

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

Новомосковский институт (филиал)

Сафонов Б.П.

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ХИМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Часть 3

Учебное пособие по КРЭО

Новомосковск 2015

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.Трещев
(ОАО НИАП, г. Новомосковск)

Сафонов Б.П.

С217 Расчет элементов химического оборудования. Часть 3. Учебное пособие по КРЭО / ФГБОУ ВПО РХТУ им. Д.И.Менделеева, Новомосковский институт (филиал); Новомосковск, 2015. – 68 с.

ISBN 978-5-7237-0807-5

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

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 27 примеров расчёта элементов аппаратов. Пособие содержит 23 контрольные задачи, 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. 14, табл. 39, библиогр. список 11 назв.

УДК 66.02(075.8)
ББК 35.11:35.514

ISBN 978-5-7237-0807-5

© Сафонов Б.П.
© ФГБОУ ВПО РХТУ им. Д.И.Менделеева,
Новомосковский институт (филиал);
Новомосковск, 2015

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_5 – ширина сечения бандажа, м
 $b_{op}, b_{уп.р}$ – ширина опорного, упорного ролика тихоходного барабанного аппарата, соответственно, м
 D_1, D_2 – диаметр отверстия, наружный диаметр диска, соответственно, м
 D_6 – наружный диаметр тихоходного барабана, м
 d – диаметр вала, диаметр перфорационного отверстия, м
 d_5 – внутренний диаметр бандажа, м
 d_{op} – диаметр опорного ролика тихоходного барабанного аппарата, м
 E – модуль упругости материала, Па
 e – эксцентриситет, м
 e_{np} – приведённые эксцентриситеты массы установленных деталей, м
 $F_{ц}$ – 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
 h_5 – высота сечения бандажа, м
 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
 $\bar{L}_i$ – относительные координаты центра тяжести установленных на валу деталей
 $M_x, M_{и}, M_{вр}$ – момент изгибающий, вращающий, соответственно, Н·м
 $M_{и.zi}, M_{вр.zi}$ – изгибающий и вращающий моменты в сечении z_i вала, соответственно, Н·м
 m – масса элемента, кг
 m_5, m_m, m_b – масса тихоходного барабана, материала в барабане, венцовой шестерни, соответственно, кг
 $m_{i np}$ – масса установленной детали, приведённая к точке «В» вала, кг
 $m_{э. np}$ – суммарная масса установленных деталей, приведённая к точке «В»

вала, кг

m_{II} – погонная масса вала, кг/м

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

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

n_{min} – минимальный запас прочности для материала вала

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

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, $Q_i = 1$ Н

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_6 – толщина стенки тихоходного барабана, м

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

T_o – осевая сила, сдвигающая тихоходный барабанный аппарат, Н

t – расстояние между центрами перфорационных отверстий, м

W – осевой момент сопротивления элемента аппарата при изгибе, m^3

$W_{бан}$ – момент сопротивления изгибу бандажа, m^3

W_{zi} – осевой момент сопротивления вала в сечении z_i вала при изгибе, m^3

y – динамический прогиб вала, м

y_B – 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_6 – 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, 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_{zi} – смещение оси вала от оси его вращения в сечении z_i за счёт зазоров в опорах, м
 δ_{ij} – коэффициент влияния, м/Н
 ε_B – радиальное биение вала в точке приведения «В», м
 ε_{zi} – смещение оси вала от оси вращения в сечении z_i за счёт начальной изогнутости вала (радиальное биение вала), м
 $\varepsilon_{пр}$ – 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
 $\sigma_{эkv.zi}$ – эквивалентное напряжение в сечении z_i вала, Па
 $[\sigma]_{zi}$ – 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
 $\sigma_{с.уп.p}$ – 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 однопролётными и консольными (рис. 1.1). При этом одна опора вала выполняется радиально-упорной (фиксирующей), а другая – радиальной (плавающей).

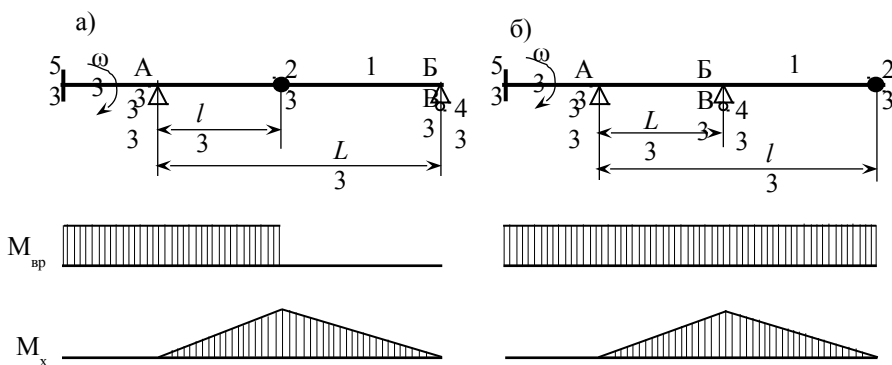


Рис. 1.1. Расчётные схемы валов а) однопролётный, б) консольный: 1 – вал; 2 – тело, установленное на валу; 3 – радиально-упорная опора; 4 – радиальная опора; 5 – полумуфта

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 *полумуфтой* 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 виброустойчивость. *Виброустойчивость* – 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.

