резьбы d_6 и количество n_6 стяжных болтов, и некоторые конструктивные размеры (h_n , h_b) нажимной втулки (см. рис. 5.4). Исходные данные: диаметр штока $d=30 \text{ мм}$; внутренний диаметр сальниковой камеры $D=46 \text{ мм}$; первоначальная высота набивки $h_0 = 50 \text{ мм}$; давление технологической среды $p=1 \text{ МПа}$. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 5.2.

Габаритный диаметр D_ϕ фланца прижимной втулки

$$D_\phi = d + 80 = 30 + 80 = 110 \text{ мм}$$

Диаметр D_6 установки стяжных болтов

$$D_6 = 0,5 \cdot (D_\phi + D) = 0,5 \cdot (110 + 46) = 78 \text{ мм}$$

Ориентировочное значение количества стяжных болтов

$$n_6 = 0,045 \cdot D_6 = 0,045 \cdot 78 = 3,5$$

Принимаем $n_6 = 4$.

Внутренний диаметр резьбы стяжных болтов

$$d_1 = \sqrt{3 \cdot (D^2 - d^2) \cdot p / (n_6 \cdot [\sigma]_p)},$$

здесь $[\sigma]_p = 25 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение материала болта.

$$d_1 = \sqrt{3 \cdot (46^2 - 30^2) \cdot 1 / (4 \cdot 25)} = 6,04 \text{ мм}$$

По ГОСТ 24705-2004 для стяжных болтов принимаем резьбы $d_6 \rightarrow \text{M8}$.

Толщина фланца нажимной втулки

$$h_n = 1,25 \cdot d_6 = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ мм.}$$

Высота цилиндрической части нажимной втулки

$$h_b = (0,4 \div 0,5) \cdot h_0 = (0,4 \div 0,5) \cdot 50 = 20 \div 25 \text{ мм}$$

Принимаем $h_b = 25 \text{ мм}$

Ответ: $d_6 \rightarrow \text{M8}$; $n_6 = 4$; $h_n = 10 \text{ мм}$; $h_b = 25 \text{ мм}$.

Пример 5.3.

Для сальникового уплотнительного устройства штока определить усилие затяжки болтов. Исходные данные: диаметр штока $d=30 \text{ мм}$ = $0,030 \text{ м}$; внутренний диаметр сальниковой камеры $D=46 \text{ мм}$ = $0,046 \text{ м}$; первоначальная высота набивки $h_0 = 50 \text{ мм}$; толщина сальниковой набивки $s_n = 8 \text{ мм}$;

давление технологической среды $p=1$ МПа; набивка – асбестовый шнур АШ пропитанная. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы и рекомендации по расчёту см. в разделе 5.2.

Определим недостающие для расчёта величины.

Давление, обеспечивающее герметичность подвижного соединения:
при $p \geq 0,3$ МПа $p_r = p = 1$ МПа.

Коэффициент бокового давления:

для пропитанной набивки $k = k_1 = 1$,

Ориентировочное значение давления нажимной втулки

$$p_n' = (2 \div 2,5) \cdot p = (2 \div 2,5) \cdot 1 = 2 \div 2,5 \text{ МПа}$$

Принимаем $p_n' = 2$ МПа

Исходное значение коэффициента усадки набивки АШ при $p_n' = 2$ МПа

$$K_1 = 0,8$$

Коэффициент K_y усадки набивки при $s_n < 16$ мм;

$$K_y = \min\{1; (1,1 \div 1,2) \cdot K_1\}$$

$$K_y = (1,1 \div 1,2) \cdot 0,8 = 0,9.$$

Высота набивки в рабочем состоянии:

$$h = h_0 \cdot K_y = 50 \cdot 0,9 = 45 \text{ мм},$$

Исходное значение коэффициента статического трения f' набивки о поверхности штока и сальниковой камеры. Для поверхностей 8-го класса шероховатости при $p=1$ МПа $f' = 0,09$,

Коэффициент статического трения набивки о поверхности вала штока и сальниковой камеры, имеющие 8-ой класс шероховатости,

$$f = f' / k_1 = 0,09 / 1 = 0,09$$

Усилие затяжки болтов

$$F_3 = [\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_r / (4 \cdot k)] \cdot e^{2kfh/s} =$$

$$= [\pi \cdot (0,046^2 - 0,032^2) \cdot 1 / (4 \cdot 1)] \cdot e^{2 \cdot 1 \cdot 0,09 \cdot 45 / 8} = 0,00262 \text{ МН}$$

Ответ: $F_3 = 0,00262$ МН

Пример 5.4.

Для плунжерного насоса (рис. 5.5) определить затраты мощности на преодоление сил трения в сальниковом уплотнении плунжера. Исходные данные: диаметр плунжера $d=30$ мм = 0,030 м; средняя скорость движения плунжера $v=0,15$ м/с; высота набивки в рабочем состоянии $h = 45$ мм = 0,045 м; толщина сальниковой набивки $s_n = 8$ мм = 0,008 м; давление технологической среды $p = 1$ МПа; коэффициент бокового давления $k = 1$; набивка – пластичная ПН. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

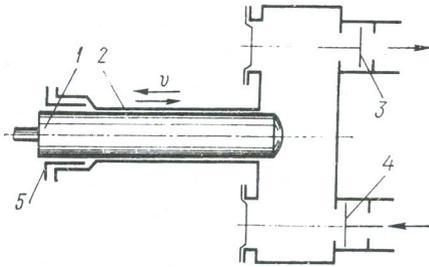


Рис. 5.5. Схема горизонтального плунжерного насоса простого действия: 1 – плунжер; 2 – цилиндр; 3, 4 – нагнетательный и всасывающий клапаны; 5 – сальник

Решение

Расчётные формулы и рекомендации по расчёту см. в разделе 5.2.

Определим недостающие для расчёта величины.

Коэффициент статического трения набивки о поверхности вала (штока) и сальниковой камеры, имеющие 8-ой класс шероховатости

$f = f' / k_1$, здесь базовое значение f' определяем в зависимости от давления, при $p=1$ МПа для набивки ПН $f' = 0,02$.

Коэффициент кинетического трения для набивки ПН

$$f_{\text{кин}} = 0,025$$

Сила трения между набивкой и плунжером

$$F_{\text{тр}} = [\pi \cdot d \cdot f_{\text{кин}} \cdot p \cdot s / (2 \cdot k \cdot f)] \cdot (e^{2kfh/s} - 1) = \\ = [\pi \cdot 0,03 \cdot 0,025 \cdot 1 \cdot 0,008 / (2 \cdot 1 \cdot 0,02)] \cdot (e^{2 \cdot 1 \cdot 0,02 \cdot 0,045 \cdot 0,008} - 1) = 0,000119 \text{ МН} \\ = 119 \text{ Н}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в сальниковом уплотнении плунжера

$$N_c = F_{\text{тр}} \cdot v = 119 \cdot 0,15 = 17,85 \text{ Вт} = 0,01785 \text{ кВт}$$

Ответ: $F_{\text{тр}} = 119 \text{ Н}$; $N_c = 0,01785 \text{ кВт}$.

6. Контрольные задачи

Задача 1.1.

Определить по формуле Донкерли $n_{\text{кр}}^{(Д)}$ критическую частоту вращения стального однопролётного вала (см. рис. к примеру 1.1). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.1. Пояснения: d – диаметр вала, мм; $m_1 = m_2 = m$ – масса дисков, кг; l – длина вала, м; a, b – размещение дисков, м. Дополнительные данные: материал вала сталь 40Х. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.1. – Исходные данные для решения задачи 1.1.

№	d	l	a	b	m	№	d	l	a	b	m
1.1.1.	25	1,5	0,4	1	45	1.1.11.	25	1,75	0,4	1,2	45

1.1.2.	26	1,5	0,45	1	47	1.1.12.	26	1,75	0,45	1,2	47
1.1.3.	28	1,5	0,5	1	48	1.1.13.	28	1,75	0,5	1,2	48
1.1.4.	30	1,5	0,55	1	49	1.1.14.	30	1,75	0,55	1,2	49
1.1.5.	32	1,5	0,6	1	50	1.1.15.	32	1,75	0,6	1,2	50
1.1.6.	34	1,5	0,65	1	51	1.1.16.	34	1,75	0,65	1,2	51
1.1.7.	36	1,5	0,7	1	52	1.1.17.	36	1,75	0,7	1,2	52
1.1.8.	38	1,5	0,75	1	53	1.1.18.	38	1,75	0,75	1,2	53
1.1.9.	40	1,5	0,8	1	54	1.1.19.	40	1,75	0,8	1,2	54
1.1.10.	30	1,5	0,85	1	55	1.1.20.	42	1,75	0,85	1,2	55

Задача 1.2.

Определить по формуле Донкерли $n_{кр}^{(D)}$ критическую частоту вращения стального консольного вала (см. рис. к примеру 1.2). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.2. Пояснения: d – диаметр вала, мм; $m_1 = m_2 = m$ – масса дисков, кг; l – расстояние между опорами, м; a, b – размещение дисков, м. Дополнительные данные: материал вала сталь 40X. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.2. – Исходные данные для решения задачи 1.2.