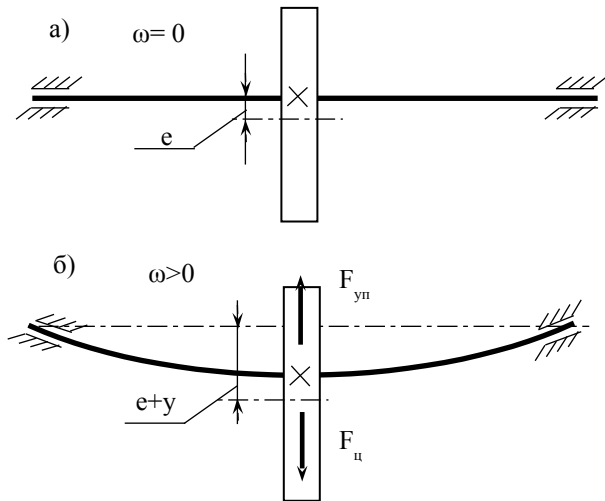


Рис. 1.2. Расчётная схема вала с диском (а – неподвижный вал; б – вращающийся вал)

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

$$F_{ц} = m \cdot \omega^2 \cdot (y+e), \quad (1.3)$$

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

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

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 точ-

ке 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 $\delta_{12} = \delta_{21}$.

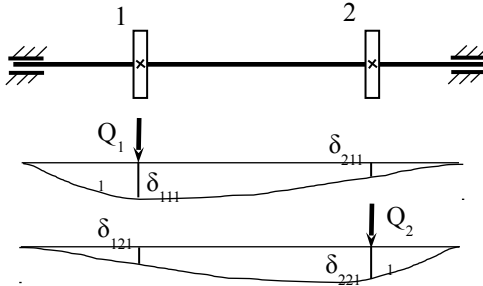


Рис.1.3. Схема к определению коэффициентов влияния δ_{ij}

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, Релей 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 является «В» – центр масс вала (рис. 1.4). Однопролётные валы нецелесообразно выполнять с переменным сечением по дли-

не (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 $\omega_{кр}$.

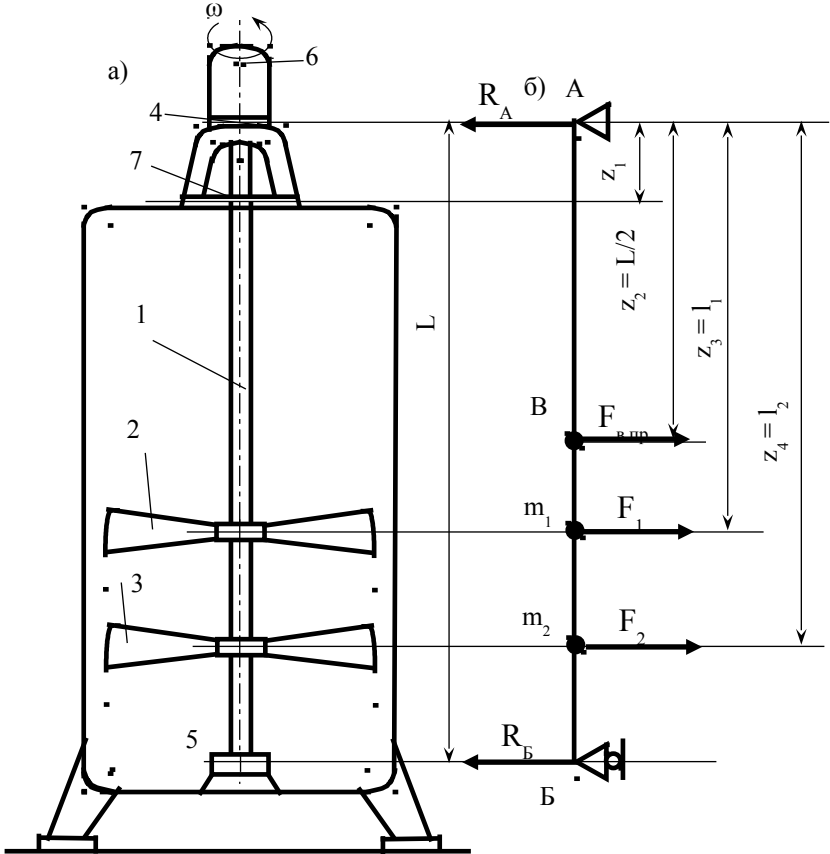


Рис.1.4. Эскиз аппарата с перемешивающим устройством (а) и расчётная схема вала аппарата (б): 1 – однопролётный вал; 2, 3 – мешалки; 4 – опора «А» с шариковым подшипником качения (фиксирующая); 5 – опора «Б» с подшипником скольжения (плавающая); 6 – привод; 7 – узел уплотнения; «В» - центр масс вала

Диаметр быстроходного вала рассчитывается по формуле

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

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» $d = d_B$ (рис. 1.1 б).

Исходными данными для проектного расчёта быстроходного однопролётного 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

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

- 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:

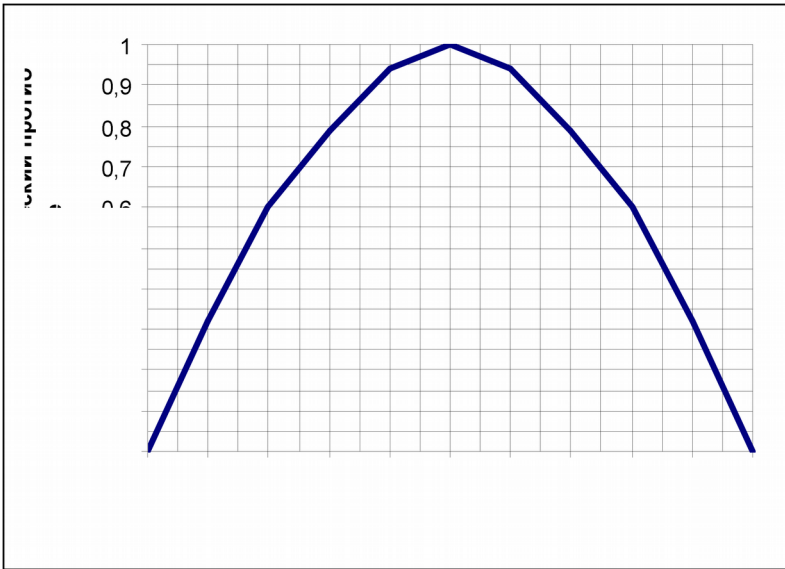


Рис.1.5. График для определения безразмерных динамических прогибов однопролётного вала в центре тяжести установленных деталей (по данным [3])

- погонная масса вала m_{Π}

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

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

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

- корень частотного уравнения α_1

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

- момент инерции сечения вала

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

- первая критическая угловая скорость вала

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

- проверка выполнения условия виброустойчивости

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

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

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 $m_{в.пр}$

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

- 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}

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

- 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

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

здесь A_{zi} см. (1.35)

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

$$F_{B, пр} = m_{B, пр} \cdot \omega^2 \cdot A_B [H] \quad (1.38)$$

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

$$R_B = (F_{B, пр} \cdot z_2 + F_1 \cdot z_3 + F_2 \cdot z_4) / L [H] \quad (1.39)$$

$$R_A = [F_{B, пр} \cdot (L - z_2) + F_1 \cdot (L - z_3) + F_2 \cdot (L - z_4)] / L [H] \quad (1.40)$$

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

$$M_{и, z2} = R_A \cdot z_2 [H \cdot m] \quad (1.41)$$

$$M_{и, z3} = R_A \cdot z_3 - F_{B, пр} \cdot (z_3 - 0,5 \cdot L) [H \cdot m] \quad (1.42)$$

$$M_{и, z4} = R_A \cdot z_4 - F_{B, пр} \cdot (z_4 - 0,5 \cdot L) - F_1 \cdot (z_4 - z_3) [H \cdot m] \quad (1.43)$$

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

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

$$M_{вр, z3} = N_2 / \omega [H \cdot m] [H \cdot m]$$

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

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

- эквивалентные напряжения $\sigma_{э,кв, zi}$ в опасных по прочности сечениях

$$\sigma_{э,кв, z2} = \frac{\sqrt{M_{и, z_i}^2 + M_{вр, z_i}^2}}{W_{x, z_i}} [МПа] \quad (1.46)$$

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

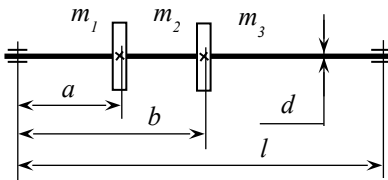
$$[\sigma]_{zi} = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot n_{\min}}, \quad (1.47)$$

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 $\sigma_{\text{экв. zi}}$ и $[\sigma]_{z.i}$)

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_{ij} 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 $\delta_{22} = \delta_{11} = 6,893 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$

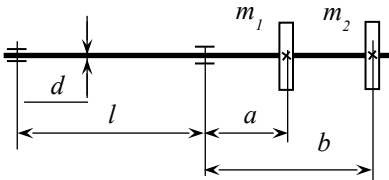
Критическая скорость вала по формуле Донкерли

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

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

Пример 1.2.

Определить по формуле Донкерли $n_{кр}^{(Д)}$ 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).