№	d	l	a	b	m	№	d	l	a	b	m
1.2.1.	25	0,5	0,4	1	45	1.2.11.	25	0,75	0,4	1	45
1.2.2.	26	0,5	0,45	1	47	1.2.12.	26	0,75	0,45	1,2	47
1.2.3.	28	0,5	0,5	1	48	1.2.13.	28	0,75	0,5	1,2	48
1.2.4.	30	0,5	0,55	1	49	1.2.14.	30	0,75	0,55	1,2	49
1.2.5.	32	0,5	0,6	1	50	1.2.15.	32	0,75	0,6	1,2	50
1.2.6.	34	0,5	0,65	1	51	1.2.16.	34	0,75	0,65	1,2	51
1.2.7.	36	0,5	0,7	1	52	1.2.17.	36	0,75	0,7	1,2	52
1.2.8.	38	0,5	0,75	1	53	1.2.18.	38	0,75	0,75	1,2	53
1.2.9.	40	0,5	0,8	1	54	1.2.19.	40	0,75	0,8	1,2	54
1.2.10.	30	0,5	0,85	1	55	1.2.20.	42	0,75	0,85	1,2	55

Задача 1.3.

Определить из условия виброустойчивости d_B диаметр в опоре «Б» вала аппарата с мешалкой (рис.1.4). Материал вала – сталь 12X18H10T. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.3. Пояснения: L – длина вала, м; l_1, l_2 – размещение мешалок, м; $m_1 = m_2 = m$ – масса мешалок, кг; n – частота вращения вала, об/мин. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.3. – Исходные данные для решения задачи 1.3.

№	L	l_1	l_2	n	m	№	L	l_1	l_2	n	m
1.3.1	6	3,9	5	150	70	1.3.11	5,6	3,6	4,7	150	35

№	L	l_1	l_2	n	m	№	L	l_1	l_2	n	m
1.3.2	5,8	3,8	4,8	200	65	1.3.12	5,4	3,5	4,5	200	30
1.3.3	5,5	3,6	4,6	120	40	1.3.13	5,2	3,4	4,3	120	80
1.3.4	5	3,3	4,2	175	35	1.3.14	4,7	3,1	3,9	175	75
1.3.5	4,6	3	3,8	100	30	1.3.15	5,7	3,7	4,8	100	70
1.3.6	4,2	2,7	3,5	150	80	1.3.16	4,3	2,8	3,6	150	65
1.3.7	4	2,6	3,3	200	75	1.3.17	5,3	3,4	4,4	200	40
1.3.8	3,7	2,4	3,1	120	70	1.3.18	4,2	2,7	3,5	120	35
1.3.9	3,5	2,3	2,9	175	65	1.3.19	3,8	2,5	3,2	175	30
1.3.10	6	3,9	5	100	40	1.3.20	5,9	3,8	4,9	100	80

Задача 1.4.

Определить $\omega_{кр}$ первую критическую скорость однопролётного вала аппарата с перемешивающим устройством (рис.1.4). Материал вала – сталь 12Х18Н10Т. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.4. Пояснения: L – длина вала, м; d_B – диаметр вала в опорном сечении «Б» (см. рис.1.4), м; $m_{э,пр}$ – приведённая масса мешалок, кг. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.4. – Исходные данные для решения задачи 1.4.

№	L	d_B	$m_{э,пр}$	№	L	d_B	$m_{э,пр}$	№	L	d_B	$m_{э,пр}$
1.4.1	6	85	74,1	1.4.8	3,7	45	73,4	1.4.15	5,7	60	72,5
1.4.2	5,8	100	69,1	1.4.9	3,5	50	68,7	1.4.16	4,3	56	67,9
1.4.3	5,5	60	41,6	1.4.10	6	60	42,3	1.4.17	5,3	80	43,4
1.4.4	5	67	35,6	1.4.11	5,6	71	37,0	1.4.18	4,2	42	37,6
1.4.5	4,6	40	32,2	1.4.12	5,4	80	31,9	1.4.19	3,8	48	30,5
1.4.6	4,2	60	85,8	1.4.13	5,2	63	85,4	1.4.20	5,9	63	86,3
1.4.7	4	63	81,1	1.4.14	4,7	71	78,6				

Задача 1.5.

Определить A_{z1} динамическое смещение оси в сечении размещения уплотнения z_1 (м) вала аппарата с перемешивающим устройством (рис.1.4). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.5. Пояснения: L – длина вала, м; d_B – диаметр вала в опорном сечении «Б» (см. рис. 1.4), мм; ω – угловая скорость вала, рад/с; $\omega_{кр}$ – критическая скорость вала; рад/с; \bar{U}_{11} , \bar{U}_{12} – безразмерные динамические прогибы вала в центре

тяжести мешалок; \bar{m}_{1np} , \bar{m}_{2np} – приведённые к точке «В» массы мешалок, кг.

Таблица 6.5. – Исходные данные для решения задачи 1.5.

№	L	d _в	z ₁	\bar{Y}_{11}	\bar{Y}_{12}	\bar{m}_{1np}	\bar{m}_{2np}	ω	$\omega_{кр}$
1.5.1	6	85	0,7	0,883	0,528	0,385	54,5	19,5	15,7
1.5.2	5,8	100	0,6	0,876	0,544	0,344	49,9	19,2	20,9
1.5.3	5,5	60	0,6	0,877	0,520	0,362	30,8	10,8	12,6
1.5.4	5	67	0,5	0,870	0,510	0,333	26,5	9,1	18,3
1.5.5	4,6	40	0,5	0,880	0,547	0,360	23,2	9,0	10,5
1.5.6	4,2	60	0,5	0,891	0,528	0,392	63,5	22,3	15,7
1.5.7	4	63	0,4	0,883	0,550	0,333	58,4	22,7	20,9
1.5.8	3,7	45	0,4	0,884	0,516	0,359	54,7	18,7	12,6
1.5.9	3,5	50	0,4	0,874	0,541	0,378	49,6	19,0	18,3
1.5.10	6	60	0,7	0,883	0,528	0,385	31,2	11,2	10,5
1.5.11	5,6	71	0,6	0,891	0,512	0,356	27,8	9,2	15,7
1.5.12	5,4	80	0,6	0,885	0,528	0,368	23,5	8,4	20,9
1.5.13	5,2	63	0,6	0,878	0,545	0,381	61,7	23,8	12,6
1.5.14	4,7	71	0,5	0,871	0,538	0,353	56,9	21,7	18,3
1.5.15	5,7	60	0,6	0,884	0,505	0,350	54,7	17,8	10,5
1.5.16	4,3	56	0,5	0,881	0,518	0,384	50,5	17,4	15,7
1.5.17	5,3	80	0,6	0,893	0,537	0,374	31,9	11,5	20,9
1.5.18	4,2	42	0,5	0,891	0,528	0,392	27,8	9,8	12,6
1.5.19	3,8	48	0,4	0,873	0,505	0,350	22,9	7,6	18,3
1.5.20	5,9	63	0,6	0,890	0,536	0,338	63,3	23,0	10,5

Задача 1.6.

Определить M_{xi} изгибающий момент в характерных сечениях вала аппарата с перемешивающим устройством (рис.1.4) (z_2 – точка приведения «В»; z_3 – размещение верхней мешалки; z_4 – размещение нижней мешалки, м). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.6.

Пояснения: L – длина вала, м; $m_1 = m_2 = m$ – масса мешалок, кг; $m_{в.лр}$ – приведенная масса вала, кг; ω – угловая скорость вала, рад/с; A_{z2} , A_{z3} , A_{z4} – динамическое смещение оси вала в характерных сечениях, мм.

Таблица 6.6. – Исходные данные для решения задачи 1.6.

№	L	m	$m_{в.лр}$	z_3	z_4	ω	A_{z2}	A_{z3}	A_{z4}
1.6.1	6	70	134,4	3,9	5	16	0,34	0,57	0,49
1.6.2	5,8	65	179,8	3,8	4,8	21	0,31	0,51	0,45
1.6.3	5,5	40	61,4	3,6	4,6	13	0,34	0,60	0,51
1.6.4	5	35	69,6	3,3	4,2	18	0,32	0,53	0,45

1.6.5	4,6	30	22,8	3	3,8	10	0,46	0,73	0,61
1.6.6	4,2	80	46,9	2,7	3,5	16	0,35	0,58	0,49
1.6.7	4	75	49,2	2,6	3,3	21	0,43	0,62	0,51
1.6.8	3,7	70	23,2	2,4	3,1	13	0,43	0,68	0,55
1.6.9	3,5	65	27,1	2,3	2,9	18	0,45	0,64	0,53
1.6.10	6	40	67,0	3,9	5	10	0,33	0,62	0,54
1.6.11	5,6	35	87,5	3,6	4,7	16	0,30	0,54	0,46
1.6.12	5,4	30	107,2	3,5	4,5	21	0,30	0,50	0,43
1.6.13	5,2	80	64,0	3,4	4,3	13	0,41	0,66	0,56
1.6.14	4,7	75	73,5	3,1	3,9	18	0,36	0,56	0,48
1.6.15	5,7	70	63,6	3,7	4,8	10	0,42	0,69	0,57
1.6.16	4,3	65	41,8	2,8	3,6	16	0,42	0,64	0,53
1.6.17	5,3	40	105,2	3,4	4,4	21	0,33	0,53	0,45
1.6.18	4,2	35	23,0	2,7	3,5	13	0,45	0,70	0,56
1.6.19	3,8	30	13,6	2,5	3,2	18	0,37	0,57	0,46
1.6.20	5,9	80	72,6	3,8	4,9	10	0,46	0,73	0,61

Задача 1.7.

Определить $\sigma_{\text{экв. zi}}$ эквивалентные напряжения в сечениях вала (рис.1.4), опасных по прочности. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.7. Пояснения: d – диаметр вала, мм; $N_1 = N_2 = N$ – мощность потребляемая мешалкой, кВт; ω – угловая скорость вала, рад/с; $M_{\text{н.z2}}$, $M_{\text{н.z3}}$ – изгибающий момент в сечениях вала, опасных по прочности, Н·м (z_2 – сечение с максимальным крутящим моментом, z_3 – сечение имеет концентратор напряжений в виде шпоночной канавки для установки мешалки).