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

$$10,34 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$$

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

м/Н

Критическая скорость вала по формуле Донкерли

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

Критическая частота вращения вала

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

Ответ: $n_{кр}^{(Д)} = 158,7$ 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 $\delta_{11} = 10,34 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$, $\delta_{22} = 62,09 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н}$

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

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 d_B диаметр вала аппарата с мешалкой в опоре «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

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

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

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

Корень частотного уравнения α_1

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

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_{zi} 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 $m_{\Pi} = 27,8$ кг/м; безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести мешалок: $\bar{y}_{l1} = 0,9$; $\bar{y}_{l2} = 0,5$; приведённые к точке «В» массы мешалок $\bar{m}_{1np} = 60,75$ кг; $\bar{m}_{2np} = 18,75$ 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

$$e_{1np} = \frac{e_1}{\bar{y}_{l1}} = \frac{3,09 \cdot 10^{-4}}{0,9} = 3,43 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

$$e_{2np} = \frac{e_2}{\bar{y}_{l2}} = \frac{3,09 \cdot 10^{-4}}{0,5} = 6,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Приведённая масса вала

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

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

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

сечение $z_3 = l_1 = 4$ м

$$\Delta_{l1} = \Delta_{z3} = (\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_3 / L + \Delta_A = (98 - 24) \cdot 10^{-6} \cdot 4 / 6,2 + 24 \cdot 10^{-6} = 71,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

сечение $z_4 = l_2 = 5,2$ м

$$\Delta_{l_2} = \Delta_{z_4} = (\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_4 / L + \Delta_A = (98 - 24) \cdot 10^{-6} \cdot 5,2 / 6,2 + 24 \cdot 10^{-6} = 86 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$$\text{сечение } \Delta_{z_1} = \Delta_{z_4} = (\Delta_B - \Delta_A) \cdot z_1 / L + \Delta_A = (98 - 24) \cdot 10^{-6} \cdot 0,7 / 6,2 + 24 \cdot 10^{-6} = 32,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Радиальное биение вала в точке приведения ε_B В

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

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

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

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

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

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

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

Приведённый эксцентриситет массы вала с мешалками

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

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

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:

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

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

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

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

Ответ: $A_{z_1} = 0,159 \cdot 10^{-3}$ м; $A_{z_2} = 0,397 \cdot 10^{-3}$ м; $A_{z_3} = 0,683 \cdot 10^{-3}$ м;

$$A_{z_4} = 0,563 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Пример 1.8.

Определить $M_{\text{изг}}$ 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 $m_{\text{в.пр}} = 86,3$ 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):

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

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

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

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

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

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

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

Изгибающий момент в характерных сечениях вала

$$M_{\text{изг}2} = R_{\text{А}} \cdot z_2 = 4,65 \cdot 3,1 = 14,42 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

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

$$\text{Ответ: } M_{\text{изг}2} = 14,42 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{\text{изг}3} = 15,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{\text{изг}4} = 9,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Пример 1.9.

Определить $\sigma_{\text{экв. zi}}$ эквивалентные напряжения в сечениях вала (рис.1.4), опасных 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 $M_{\text{изг}2} = 14,42$ Н·м; $M_{\text{изг}3} = 15,2$ Н·м

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 1.1.

Вращающий момент в опасных по прочности сечениях

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

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

Осевой момент сопротивления вала в опасных по прочности сечениях

$$W_{\text{х}2} = W_{\text{х}3} = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 0,067^3 = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Эквивалентные напряжения в опасных по прочности сечениях

$$\sigma_{\text{экр.з2}} = \frac{\sqrt{M_{u.z_2}^2 + M_{\text{пр.з2}}^2}}{W_{x.z_2}} = \frac{\sqrt{14,42^2 + 380,9^2}}{3 \cdot 10^{-5}} = 12,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{экр.з3}} = \frac{\sqrt{M_{u.z_3}^2 + M_{\text{пр.з3}}^2}}{W_{x.z_3}} = \frac{\sqrt{15,2^2 + 190,5^2}}{3 \cdot 10^{-5}} = 6,4 \text{ МПа}$$

Ответ: $\sigma_{\text{экр.з2}} = 12,7 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{экр.з3}} = 6,4 \text{ МПа}$

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 12Х18Н10Т; 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 12Х18Н10Т) $\varepsilon_M = 1,00125 - 0,0122494d + 0,0001629d^2 - 8 \cdot 10^{-7}d^3 = 1,00125 - 0,0122494 \cdot 67 + 0,0001629 \cdot 67 - 8 \cdot 10^{-7} \cdot 67^3 = 0,67$

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 быстро вращающихся 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 (барабан). 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_{Π} степень перфорации

$$k_{\Pi} = F_0/F, \quad (2.1)$$

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

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

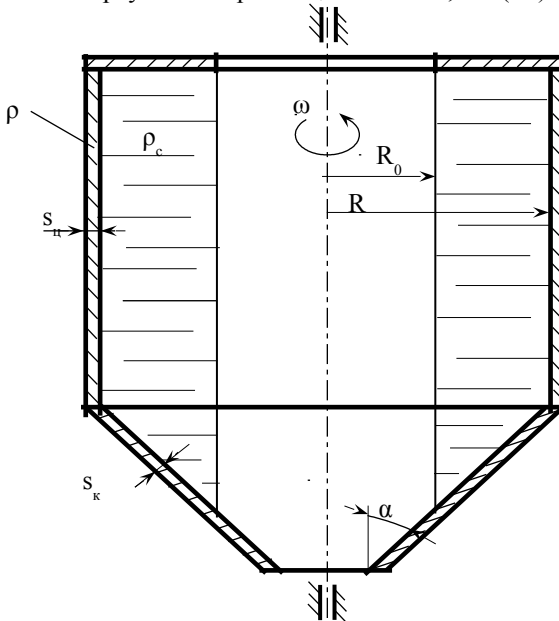


Рис. 2.1. Эскиз ротора (барабана) центрифуги: R – внутренний радиус; R_0 – радиус загрузочного отверстия; $s_{\text{ц}}$ – толщина стенки цилиндрической обечайки; $s_{\text{к}}$ – толщина стенки конической обечайки; ρ – плотность материала стенки; ρ_c – плотность обрабатываемой среды; α – угол конуса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

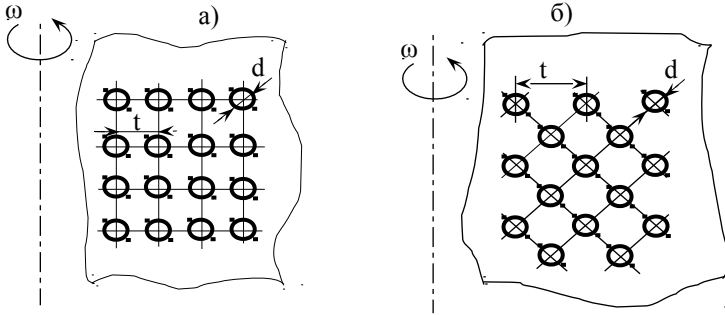


Рис. 2.2. Схемы перфорации барабанов центрифуг: а – квадратное размещение отверстий; б – треугольное размещение отверстий: d – диаметр перфорационного отверстия; t – расстояние между центрами отверстий (шаг)

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

2.2. Примеры расчёта

Пример 2.1.

Определить $s_{ц.п}$ 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: 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

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

Ответ: $s_{ц.п} = 6,1$ мм

Пример 2.2.

Определить $s_{ц.п.р}$ расчётную толщину стенки цилиндрического перфорированного барабана ротора центрифуги (рис. 2.1). Материал барабана – сталь 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Отверстия размещены по вершинам квадратов (рис. 2.2 а), $k_{II} = 0,2$. 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 $k_{II} = 0,2$. 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 $\phi = 1$ (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 $d/t = (k_{II}/0,785)^{0,5} = (0,2/0,785)^{0,5} = 0,5$;
- коэффициент ослабления обечайки $\phi_{пер} = 1 - d/t = 1 - 0,5 = 0,5$
- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения $\phi_o = \phi_{пер} = 0,5$

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

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

$$14,5 \text{ мм}$$

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 12X18H10T. 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); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$ (таблица П12).

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

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

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

Ответ: $s_{\kappa.p} = 6,6 \text{ мм}$

Пример 2.4.

Определить $s_{\kappa.п.р}$ расчётную толщину стенки конического 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 равно-сторонних треугольников (рис. 2.2 б), $k_{\Pi} = 0,2$. 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 $k_{\Pi} = 0,2$. 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); допускаемое 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 $d/t = (k_{\Pi} / 0,907)^{0,5} = (0,2 / 0,907)^{0,5} = 0,47$;
- коэффициент ослабления обечайки $\varphi_{\text{пер}} = 1 - d/t = 1 - 0,47 = 0,53$
- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения $\varphi_0 = \varphi_{\text{пер}} = 0,53$

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

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

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

Ответ: $S_{\kappa.п.р} = 14,3 \text{ мм}$.

Пример 2.5.

Определить $[n_u]$ 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: 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 $c = 0$.

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

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

$$[n_u] = 30 \cdot [\omega_u] / \pi = 30 \cdot 162,6 / \pi = 1553 \text{ об/мин}$$

Ответ: $[n_u] = 1553 \text{ об/мин}$

Пример 2.6.

Определить $[n_k]$ допустимую частоту вращения конического сплошного 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 (см. рис.2.2 б). Электросварка автоматическая. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65 \text{ м}$; угол конуса барабана $2\alpha = 45^\circ$; исполнительная толщина стенки барабана $s = 8 \text{ мм}$; 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 $c = 0$.

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

$$= \frac{1}{0,65} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 184 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot (0,008 - 0) \cdot \cos 22,5}{1200 \cdot 0,65 \cdot 0,5 - 2 \cdot 7900 \cdot (0,008 - 0) \cdot \cos 22,5}} = 153,5$$

рад/с

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

Ответ: $[n_k] = 1466 \text{ об/мин}$

Пример 2.7.

Определить $[n_{ц.п}]$ 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), $k_{II} = 0,2$. Исходные данные: внутренний радиус барабана $R = 0,65 \text{ м}$; 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); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$ (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 $\varphi_o = \varphi_{пер} = 0,5$

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

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

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 $\phi = 1$ (таблица П14); допускаемое напряжение материала барабана $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$ (таблица П12); конструктивная прибавка к толщине стенки $c = 0$.

Предварительные расчёты:

- коэффициент ослабления обечайки $\phi_{пер} = 0,53$ (см. пример 2.4);
- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения $\phi_o = \phi_{пер} = 0,53$

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

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

$$=$$

$$= 107,3 \text{ рад/с}$$

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

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).