Таблица 6.7. – Исходные данные для решения задачи 1.7.

№	d	N	ω	$M_{\text{н.z2}}$	$M_{\text{н.z3}}$	№	d	N	ω	$M_{\text{н.z2}}$	$M_{\text{н.z3}}$
1.7.1	85	2,5	16	31,5	30,9	1.7.11	71	1,8	16	15,5	14,7
1.7.2	100	3	21	55,8	51,4	1.7.12	80	2	21	28,1	25,0
1.7.3	60	2,75	13	9,6	9,8	1.7.13	63	2,5	13	16,0	17,6
1.7.4	67	1,5	18	16,7	16,1	1.7.14	71	3	18	26,5	28,3
1.7.5	40	1,8	10	4,1	4,5	1.7.15	60	2,75	10	11,5	12,4
1.7.6	60	2	16	16,3	18,6	1.7.16	56	1,5	16	15,4	17,2
1.7.7	63	2,5	21	29,4	32,6	1.7.17	80	1,8	21	32,2	30,0
1.7.8	45	3	13	8,2	9,8	1.7.18	42	2	13	5,7	6,3
1.7.9	50	2,75	18	15,4	18,0	1.7.19	48	2,5	18	6,7	7,8
1.7.10	60	1,5	10	7,6	7,7	1.7.20	63	3	10	14,8	15,9

Задача 1.8.

Определить $[\sigma]_{z,i}$ допускаемое напряжение материала вала (рис.1.4) в сечениях опасных по прочности (z_2 – сечение без концентраторов напряжений с максимальным крутящим моментом, z_3 – сечение имеет концентратор напряжений в виде шпоночной канавки). Материал вала – сталь 12X18H10T. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.8. Пояснения: d – диаметр вала, мм. Недостающие данные принять самостоятельно

Таблица 6.8. – Исходные данные для решения задачи 1.8.

№	d	№	d	№	d	№	d	№	d
1.8.1	85	1.8.5	40	1.8.9	50	1.8.9	50	1.8.17	80
1.8.2	100	1.8.6	60	1.8.10	60	1.8.10	60	1.8.18	42
1.8.3	60	1.8.7	63	1.8.11	71	1.8.11	71	1.8.19	48
1.8.4	67	1.8.8	45	1.8.12	80	1.8.12	80	1.8.20	63

Задача 2.1.

Определить $s_{ц,р}$ расчётную толщину стенки цилиндрического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.9. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; n – частота вращения барабана, об/мин; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.9. – Исходные данные для решения задачи 2.1.

№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c
2.1.1	0,7	1000	1200	2.1.8	0,7	800	1200	2.1.15	0,7	800	1100
2.1.2	0,6	1000	1200	2.1.9	0,6	1000	1200	2.1.16	0,6	800	1100
2.1.3	0,65	950	1200	2.1.10	0,65	1000	1200	2.1.17	0,65	1000	1100
2.1.4	0,75	950	1200	2.1.11	0,75	950	1100	2.1.18	0,75	1000	1100
2.1.5	0,7	900	1200	2.1.12	0,7	950	1100	2.1.19	0,7	950	1100
2.1.6	0,65	900	1200	2.1.13	0,65	900	1100	2.1.20	0,65	950	1100
2.1.7	0,75	800	1200	2.1.14	0,75	900	1100				

Задача 2.2.

Определить $s_{ц,р}$ расчётную толщину стенки цилиндрического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Отверстия размещены по вершинам квадратов (рис. 2.2 а), коэффициент перфорации $k_{п} = 0,2$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.10. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; n – частота вращения

барабана, об/мин; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.10. – Исходные данные для решения задачи 2.2.

№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c
2.2.1	0,7	1000	1200	2.2.8	0,7	800	1200	2.2.15	0,7	800	1100
2.2.2	0,6	1000	1200	2.2.9	0,6	1000	1200	2.2.16	0,6	800	1100
2.2.3	0,65	950	1200	2.2.10	0,65	1000	1200	2.2.17	0,65	1000	1100
2.2.4	0,75	950	1200	2.2.11	0,75	950	1100	2.2.18	0,75	1000	1100
2.2.5	0,7	900	1200	2.2.12	0,7	950	1100	2.2.19	0,7	950	1100
2.2.6	0,65	900	1200	2.2.13	0,65	900	1100	2.2.20	0,65	950	1100
2.2.7	0,75	800	1200	2.2.14	0,75	900	1100				

Задача 2.3.

Определить $s_{к.р}$ расчётную толщину стенки конического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$. Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.11. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; n – частота вращения барабана, об/мин; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.11. – Исходные данные для решения задачи 2.3.

№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c
2.3.1	0,7	1000	1200	2.3.8	0,7	800	1200	2.3.15	0,7	800	1100
2.3.2	0,6	1000	1200	2.3.9	0,6	1000	1200	2.3.16	0,6	800	1100
2.3.3	0,65	950	1200	2.3.10	0,65	1000	1200	2.3.17	0,65	1000	1100
2.3.4	0,75	950	1200	2.3.11	0,75	950	1100	2.3.18	0,75	1000	1100
2.3.5	0,7	900	1200	2.3.12	0,7	950	1100	2.3.19	0,7	950	1100
2.3.6	0,65	900	1200	2.3.13	0,65	900	1100	2.3.20	0,65	950	1100
2.3.7	0,75	800	1200	2.3.14	0,75	900	1100				

Задача 2.4.

Определить $s_{к.п.р}$ расчётную толщину стенки конического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$. Материал барабана – сталь 12Х18Н10Т. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Отверстия размещены по вершинам равносторонних треугольников (рис. 2.2 б), коэффициент перфорации $k_{п} = 0,2$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.12. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; n – частота вращения барабана, об/мин; ρ_c –

плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.12. – Исходные данные для решения задачи 2.4.

№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c
2.4.1	0,7	1000	1200	2.4.8	0,7	800	1200	2.4.15	0,7	800	1100
2.4.2	0,6	1000	1200	2.4.9	0,6	1000	1200	2.4.16	0,6	800	1100
2.4.3	0,65	950	1200	2.4.10	0,65	1000	1200	2.4.17	0,65	1000	1100
2.4.4	0,75	950	1200	2.4.11	0,75	950	1100	2.4.18	0,75	1000	1100
2.4.5	0,7	900	1200	2.4.12	0,7	950	1100	2.4.19	0,7	950	1100
2.4.6	0,65	900	1200	2.4.13	0,65	900	1100	2.4.20	0,65	950	1100
2.4.7	0,75	800	1200	2.4.14	0,75	900	1100				

Задача 2.5.

Определить $[n_c]$ допустимую частоту вращения цилиндрического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.13. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; s – исполнительная толщина стенки барабана, мм; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.13. – Исходные данные для решения задачи 2.5.

№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c
2.5.1	0,7	10	1200	2.5.8	0,7	5	1200	2.5.15	0,7	5	1100
2.5.2	0,6	6	1200	2.5.9	0,6	5	1200	2.5.16	0,6	3	1100
2.5.3	0,65	6	1200	2.5.10	0,65	7	1200	2.5.17	0,65	7	1100
2.5.4	0,75	11	1200	2.5.11	0,75	10	1100	2.5.18	0,75	12	1100
2.5.5	0,7	7	1200	2.5.12	0,7	8	1100	2.5.19	0,7	8	1100
2.5.6	0,65	6	1200	2.5.13	0,65	5	1100	2.5.20	0,65	6	1100
2.5.7	0,75	7	1200	2.5.14	0,75	9	1100				

Задача 2.6.

Определить $[n_k]$ допустимую частоту вращения конического сплошного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$. Материал барабана – сталь 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.14. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; s – исполнительная толщина стенки барабана, мм; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.14. – Исходные данные для решения задачи 2.6.

№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c
2.6.1	0,7	9	1200	2.6.8	0,7	5	1200	2.6.15	0,7	6	1100
2.6.2	0,6	5	1200	2.6.9	0,6	5	1200	2.6.16	0,6	3	1100
2.6.3	0,65	6	1200	2.6.10	0,65	7	1200	2.6.17	0,65	6	1100
2.6.4	0,75	10	1200	2.6.11	0,75	9	1100	2.6.18	0,75	10	1100
2.6.5	0,7	7	1200	2.6.12	0,7	7	1100	2.6.19	0,7	7	1100
2.6.6	0,65	5	1200	2.6.13	0,65	5	1100	2.6.20	0,65	5	1100
2.6.7	0,75	6	1200	2.6.14	0,75	8	1100				

Задача 2.7.

Определить $[\mathbf{n}_{\text{ц.п}}]$ допустимую частоту вращения цилиндрического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Отверстия размещены по вершинам квадратов (рис. 2.2 а), коэффициент перфорации $k_{\text{п}} = 0,2$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.15. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; s – исполнительная толщина стенки барабана, мм; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.15. – Исходные данные для решения задачи 2.7.

№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c
2.7.1	0,7	10	1200	2.7.8	0,7	5	1200	2.7.15	0,7	5	1100
2.7.2	0,6	6	1200	2.7.9	0,6	5	1200	2.7.16	0,6	3	1100
2.7.3	0,65	6	1200	2.7.10	0,65	7	1200	2.7.17	0,65	7	1100
2.7.4	0,75	11	1200	2.7.11	0,75	10	1100	2.7.18	0,75	12	1100
2.7.5	0,7	7	1200	2.5.12	0,7	8	1100	2.7.19	0,7	8	1100
2.7.6	0,65	6	1200	2.7.13	0,65	5	1100	2.7.20	0,65	6	1100
2.7.7	0,75	7	1200	2.7.14	0,75	9	1100				

Задача 2.8.

Определить $[\mathbf{n}_{\text{к.п}}]$ допустимую частоту вращения конического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Отверстия размещены по вершинам равносторонних треугольников (рис. 2.2 б), коэффициент перфорации $k_{\text{п}} = 0,2$; Электросварка автоматическая. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.16. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; s – исполнительная толщина стенки барабана, мм; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 . Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.16. – Исходные данные для решения задачи 2.8.

№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c
2.8.1	0,7	9	1200	2.8.8	0,7	5	1200	2.8.15	0,7	6	1100
2.8.2	0,6	5	1200	2.8.9	0,6	5	1200	2.8.16	0,6	3	1100
2.8.3	0,65	6	1200	2.8.10	0,65	7	1200	2.8.17	0,65	6	1100
2.8.4	0,75	10	1200	2.8.11	0,75	9	1100	2.8.18	0,75	10	1100
2.8.5	0,7	7	1200	2.8.12	0,7	7	1100	2.8.19	0,7	7	1100
2.8.6	0,65	5	1200	2.8.13	0,65	5	1100	2.8.20	0,65	5	1100
2.8.7	0,75	6	1200	2.8.14	0,75	8	1100				

Задача 3.1.

Определить $\sigma_{н-бар}$ расчётные напряжения изгиба барабана вращающегося аппарата (рис. 3.1). Венцовая шестерня расположена симметрично относительно опор барабана. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.17. Пояснения: D_6 – диаметр барабана, м; s_6 – толщина стенки барабана; мм; L_6 – длина барабана, м; L – расстояние между опорами, м (рис. 3.2); N – мощность привода барабана, кВт; n_6 – частота вращения барабана, об/с. При решении задачи использовать расчётные значения масс (кг): масса барабана $m_6 = 4,3 \cdot \pi \cdot D_6 \cdot s_6 \cdot L_6 \cdot \rho$ ($\rho = 7850$ кг/м³ – плотность материала барабана); масса материала в барабане $m_m = 0,15 \cdot m_6$; масса венцовой шестерни $m_b = 0,06 \cdot m_6$.

Таблица 6.17. – Исходные данные для решения задачи 3.1.

№	D_6	s_6	L_6	L	N	n_6
3.1.1	1	12	0,007	7	10	0,068
3.1.2	1,2	12	0,008	7	10	0,068
3.1.3	1,2	16	0,008	9,3	10	0,068
3.1.4	1,6	14	0,011	8,2	25	0,053
3.1.5	1,6	16	0,011	9,3	25	0,053
3.1.6	2,2	16	0,015	9,3	37	0,042
3.1.7	2,2	20	0,015	11,7	37	0,042
3.1.8	1,6	14	0,011	8,2	25	0,072
3.1.9	1,6	16	0,011	9,3	25	0,107
3.1.10	2,2	16	0,015	9,3	37	0,057
3.1.11	1	12	0,008	7	10	0,135
3.1.12	1,2	12	0,010	7	10	0,135
3.1.13	1,2	16	0,010	9,3	10	0,135
3.1.14	1,6	14	0,013	8,2	25	0,072
3.1.15	1,6	16	0,013	9,3	25	0,107
3.1.16	2,2	16	0,020	9,3	37	0,057
3.1.17	2,2	20	0,020	11,7	37	0,042
3.1.18	1,6	14	0,013	8,2	25	0,072
3.1.19	1,6	16	0,013	9,3	25	0,107

№	D_6	s_6	L_6	L	N	n_6
3.1.20	2,2	16	0,018	9,3	37	0,084

Задача 3.2.

Определить f расчётный прогиб стального барабана вращающегося аппарата в сечении, опасном по прочности (рис. 3.1, 3.2). Венцовая шестерня расположена симметрично относительно опор барабана. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.18. Пояснения: D_6 – диаметр барабана, м; s_6 – толщина стенки барабана; мм; L_6 – длина барабана, м; L – расстояние между опорами, м (рис. 3.2). При решении задачи использовать расчётные значения масс (кг): масса барабана $m_6 = 4,3 \cdot \pi \cdot D_6 \cdot s_6 \cdot L_6 \cdot \rho$ ($\rho = 7850$ кг/м³ – плотность материала барабана); масса материала в барабане $m_m = 0,15 \cdot m_6$; масса венцовой шестерни $m_b = 0,06 \cdot m_6$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.18. – Исходные данные для решения задачи 3.2.

№	D_6	s_6	L_6	L	№	D_6	s_6	L_6	L
3.2.1	1	7	12	7	3.2.11	1	8	12	7
3.2.2	1,2	8	12	7	3.2.12	1,2	10	12	7
3.2.3	1,2	8	16	9,3	3.2.13	1,2	10	16	9,3
3.2.4	1,6	11	14	8,2	3.2.14	1,6	13	14	8,2
3.2.5	1,6	11	16	9,3	3.2.15	1,6	13	16	9,3
3.2.6	2,2	15	16	9,3	3.2.16	2,2	20	16	9,3
3.2.7	2,2	15	20	11,7	3.2.17	2,2	20	20	11,7
3.2.8	1,6	11	14	8,2	3.2.18	1,6	13	14	8,2
3.2.9	1,6	11	16	9,3	3.2.19	1,6	13	16	9,3
3.2.10	2,2	15	16	9,3	3.2.20	2,2	18	16	9,3

Задача 3.3.

Определить $\sigma_{н-бан}$ расчётные напряжения изгиба бандажа вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.3). Число башмаков для крепления бандажа на барабане $z_6 = 12$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.19. Пояснения: D_6 – диаметр барабана, м; Q – нагрузка на опору, кН. При решении задачи использовать расчётные значения размеров сечения бандажа (м): $h_6 = 0,0864 \cdot D_6$; $b_6 = 0,072 \cdot D_6$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.19. – Исходные данные для решения задачи 3.3.

№	D_6	Q	№	D_6	Q	№	D_6	Q	№	D_6	Q
3.3.1	1	100	3.3.6	2,2	400	3.3.11	1	150	3.3.16	2,2	370
3.3.2	1,2	160	3.3.7	2,2	380	3.3.12	1,2	140	3.3.17	2,2	360
3.3.3	1,2	150	3.3.8	1,6	240	3.3.13	1,2	130	3.3.18	1,6	225

№	D _б	Q	№	D _б	Q	№	D _б	Q	№	D _б	Q
3.3.4	1,6	250	3.3.9	1,6	230	3.3.14	1,6	270	3.3.19	1,6	235
3.3.5	1,6	220	3.3.10	2,2	350	3.3.15	1,6	350	3.3.20	2,2	340

Задача 3.4.

Определить $\sigma_{с.оп}$ расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и стального опорного ролика вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.3). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.20. Пояснения: D_б – диаметр барабана, м; Q – нагрузка на опору, кН. При решении задачи использовать расчётные значения размеров бандажа и опорных роликов (м): диаметр бандажа $d_b = 1,244 \cdot D_b$; диаметр опорных роликов $d_{оп} = (0,25 \div 0,33) \cdot d_b$; ширина бандажа $b_b = 0,072 \cdot D_b$. Недостающие данные принять самостоятельно

Таблица 6.20. – Исходные данные для решения задачи 3.4.

№	D _б	Q	№	D _б	Q	№	D _б	Q	№	D _б	Q
3.4.1	1	100	3.4.6	2,2	400	3.4.11	1	150	3.4.16	2,2	370
3.4.2	1,2	160	3.4.7	2,2	380	3.4.12	1,2	140	3.4.17	2,2	360
3.4.3	1,2	150	3.4.8	1,6	240	3.4.13	1,2	130	3.4.18	1,6	225
3.4.4	1,6	250	3.4.9	1,6	230	3.4.14	1,6	270	3.4.19	1,6	235
3.4.5	1,6	220	3.4.10	2,2	350	3.4.15	1,6	350	3.4.20	2,2	340

Задача 3.5.

Определить $\sigma_{с.упр}$ расчётное напряжение смятия на линии контакта бандажа и стального упорного ролика вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.4). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.21. Пояснения: D_б – диаметр барабана, м; G_Σ – суммарная сила тяжести аппарата, кН. При решении задачи использовать расчётные значения размеров бандажа и упорных роликов (м): диаметр бандажа $d_b = 1,244 \cdot D_b$; ширина бандажа $b_b = 0,072 \cdot D_b$; ширина упорных роликов $b_{упр} = b_b + 0,03$. Недостающие данные принять самостоятельно

Таблица 6.21. – Исходные данные для решения задачи 3.5.

№	D _б	G _Σ	№	D _б	G _Σ	№	D _б	G _Σ	№	D _б	G _Σ
3.5.1	1	106	3.5.6	2,2	682	3.5.11	1	121	3.5.16	2,2	876
3.5.2	1,2	152	3.5.7	2,2	852	3.5.12	1,2	174	3.5.17	2,2	1096
3.5.3	1,2	203	3.5.8	1,6	315	3.5.13	1,2	232	3.5.18	1,6	361
3.5.4	1,6	315	3.5.9	1,6	361	3.5.14	1,6	361	3.5.19	1,6	412
3.5.5	1,6	361	3.5.10	2,2	585	3.5.15	1,6	412	3.5.20	2,2	779

Задача 4.1.

Определить n_T частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2) при появлении пластической деформации на поверхности отверстия. Материал диска – сталь 12X18H10T, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.22. Пояснения: D_1 – диаметр отверстия, м; D_2 – наружный диаметр диска, м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.22. – Исходные данные для решения задачи 4.1.