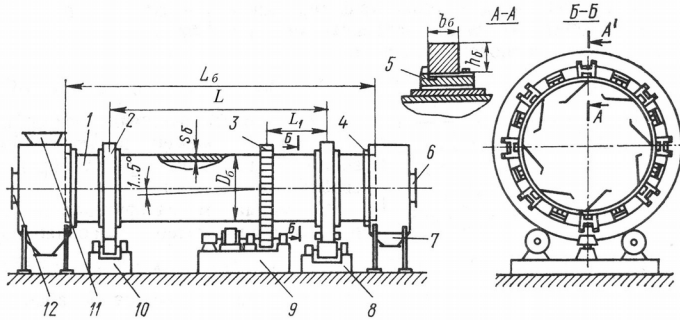


Рис. 3.1. Схема барабанной сушилки: 1 – барабан; 2 – бандаж; 3 – венцовая шестерня; 4 – уплотнение; 5 – башмак; 6 – штуцер ввода сушильного агента; 7 – штуцер выхода материала; 8 – опорно-упорная станция; 9 – приводная станция; 10 – опорная станция; 11 – штуцер входа материала; 12 – штуцер выхода газа

Основным функциональным элементом тихоходного вращающегося аппарата является барабан 1, габаритные размеры которого (длина L_δ и диаметр D_δ) 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 $1 \dots 5^\circ$. 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 *бандажи*, 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 бандажа на изгиб, расчёт роликов на смятие.

Исходными данными для расчёта на прочность и жёсткость тихоходного вращающегося аппарата являются: D_δ – наружный диаметр барабана, L_δ – длина барабана; L – расстояние между опорами барабана (см. рис. 3.1); G_δ , 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)

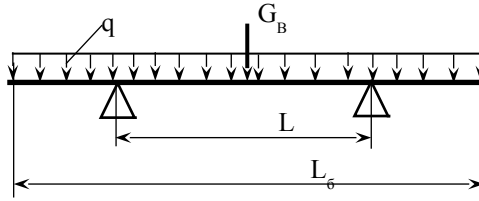


Рис. 3.2. Расчётная схема барабана: q – интенсивность распределённой нагрузки барабана от сил тяжести барабана и материала в барабане; G_B – сила тяжести венцовой шестерни; L_B – длина барабана; L – расстояние между опорами барабана (бандажами) (обычно принимают $L = 0,586L_B$)

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 $M_{2и}$. Для симметричного размещения венцовой шестерни между опорами барабана $M_{и1}$, $M_{2и}$ 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

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

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 $W_{бар} = 0,785 \cdot D_6^2 \cdot s_6 \text{ [м}^3\text{]}$ – 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 прогиб 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); $I_{бар} = 0,393 \cdot D_6^3 \cdot s_6 \text{ [м}^4\text{]}$ – 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. Расчётная 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 ($\psi = 30^\circ$)

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

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 $z_6 = 12$);

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

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

Расчётное значение напряжения бандажа $\sigma_{и-бан}$ следует сравнить с допускаемым $[\sigma]$ напряжением. Если получится $\sigma_{и-бан} > [\sigma]$, следует увеличить размеры сечения бандажа, используя соотношение $h_6 = 1, 2 \cdot b_6$.

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

- диаметр бандажа $d_6 = 1,244 \cdot D_6$ (3.17)

- диаметр опорных роликов d_{op} из соотношения $0,25 \cdot d_6 \leq d_{op} \leq 0,33 \cdot d_6$ (3.18)

- ширину бандажа $b_6 = 0,072 \cdot D_6$ (3.19)

- ширину опорного ролика $b_{op} = b_6 + 0,03$ [м] (3.20)

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

$$\sigma_{с.оп} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{R \cdot E \cdot (r_6 + r_{op})}{b_6 \cdot r_6 \cdot r_{op}}} \text{ [Па]}, \quad (3.21)$$

здесь E – модуль упругости материала роликов (см. таблицу П5); $r_6 = 0,5 \cdot d_6$ – радиус бандажа; $r_{op} = 0,5 \cdot d_{op}$ – 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 $b_{уп.р} = b_6 + 0,03$ [м] (3.22)

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

$$\sigma_{с.уп.р} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{T_o \cdot E}{b_{уп.р} \cdot r_6 \cdot \sin 0,5\alpha'}} \text{ [Па]}, \quad (3.23)$$

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

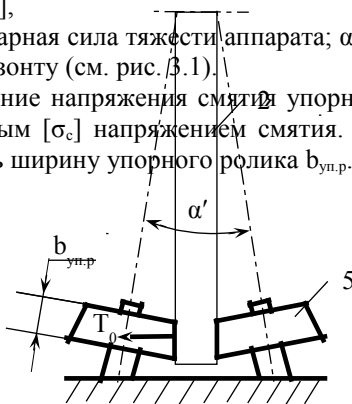


Рис. 3.4. Расчётная схема упорного ролика: 2 – бандаж; 5 – упорный ролик; T_o – осевая сила, смещающая аппарат; $b_{уп.р}$ – ширина упорного ролика

3.2. Примеры расчёта

Пример 3.1.