№	D_1	D_2	№	D_1	D_2	№	D_1	D_2	№	D_1	D_2
4.1.1	0,4	1	4.1.6	0,34	1,08	4.1.11	0,48	1	4.1.16	0,36	1,08
4.1.2	0,5	1,2	4.1.7	0,36	1,2	4.1.12	0,56	1,2	4.1.17	0,24	1,2
4.1.3	0,54	1,26	4.1.8	0,42	1,26	4.1.13	0,32	1,26	4.1.18	0,28	1,26
4.1.4	0,3	1	4.1.9	0,38	1,44	4.1.14	0,24	1	4.1.19	0,46	1,44
4.1.5	0,4	1,4	4.1.10	0,44	1,16	4.1.15	0,38	1,4	4.1.20	0,28	1,16

Задача 4.2.

Определить n_T предельную частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2). Материал диска – сталь 12X18H10T, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.23. Пояснения: D_1 – диаметр отверстия, м; D_2 – наружный диаметр диска, м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 6.23. – Исходные данные для решения задачи 4.2.

№	D_1	D_2	№	D_1	D_2	№	D_1	D_2	№	D_1	D_2
4.2.1	0,4	1	4.2.6	0,34	1,08	4.2.11	0,48	1	4.2.16	0,36	1,08
4.2.2	0,5	1,2	4.2.7	0,36	1,2	4.2.12	0,56	1,2	4.2.17	0,24	1,2
4.2.3	0,54	1,26	4.2.8	0,42	1,26	4.2.13	0,32	1,26	4.2.18	0,28	1,26
4.2.4	0,3	1	4.2.9	0,38	1,44	4.2.14	0,24	1	4.2.19	0,46	1,44
4.2.5	0,4	1,4	4.2.10	0,44	1,16	4.2.15	0,38	1,4	4.2.20	0,28	1,16

Задача 5.1.

Для сальникового уплотнительного устройства штока определить некоторые конструктивные размеры (s_n , D , h_0 , h_r , δ) (см. рис. 5.4). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.24. Пояснения: d – диаметр штока, мм.

Таблица 6.24 – Исходные данные для решения задачи 5.1.

№	d	№	d	№	d	№	d
5.1.1.	20	5.1.6.	32	5.1.11.	42	5.1.16.	47
5.1.2.	22	5.1.7.	34	5.1.12.	43	5.1.17.	48
5.1.3.	24	5.1.8.	36	5.1.13.	44	5.1.18.	49

№	d	№	d	№	d	№	d
5.1.4.	26	5.1.9.	38	5.1.14.	45	5.1.19.	50
5.1.5.	28	5.1.10.	40	5.1.15.	46	5.1.20.	51

Задача 5.2.

Для сальникового уплотнительного устройства штока определить диаметр резьбы d_6 и количество n_6 стяжных болтов, и некоторые конструктивные размеры (h_n , h_b) нажимной втулки (см. рис. 5.4). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.25. Пояснения: d – диаметр штока, мм; D – внутренний диаметр сальниковой камеры, мм; h_0 – первоначальная высота набивки, мм; p – давление технологической среды, МПа. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Таблица 6.25 – Исходные данные для решения задачи 5.2.

№	d	D	p	№	d	D	p
5.2.1.	20	36	0,9	5.2.11.	42	62	0,9
5.2.2.	22	38	0,8	5.2.12.	43	69	0,8
5.2.3.	24	40	0,7	5.2.13.	44	70	0,7
5.2.4.	26	46	0,6	5.2.14.	45	71	0,6
5.2.5.	28	48	1	5.2.15.	46	72	1
5.2.6.	32	52	0,9	5.2.16.	47	73	0,9
5.2.7.	34	54	0,8	5.2.17.	48	74	0,8
5.2.8.	36	56	0,7	5.2.18.	49	75	0,7
5.2.9.	38	58	0,6	5.2.19.	50	76	0,6
5.2.10.	40	60	1	5.2.20.	51	77	1

Задачи 5.3.

Для сальникового уплотнительного устройства штока определить усилие F_3 затяжки болтов. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.26. Пояснения: d – диаметр штока, м; D – внутренний диаметр сальниковой камеры, м; h_0 – первоначальная высота набивки, мм; s – толщина сальниковой набивки, мм; p – давление технологической среды, МПа. Дополнительные данные: набивка – асбестовый шнур АШ пропитанная; коэффициент бокового давления $k = 1$; коэффициент усадки набивки $K_y = 0,9$; коэффициент статического трения набивки о поверхности штока и сальниковой камеры, имеющие 8-ой класс шероховатости $f = 0,09$.

Таблица 6.26 – Исходные данные для решения задачи 5.3.

№	d	D	h_0	s	p	№	d	D	h_0	s	p
5.3.1.	20	36	50	8	0,9	5.3.11.	42	62	60	10	0,9
5.3.2.	22	38	50	8	0,8	5.3.12.	43	69	80	13	0,8

№	d	D	h ₀	s	p	№	d	D	h ₀	s	p
5.3.3.	24	40	50	8	0,7	5.3.13.	44	70	80	13	0,7
5.3.4.	26	46	60	10	0,6	5.3.14.	45	71	80	13	0,6
5.3.5.	28	48	60	10	1	5.3.15.	46	72	80	13	1
5.3.6.	32	52	60	10	0,9	5.3.16.	47	73	80	13	0,9
5.3.7.	34	54	60	10	0,8	5.3.17.	48	74	80	13	0,8
5.3.8.	36	56	60	10	0,7	5.3.18.	49	75	80	13	0,7
5.3.9.	38	58	60	10	0,6	5.3.19.	50	76	80	13	0,6
5.3.10.	40	60	60	10	1	5.3.20.	51	77	80	13	1

Задача 5.4.

Для плунжерного насоса (рис. 5.5) определить затраты мощности на преодоление сил трения в сальниковом уплотнении плунжера. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 6.27. Пояснения: d – диаметр плунжера, м; s_н – толщина сальниковой набивки, м; h – высота набивки в рабочем состоянии, м; p – давление технологической среды, МПа; v – средняя скорость движения плунжера, м/с. Дополнительные данные: набивка – пластичная ПН; коэффициент бокового давления k = 1; коэффициент статического трения набивки о поверхности штока и сальниковой камеры, имеющие 8-ой класс шероховатости f = 0,02; коэффициент кинетического трения для набивки ПН f_{кин} = 0,025.

Таблица 6.27 – Исходные данные для решения задачи 5.4.

№	d	s _н	h	p	v	№	d	s _н	h	p	v
5.4.1.	0,02	0,008	0,045	0,9	0,16	5.4.11.	0,042	0,01	0,054	0,9	0,2
5.4.2.	0,022	0,008	0,045	0,8	0,17	5.4.12.	0,043	0,013	0,072	0,8	0,15
5.4.3.	0,024	0,008	0,045	0,7	0,18	5.4.13.	0,044	0,013	0,072	0,7	0,16
5.4.4.	0,026	0,01	0,054	0,6	0,19	5.4.14.	0,045	0,013	0,072	0,6	0,17
5.4.5.	0,028	0,01	0,054	1	0,2	5.4.15.	0,046	0,013	0,072	1	0,18
5.4.6.	0,032	0,01	0,054	0,9	0,15	5.4.16.	0,047	0,013	0,072	0,9	0,19
5.4.7.	0,034	0,01	0,054	0,8	0,16	5.4.17.	0,048	0,013	0,072	0,8	0,2
5.4.8.	0,036	0,01	0,054	0,7	0,17	5.4.18.	0,049	0,013	0,072	0,7	0,15
5.4.9.	0,038	0,01	0,054	0,6	0,18	5.4.19.	0,05	0,013	0,072	0,6	0,16
5.4.10.	0,04	0,01	0,054	1	0,19	5.4.20.	0,051	0,013	0,072	1	0,17

Краткий терминологический словарь

Арматура трубопроводная – устройство, устанавливаемое на трубопроводах, агрегатах, сосудах и предназначенное для управления (отключения, распределения, регулирования, сброса, смешивания, фазоразделения) потоками рабочих сред (жидкой, газообразной, газожидкостной, порошкообразной, суспензии и т.д.).

Асбест или горный лён – собирательное название ряда тонковолокнистых минералов из класса силикатов, образующих в природе агрегаты, состоящие из тончайших гибких волокон. К асбестотехническим изделиям, наряду с резинотехническими изделиями, широко применяемым в различных отраслях промышленности, относятся различные ткани, листы, шнуры, лента тормозная и тормозная вальцованная, паронит и набивки различного назначения.

Бандаж – металлическое кольцо или пояс; насаживается на деталь машины или элемент аппарата для увеличения их прочности или уменьшения износа.

Б. тихоходного барабана имеет прямоугольное сечение и служит парой качения для опорных и упорных роликов.

Башмак технологический – опора для установки и выверки машин, аппаратов. В тихоходных барабанных аппаратах **Б.** служат для установки бандажей на барабане.

Болт – крепёжное изделие в виде стержня с наружной резьбой, как правило, с шестигранной головкой под гаечный ключ, образующее соединение при помощи гайки или иного резьбового отверстия. По форме различают: откидные **Б.**, анкерные, рым-болты и др.

Вал – деталь машины, предназначенная для передачи вращающего момента и поддержания вращающихся с ним других деталей. В зависимости от места установки опор **В.** подразделяют на *однопролётные* (установленные детали размещены между опорами **В.**) и *консольные* (установленные детали размещены на консоли **В.**).

Виброустойчивость – режим работы вала, при котором его вибрации (механические колебания) ограничены регулированием угловой скорости. Различают **В.** вала при *докритическом* и *закритическом* режимах работы.

Втулка – деталь технического устройства цилиндрической или конической формы (с осевой симметрией), имеющая осевое отверстие, в которое входит сопрягаемая деталь. В зависимости от назначения различают **В.** подшипниковые, закрепительные, переходные, нажимные и др.

Вулканизация – технологический процесс взаимодействия каучуков с вулканизирующим реагентом, при котором происходит сшивание молекул каучука в единую пространственную сетку. При этом повышаются прочностные характеристики каучука, его твёрдость и эластичность,

снижаются пластические свойства, степень набухания и растворимость в органических растворителях.

Грундбукса – *втупка* с заплечиком, вставляемая в корпус сальникового уплотнительного устройства и служащая для предохранения корпуса от износа (при движении штока, проходящего через сальниковую камеру), а также для уплотнения сальниковой набивки, закладываемой между Г. и нажимной втулкой или крышкой сальникового уплотнительного устройства.

Деформация – изменение формы или размеров тела (либо части тела) под действием внешних сил. *Пластическая Д.* – *остаточная Д.* без макроскопических нарушений сплошности материала, образовавшаяся в результате воздействия силовых факторов.

Диск – тело вращения, имеющее размер в радиальном направлении больше, чем в осевом.

Жёсткость – способность тела или конструкции сопротивляться образованию деформации.

Компрессор – устройство для сжатия и подачи газов под давлением. По принципу действия механические К. разделяют на объёмные (поршневые, мембранные и роторные (винтовые, ротационно-пластинчатые, спиральные и др.) и лопастные или турбокомпрессоры (осерадиальные, осевые (аксиальные), вихревые).

Коэффициент прочности сварного шва ϕ – коэффициент, на который при расчете на прочность сварных элементов сосудов умножают допускаемые напряжения. **К.п.с.ш.** введён для обеспечения равнопрочности основного и наплавленного металла. Значения **К.п.с.ш.** принимаются по ГОСТ Р 52857.1 в зависимости от конструкции сварного соединения и способа сварки.

Манжета – основная деталь контактного уплотнительного устройства манжетного типа. **М.** представляет собой деталь кольцевой формы из эластичного материала (преимущественно резина), препятствующая вытеканию технологической жидкости или газа из области высокого давления в область низкого давления, а также проникновению пыли и грязи через уплотняемый зазор.

Масса приведённая – условная характеристика распределения масс в системе движущихся тел, вводимая в механике для упрощения уравнений движения системы.

Муфта – устройство для соединения валов и передачи вращающего момента. На каждый из соединяемых валов устанавливаются *полумуфты*, которые соединяются друг с другом болтами или иным способом.

Набивка сальниковая – материал, используемый для заполнения сальниковой камеры уплотнительного устройства, установленного в месте образования подвижного соединения между элементами технического устройства. При уплотнении **Н.с.** герметизирует зазор между соединяемыми подвижными элементами технического устройства.

Напряжение допускаемое $[\sigma]$ – значение свойств конструкционного материала, используемое в расчётах на прочность. Величина **Н.д.** получается делением критических напряжений (предел текучести, предел прочности, предел длительной прочности и др.) на коэффициент запаса прочности см. ГОСТ Р 52857.1.

Напряжение эквивалентное $\sigma_{\text{экв}}$ – расчётная величина, используемая в расчётах на прочность элементов оборудования, находящихся в условиях сложного нагружения (изгиб + кручение). Расчётные формулы для определения **Н.э.** приводятся в учебной литературе.

Насос – гидравлическая машина, предназначенная для напорного перемещения (всасывания и нагнетания), в основном, различных жидкостей путём сообщения ей внешней потенциальной или кинетической энергии. **Н.** обычно не называют устройства, предназначенные для безнапорного перемещения жидкости, такие устройства относят к водоподъёмным машинам и агрегатам. По принципу действия различают **Н.:** объёмные (поршневые, роторные), лопастные (осевые, центробежные), струйные.

Обечайка – цилиндрическая или коническая оболочка замкнутого профиля, открытая с торцов.

Опора вала – устройство для поддержания вращающегося вала и передачи действующих на вал нагрузок корпусу машины или аппарата. **О.в.**, реализующие трения качения, содержат *подшипники качения*; **О.в.**, реализующие трения скольжения, содержат подшипники скольжения.

Пара кинематическая – подвижное соединение двух звеньев. Высшая **П.к.** образуется при контакте звеньев по линии или в точке. Низшая **П.к.** – контакт звеньев по плоскости. **П. к.** имеет силовое или геометрическое замыкание.

Пенька – волокно, получаемое из стеблей технической конопли. **П.** используется в производстве ткани, в основном грубой мешковиной, а также тросов и верёвок, сальников (набивка) и одежды.

Плунжер – поршень (вытеснитель) цилиндрической формы, длина которого намного больше диаметра. **П.** является деталью плунжерного насоса.

Подшипник качения – устройство, служащее опорой для валов и осей. **П.к.** являются стандартной сборочной единицей, выпускаются на специализированных подшипниковых заводах.

Поршень – основная деталь насосов, компрессоров и поршневых двигателей внутреннего сгорания, служащая для преобразования энергии сжатого газа в энергию поступательного движения (в компрессорах — наоборот). Конструктивно **П.** представляет собой деталь цилиндрической формы, совершающая возвратно-поступательное движение. В поршневом механизме, в отличие от плунжерного, уплотнение располагается на боковой поверхности **П.**, обычно в виде одного или нескольких поршневых колец.

Прочность – свойство материалов в определённых условиях и пределах, не разрушаясь, воспринимать нагрузки.

Пружина – упругий элемент технического устройства, накапливающий и отдающий, или поглощающий механическую энергию. По виду воспринимаемой нагрузки различают **П.**: сжатия, растяжения, кручения, изгиба. По конструкции **П.** бывают: витые цилиндрические и конические, плоские, спиральные, пластинчатые, тарельчатые, торсионные и др.

Ротор – вращающаяся часть роторной машины.

Самоцентрирование вала – явление, наблюдаемое при работе вала в закритической области и состоящее в уменьшении динамического прогиба вала. **С.в.** наблюдается только для гибких валов.

Сепаратор – аппарат для сепарации (сепарация – отделения жидких или твёрдых частиц от газа, твёрдых – от жидкости; разделение на составные части твёрдых или жидких смесей).

Сильфон – упругая однослойная или многослойная гофрированная оболочка из конструкционных материалов (чаще всего из коррозионноустойчивой стали), сохраняющая прочность и плотность при многоцикловых деформациях сжатия, растяжения, изгиба и их комбинаций под действием внутреннего или внешнего давления, температуры и механических нагрузжений. **С.** широко применяются в трубопроводной арматуре в качестве герметизирующего, чувствительного и силового элемента.

Спирты – химические соединения, молекулы которых содержат гидроксильные группы OH , соединённые с углеводородным радикалом: метанол CH_3OH , этанол $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$, пропанол $\text{C}_3\text{H}_7\text{OH}$ и др. **С.** являются промышленно важными продуктами, они находят как в промышленности, так и в повседневной жизни.

Суспензия, взвесь – дисперсная система, состоящая из взвешенных в жидкости твёрдых частиц.

Сушилка – аппарат для удаления влаги из материала (*сушка*). По способу подвода теплоты **С.** делятся на конвективные, контактные, радиационные, индукционные и др.

Точка приведения – точка, в которой сосредоточена *приведённая масса* вала. При расчёте вала на виброустойчивость **Т.п.** находится в центре масс вала.

Трещинообразование – нарушение сплошности материала, вызванное возникновением напряжений выше предела текучести.

Турбина – лопаточная машина, в которой происходит преобразование кинетической энергии и/или внутренней энергии рабочего тела (пара, газа, воды) в механическую работу на валу. Струя рабочего тела воздействует на лопатки **Т.**, закреплённые на окружности *ротора*, и приводит её в движение. В паровой **Т.** рабочим телом является водяной пар, в газовой – сжатый или нагретый газ.

Турбулизация – процесс возникновения турбулентного течения обрабатываемой среды. При **Т.** происходит интенсивное перемешивание

обрабатываемой среды, что способствует интенсификации протекания технологических процессов в аппарате.

Углеводороды – органические соединения, состоящие из атомов углерода и водорода. **У.** разнообразны по структуре, химическим связям и свойствам. Их делят на группы-ряды: насыщенные **У.** (алканы) и ненасыщенные **У.** (алкены, алкины). Источником природных алканов являются нефть, попутный и природный газы. Природный газ содержит более 90% метана (CH_4). Кроме метана, в нем содержится этан (C_2H_6), пропан (C_3H_8), бутан (C_4H_{10}), немного азота (N_2), углекислого газа (CO_2), иногда сероводород (H_2S). Алкены – ациклические непредельные **У.**, содержащие одну двойную связь между атомами углерода. Простейшим алкеном является этилен (C_2H_4). Алкины – **У.**, содержащие тройную связь между атомами углерода. Простейшим алкином является ацетилен (C_2H_2). **У.** используются в энергетике и в химической промышленности. Они служат сырьём для получения многих веществ: пластмасс, синтетических волокон, лаков и красок, лекарств, ацетона, спирта, сажи, водорода и других.

Углеграфит – это смесь из аморфного углерода и графита, в которой содержание графита по массе составляет 8 и более процентов. **У.** являются наиболее распространенными материалами, используемыми в парах трения торцовых уплотнений.