Определить $\sigma_{н-бар}$ расчётные напряжения изгиба барабана вращающегося аппарата (рис. 3.1). Исходные данные: диаметр барабана $D_6 = 1$ м; толщина стенки барабана $s_6 = 7$ мм; длина барабана $L_6 = 8$ м; расстояние между опорами $L = 4,7$ м; масса барабана $m_6 = 6060$ кг; масса материала в барабане $m_m = 909$ кг; масса венцовой шестерни $m_v = 364$ кг; мощность привода барабана $N = 7,5$ кВт; частота вращения барабана $n_6 = 0,0677$ 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

$$q = \frac{(m_6 + m_m) \cdot g}{L_6} = \frac{(6060 + 909) \cdot 9,8}{8} = 8537 \text{ Н/м} = 8,54 \text{ кН/м}$$

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

$$M_p = 0,35 \cdot M_{и} + 0,65 \sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2}$$

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

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

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

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

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 $I_{бар} = 0,393 \cdot D_6^3 \cdot s_6 = 0,393 \cdot 1^3 \cdot 0,007 = 0,0027 \text{ м}^4$

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 $\sigma_{\text{н-бан}}$ расчётные напряжения изгиба бандажа вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.3). Исходные данные: диаметр барабана $D_6 = 1 \text{ м}$; нагрузка на опору $Q = 100 \text{ кН}$; число башмаков для крепления бандажа на барабане $z_6 = 12$; сечение бандажа $h_6 \times b_6 = 86 \times 72 \text{ мм}$

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Предварительные расчёты: момент сопротивления изгибу бандажа $W_{\text{бан}} = 0,167 \cdot b_6 \cdot h_6^2 = 0,167 \cdot 0,072 \cdot 0,086^2 = 8,89 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$

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)

$$l = \frac{\pi \cdot D_6}{z_6} = \frac{\pi \cdot 1}{12} = 0,262 \text{ м}$$

Изгибающий момент бандажа

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

Расчётные напряжения изгиба бандажа

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

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

Пример 3.4.

Определить $\sigma_{\text{с.оп}}$ 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 $r_6 = 0,622 \text{ м}$; ширина бандажа $b_6 = 0,072 \text{ м}$; радиус опорного ролика $r_{\text{оп}} = 0,156 \text{ м}$. 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

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

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

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 $d_{\delta} = 1,244 \text{ м}$; 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

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

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

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).

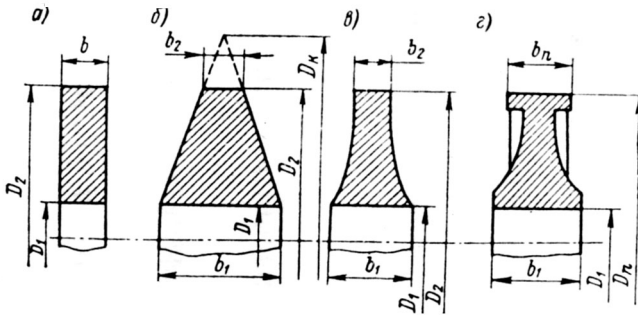


Рис. 4.1. Формы профиля быстро вращающихся дисков: а – постоянной толщины; б – конический; в – гиперболический; г – сложного профиля

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.);
- $\rho \omega^2 r^2 \cdot b \cdot dr \cdot d\varphi$ – центробежная сила, действующая на выделенный элемент диска размером $b \times dr \times r d\varphi$.

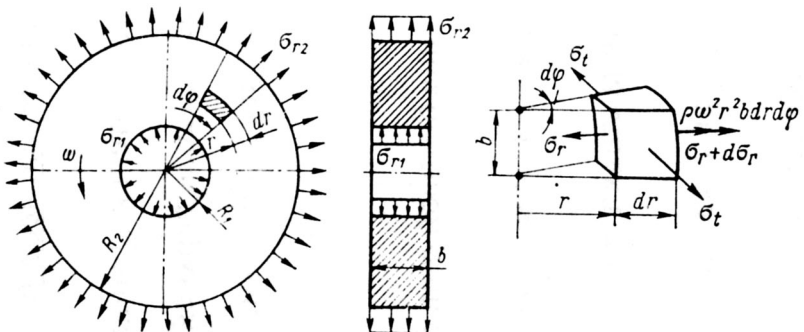


Рис. 4.2. Расчётная схема диска постоянной толщины: σ_r – радиальное напряжения; σ_t – окружное напряжения; r – радиальная текущая координата эле-

мента; $d\varphi$ – 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)

г, м	х	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 $г = 0,20 \dots 0,37$ м

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

г, м	х	β_t	β_r	β_c	T	$\beta_t \sigma_{r1}$	$\beta_t \sigma_{t1}$	$\beta_c T$	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...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 $г = R_1$.