Уплотнение – устройство, предотвращающее или уменьшающее утечку жидкостей, паров или газов через зазоры между деталями. Различают **У.** подвижного контакта (сальники, манжеты и др.), неподвижного контакта (различные прокладки), бесконтактные (лабиринтное **У.** и др.).

Фланец – плоская деталь квадратной, круглой, или иной формы с отверстиями для болтов и шпилек, служащая для прочного (узлы длинных строительных конструкций, например, ферм, балок и др.) и герметичного соединения труб, трубопроводной *арматуры*, присоединения труб друг к другу, к машинам, аппаратам и ёмкостям, для соединения валов и других вращающихся деталей.

Фторопласт – это общее название фторсодержащих пластмасс, получаемых при полимеризации тетрафторэтилена. Синтезируется он в виде белого, легко образующего комки порошка, а затем прессуется и спекается при высокой температуре. В своем составе может содержать от одного до четырех атомов фтора, что отражается в названии его типов. К наиболее распространенным **Ф.** относится политетрафторэтилен, известный в нашей стране как фторопласт-4. В США он продается под торговой маркой «тефлон» и «галон», в Германии — «гостафлон», в Великобритании — «флюон», во Франции — «гафлон» или «сорефлон». **Ф.** обладает набором уникальных свойств: устойчивость практически к любому химическому воздействию; низкий коэффициент трения; низкая адгезия; термостойкость; сохранение эластичности при температурах в диапазоне от -70° до $+270^\circ\text{C}$;

технологичность. Такой набор свойств определяет широкое техническое применение **Ф**.

Шпилька – крепёжная деталь в виде стержня с наружной резьбой на обоих концах, один из которых (ввёртный конец) ввёртывается в основную деталь, а другой пропускается через отверстие в закрепляемой детали и на него навинчивается гайка. **Ш.** для фланцевых соединений регламентированы ГОСТ 9066-75.

Шток в кривошипно-ползунном механизме – стержень, обычно цилиндрический (сплошной или полый) для соединения поршня с ползуном (крейцкопфом), например, в поршневом насосе, компрессоре. **Ш.** трубопроводной арматуры – кинематический элемент, осуществляющий передачу движения от привода или исполнительного механизма к запирающему или регулируемому элементу арматуры. В этом случае **Ш.** имеет резьбовую часть с ходовой резьбой (как правило, трапецеидальной).

Центр масс – точка, в которой мысленно сосредоточена масса детали.

Центрифуга – устройство для разделения неоднородных систем при помощи центробежных сил.

Эксцентриситет – смещение центра масс вала относительно геометрической оси вала, вызванное неточностью изготовления. Наличие **Э.** вызывает динамические нагрузки опор вала.

Эластомеры – это полимеры, обладающие высокоэластичными свойствами и вязкостью. Резиной или **Э.** называют любой упругий материал, который может растягиваться до размеров, во много раз превышающих его начальную длину, что существенно - возвращаться к исходному размеру, когда нагрузка снята.

Эмульсия – дисперсная система, состоящая из двух не растворяющихся друг в друге жидкостей, одна из которых (дисперсная фаза) распределена в другой (дисперсионной среде).

Приложения

Таблица П 1 – Коэффициенты влияния δ_{ij} для однопролётного вала

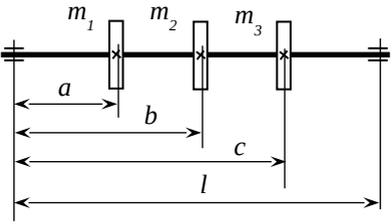
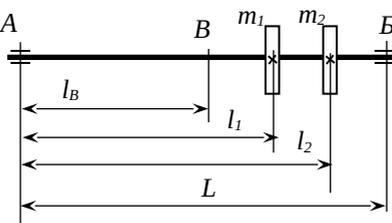
		
$\delta_{11} = \frac{1}{3EI_x} \cdot \frac{a^2(l-a)^2}{l}$	$\delta_{22} = \frac{1}{3EI_x} \cdot \frac{b^2(l-b)^2}{l}$	$\delta_{33} = \frac{1}{3EI_x} \cdot \frac{c^2(l-c)^2}{l}$
$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{6EI_x} \cdot \frac{a}{l} \cdot (l-b) \cdot (2bl - a^2 - b^2)$		
$\delta_{13} = \delta_{31} = \frac{1}{6EI_x} \cdot \frac{a}{l} \cdot (l-c) \cdot (2cl - a^2 - c^2)$		
$\delta_{23} = \delta_{32} = \frac{1}{6EI_x} \cdot \frac{b}{l} \cdot (l-c) \cdot (2cl - b^2 - c^2)$		

Таблица П2 – Компоненты A_5 , A_6 формулы для расчёта d_B для однопролётного вала


$A_5 = 0,5 \cdot \xi \cdot L^2; A_6 = 8 \cdot m_{э,пр} \cdot \xi \cdot L / (\pi \cdot \rho); \xi = \rho \cdot \omega_p^2 \cdot L^2 / (3 \cdot E)$
<p>Пояснения: ξ – безразмерный коэффициент, учитывающий приведённую массу вала; ρ – плотность материала вала; E – модуль упругости материала</p>

вала; $m_{э,пр}$ – суммарная приведённая масса установленных на вал деталей (дисков); ω_p – угловая скорость вала

Таблица П 3 – Коэффициенты влияние δ_{ij} для консольного вала

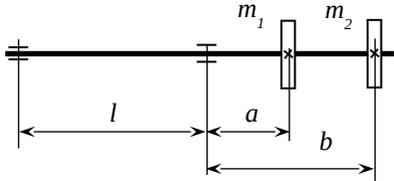
	
$\delta_{11} = \frac{1}{3EI_x} \cdot a^2 \cdot (a+l)$	$\delta_{22} = \frac{1}{3EI_x} \cdot b^2 \cdot (b+l)$
$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{6EI_x} \cdot a \cdot (2lb + 3ab - a^2)$	

Таблица П4 – Компоненты A_5 , A_6 формулы для расчёта d_b для консольного вала

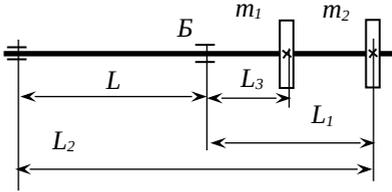

<p style="text-align: center;">Жёсткий вал $\omega_p \leq 0,7 \cdot \omega_{кр}$</p>
$A_5 = 0,25 \cdot \xi \cdot L_1^2; A_6 = 8 \cdot m_{э,пр} \cdot \xi \cdot L_1 / (\pi \cdot \rho); \xi = 16 \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot L_1 \cdot L_2 / (3 \cdot E)$
<p style="text-align: center;">Гибкий вал $\omega_p \geq 1,3 \cdot \omega_{кр}$</p>
$A_5 = 0,25 \cdot \xi \cdot L_1^2; A_6 = 8 \cdot m_{э,пр} \cdot \xi \cdot L / (\pi \cdot \rho); \xi = 1,5 \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot L_1 \cdot L_2 / E$
<p>Пояснения: ξ – безразмерный коэффициент, учитывающий приведённую массу вала; ρ – плотность материала вала; E – модуль упругости материала вала; $m_{э,пр}$ – суммарная приведённая масса установленных на вал деталей (дисков); ω_p – угловая скорость вала</p>

Таблица П 5 – Модуль продольной упругости E сплавов

Материал	Значения $E \cdot 10^{-5}$ (МПа) при температуре ($^{\circ}\text{C}$)							
	20	100	150	200	300	450	550	650
Углеродистые и низколегированные стали	1,99	1,91	1,86	1,81	1,71	1,4	—	—
Теплоустойчивые и коррозионно-стойкие хромистые стали	2,15	2,15	2,05	1,98	1,90	1,71	1,54	—
Жаропрочные и жаростойкие аустенитные стали	2,00	2,00	1,99	1,97	1,90	1,74	1,60	1,43
Алюминий и его сплавы	0,72	0,69	0,67	—	—	—	—	—
Сплавы на основе меди	1,05	1,02	1,00	0,98	—	—	—	—
Сплавы титана	1,1	1,06	1,02	0,96	0,83	—	—	—
Чугун	1,1	1,1						

Таблица П 6 – Нормальные линейные размеры (мм) по ГОСТ 6636–69

Ra: 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110

Таблица П 7 – Радиальные зазоры в однорядном подшипнике качения

d_b , мм	Δ_{cp} , мкм (10^{-6} м)
40 ÷ 50	20
50 ÷ 65	23
65 ÷ 80	24
80 ÷ 100	28
100 ÷ 120	33
Значения зазоров даны по [5]	

Таблица П 8 – Радиальные зазоры в подшипнике скольжения при посадке H7/e8

d_b , мм	Δ_{cp} , мкм (10^{-6} м)
30 ÷ 50	82
50 ÷ 80	98
80 ÷ 120	116
Значения зазоров даны по [4]	

Таблица П 9 – Начальная изогнутость (радиальное биение) ε (z) вала

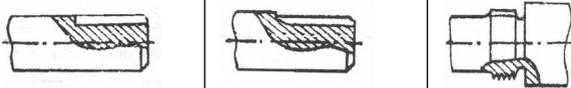
L/d	ε_B , мм
до 20	0,04
20 ÷ 50	0,05

свыше 50	0,06
Примечания: L, d – длина и диаметр вала; ϵ_B – радиальное биение вала в точке приведения	
Значения $\epsilon(z)$ даны по [3]	

Таблица П 10 – Допускаемое динамическое смещение вала ($[A]_z$, мм) в месте установки уплотнения

n, об/мин	Вид уплотнения			
	торцевое	сальниковое	манжетное	гидрозатвор
до 100	0,25	0,1	0,15	0,25
100 ÷ 500	0,25	—	0,15	0,25
500 ÷ 750	0,15	—	0,10	0,25
750 ÷ 2900	0,10	—	—	—
Значения $[A]_z$ даны по [3]				

Таблица П 11 – Определение допускаемого напряжения материала вала в сечении, опасном по прочности

Формула	$[\sigma]_{z,i} = \frac{\epsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot n_{\min}}$		
σ_{-1} – предел выносливости материала	$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5) \cdot \sigma_B$		
ϵ_M – масштабный фактор (коэффициент влияния абсолютных размеров вала)			
Легированная сталь $\epsilon_M = 1,00125 - 0,0122494d + 0,0001629d^2 - 8 \cdot 10^{-7}d^3$ (d = 10 ÷ 100, мм)			
Углеродистая сталь $\epsilon_M = 1,0204 - 0,0072d + 9 \cdot 10^{-5}d^2 - 5 \cdot 10^{-7}d^3$ (d = 10 ÷ 100, мм)			
K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений			
Предел прочности материала вала σ_B , МПа			
	K_σ		Для валов с метрической резьбой
для валов со шпоночной канавкой, выполненной фрезой	торцевой	дисковой	
400	1,30	1,51	1,45
500	1,38	1,64	1,78
600	1,46	1,76	1,96
700	1,54	1,89	2,20
800	1,62	2,01	2,32
900	1,69	2,14	2,47
1000	1,77	2,26	2,61

1200	1,92	2,50	2,90
ρ_{\min} – минимальный запас прочности вала		$\rho_{\min} = 2$	

Таблица П 12 - ГОСТ Р 52857.1–2007. Допускаемые напряжения сталей

Марка	Значение $[\sigma]$ в МПа при t (°C)											
	20	200	250	300	350	400	450	470	500	540	600	700
СтЗсп ⁽¹⁾	140	126	120	108	98	85	—	—	—	—	—	—
10	130	118	112	100	88	74	51	42	—	—	—	—
20, 20К ⁽²⁾	147	136	132	119	106	92	61	49	—	—	—	—
16ГС, 09Г2С ⁽³⁾	183	148	145	134	123	105	71	56	—	—	—	—
12ХМ, 12МХ	147	145	145	141	137	132	124	117	96	47	—	—
15Х5М	146	134	127	120	114	105	94	89	79	54	25	—
12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	184	160	154	148	144	137	132	130	127	111	74	30
03Х21Н21М4ГБ	180	171	167	149	143	140	—	—	—	—	—	—
06ХН28МДТ	147	124	117	110	107	103	—	—	—	—	—	—

Пояснения: СтЗсп, 10, 20, 20К – стали низкоуглеродистые; 16ГС, 09Г2С – стали низколегированные; 12ХМ, 12МХ, 15Х5М – стали теплоустойчивые; 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т – стали жаростойкие, жаропрочные и коррозионностойкие; 03Х21Н21М4ГБ – сталь, стойкая против межкристаллитной коррозии; 06ХН28МДТ – железоникелевый сплав, стойкий против межкристаллитной коррозии
Значение $[\sigma]$ указаны для толщин стенки: 1 – свыше 20 мм; 2 – до 180 мм; 3 – свыше 32 мм

Таблица П 13 – Свойства при комнатной температуре сплавов для изготовления элементов химического оборудования

Марка сплава	σ_T	σ_B	ρ	Марка сплава	σ_T	σ_B	ρ
	МПа				МПа		
СтЗсп	250	400	7850	12ХМ, 12МХ	220	410	7850
10	195	335	7850	15Х5М	220	390	7850
20, 20К	220	370	7850	40Х (улучшение)	780	980	7850
16ГС, 09Г2С	300	490	7850	40ХН (улучшение)	780	980	7850
12Х18Н10Т	270	510	7900				

Примечания: 40Х, 40ХН – стали среднеуглеродистые; см. Пояснения к таблице П 12;
значения σ_B , σ_T , ρ даны по [6]

Таблица П 14. Коэффициенты прочности (ϕ) сварных швов для стальных

Вид сварного шва; способ сварки	ф при объеме контроля	
	100%	10-50%
Стыковой или тавровый с двусторонним сплошным проваром; АДС, ПДС	1,0	0,9
Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром; РДС	1,0	0,9
Стыковой, доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по всей длине шва к основному металлу	0,9	0,8
Втавр с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,8	0,65
Стыковой односторонний с флюсовой или керамической подкладкой; АДС, ПДС	0,9	0,8
Стыковой; РДС	0,9	0,65
Пояснение: объем контроля швов определяется техническими требованиями на изготовление		
Обозначение способов дуговой сварки: РДС – ручная; АДС – автоматическая; ПДС – полуавтоматическая		

Библиографический список**Основной**

1. Поникаров И.И., Поникаров С.И. Конструирование и расчёт элементов оборудования: Учебник. – М.: Альфа-М, 2010. – 382 с.
2. Машины и аппараты химических производств: Учебное пособие/ А.С. Тимонин., Б.Г. Балдин, В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев и др. / Под общ. редакцией А.С.Тимониной. – Калуга: Издательство Н.Ф.Бочкарёвой, 2008. – 872 с.
3. Расчёт и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи /М.Ф. Михалёв, Н.П.Третьяков, А.И. Мильченко, В.В. Зобнин; Под общ. ред. М.Ф. Михалёва. – 2-е изд. М.: ООО «Торгово-Издательский Дом «Арис», 2010. – 312 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – Изд. 9-е. М.: Машиностроение, 2006. Т1. – 816 с.
5. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. – 564 с.
6. Марочник сталей и сплавов/ В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др. / Под общ. редакцией В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.

Дополнительный

7. Поникаров И.И., Поникаров С.И., Рачковский С.В. Расчёты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): Учебное пособие. – М.: Альфа-М, 2008. – 720 с.
8. Гусев Ю.И., Карасёв И.Н., Кольман-Иванов Э.Э. и др. Конструирование и расчёт машин химических производств – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
9. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчёта химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
10. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. М.: Машиностроение, 1978. – 328 с.
11. Криворот А.С. Конструкция и основы проектирования машин и аппаратов химической промышленности. М.: Машиностроение, 1976. – 376 с.
12. Конструирование машин: Справочно-методическое пособие: в 2-х т. Т.2/ А.Ф.Крайнев, А.П.Гусенков, В.В.Болотин и др.; Под ред. академика К.В.Фролова. – М: Машиностроение, 1994. – 624 с.

Оглавление

Условные обозначения, используемые в тексте.....	3
1. Расчёт валов на виброустойчивость.....	6
1.1. Основные определения и расчётные формулы.....	6
1.2. Примеры расчёта.....	15
2. Расчёт на прочность быстровращающихся обечаек.....	23
2.1. Основные определения и расчётные формулы.....	23
2.2. Примеры расчёта.....	27
3. Расчёт на прочность элементов тихоходных вращающихся аппаратов.....	32
3.1. Основные определения и расчётные формулы.....	32
3.2. Примеры расчёта.....	37
4. Расчёт на прочность быстровращающихся дисков.....	41
4.1. Основные определения и расчётные формулы.....	41
4.2. Примеры расчёта.....	45
5. Расчёт уплотнительных устройств подвижных соединений элементов оборудования.....	47
5.1. Типовые конструкции уплотнительных устройств подвижных соединений.....	47
.....	
5.2. Расчёт сальниковых уплотнительных устройств.....	53
5.3. Примеры расчёта.....	59
6. Контрольные задачи.....	62
Краткий терминологический словарь.....	76
Приложения.....	81
П 1. Коэффициенты влияние δ_{ij} для однопролётного вала.....	82
П 2. Компоненты A_5 , A_6 формулы для расчёта d_B для однопролётного вала.....	82
П 3. Коэффициенты влияние δ_{ij} для консольного вала.....	83
П 4. Компоненты A_5 , A_6 формулы для расчёта d_B для консольного вала.....	83
П 5. Модуль продольной упругости E сплавов.....	83
П 6. Нормальные линейные размеры (мм) по ГОСТ 6636–69.....	84
П 7. Радиальные зазоры в однорядном подшипнике качения.....	84
П 8. Радиальные зазоры в подшипнике скольжения при посадке H7/e8.....	84
П 9. Начальная изогнутость (радиальное биение) $\epsilon(z)$ вала.....	84
П 10. Допускаемое динамическое смещение вала ($[A]_z$, мм) в месте установки.....	85
П 11. Определение допускаемого напряжения материала вала в сечении, опасном по прочности.....	85
П 12. ГОСТ Р 52857.1–2007. Допускаемые напряжения сталей.....	86

П 13. Свойства при комнатной температуре сталей для изготовления элементов химического оборудования.....	86
П14 Коэффициенты прочности (φ) сварных швов для стальных сосудов и аппаратов.....	86
Библиографический список	88

Учебное издание

Сафонов Борис Петрович

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ХИМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Часть 3

Учебное пособие по КРЭО для студентов
технических профилей подготовки
изд. 2-е, переработанное и дополненное

Редактор Туманова Е.М.

Компьютерная верстка Гальченко В.В.

Подписано в печать 16.03.2020 г. Формат 60×84^{1/16}

Бумага «Снегурочка». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 5,2. Уч.–изд. л.4,1.

Тираж 66 экз. Заказ № 1969/1569.

ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический университет
имени Д.И. Менделеева»
Новомосковский институт (филиал). Издательский центр.
Адрес университета: 125047, Москва, Миусская пл., 9
Адрес института: 301650, Тульская обл., Новомосковск, ул. Дружбы, 8