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

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

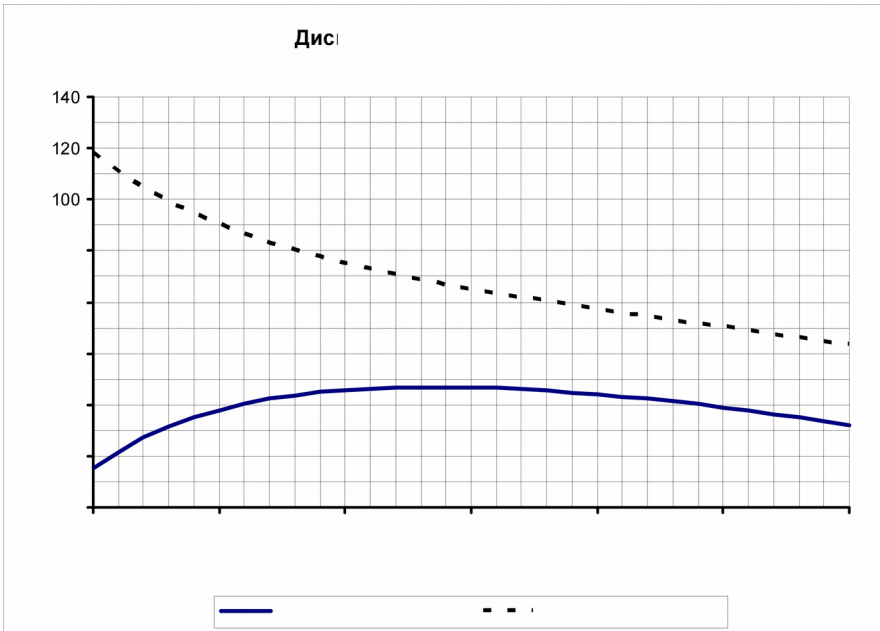


Рис. 4.3. Эпюры напряжений в направлении, перпендикулярном оси вращения диска

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

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

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

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

Для сплошного диска $R_1 = 0$, тогда $\omega_{пр}$ 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: $n_T = 3887 \text{ об/мин}$

Пример 4.3.

Определить $n_{пр}$ предельную частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2). Материал диска – сталь 12Х18Н10Т. Исходные данные: диаметр отверстия $D_1 = 0,32 \text{ м}$; наружный диаметр $D_2 = 1,0 \text{ м}$. Дополнительные данные: коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Недостающие данные: предел текучести стали $\sigma_T = 270 \text{ МПа}$; плотность стали $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$ (таблица П13).

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

$$\omega_{np} = \sqrt{\frac{3 \cdot \sigma_T}{\rho \cdot (R_2^2 + R_2 \cdot R_1 + R_1^2)}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 270 \cdot 10^6}{7900 \cdot (0,5^2 + 0,5 \cdot 0,16 + 0,16^2)}} = 537 \text{ рад/с}$$

рад/с

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

Ответ: $n_{np} = 5127 \text{ об/мин}$

Пример 4.4.

Определить $n_{пр}$ предельную частоту вращения диска постоянной толщины (рис. 4.2). Материал диска – сталь 12Х18Н10Т. Исходные данные: диаметр отверстия $D_1 = 0$ (диск без отверстия); наружный диаметр $D_2 = 1,0 \text{ м}$. Дополнительные данные: коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Недостающие данные: предел текучести стали $\sigma_T = 270 \text{ МПа}$; плотность стали $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$ (таблица П13).

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

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

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

Ответ: $n_{пр} = 6115$ об/мин

5. Контрольные задачи

Задача 1.1.

Определить по формуле Донкерли $n_{кр}^{(1)}$ критическую частоту вращения стального однопролётного вала (см. рис. к примеру 1.1). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.1. 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 5.1. – 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 $n_{кр}^{(1)}$ критическую частоту вращения стального консольного вала (см. рис. к примеру 1.2). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.2. 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 40Х. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.2. – 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

№	d	l	a	b	m	№	d	l	a	b	m
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 12Х18Н10Т. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.3. 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 5.3. – 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
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 5.4. 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 5.4. – 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 5.5. 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; $\bar{y}_{l1}$, $\bar{y}_{l2}$ – безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести мешалок; $\bar{m}_{1np}$, $\bar{m}_{2np}$ – приведённые к точке «В» массы мешалок, кг.

Таблица 5.5. – Исходные данные для решения задачи 1.5.

№	L	d_b	z_1	$\bar{y}_{l1}$	$\bar{y}_{l2}$	$\bar{m}_{1np}$	$\bar{m}_{2np}$	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 5.6. Пояснения: L – длина вала, м; $m_1 = m_2 = m$ – масса мешалок, кг; $m_{в.пр}$ – 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 5.6. – Исходные данные для решения задачи 1.6.

№	L	m	$m_{в.пр}$	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 $\sigma_{эв. zi}$ эквивалентные напряжения в сечениях вала (рис.1.4), опасных по прочности. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.7. Пояснения: d – диаметр вала, мм; $N_1 = N_2 = N$ – мощность потребляемая мешалкой, кВт; ω – угловая скорость вала, рад/с; $M_{и.z2}$, $M_{и.z3}$ – 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 5.7. – Исходные данные для решения задачи 1.7.

№	d	N	ω	$M_{н,z2}$	$M_{н,z3}$	№	d	N	ω	$M_{н,z2}$	$M_{н,z3}$
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 5.8. Пояснения: d – диаметр вала, мм. Недостающие данные принять самостоятельно

Таблица 5.8. – 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 $s_{нр}$ 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 5.9. 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 5.9. – 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

№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c
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 $s_{н.р}$ 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 $k_p = 0,2$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.10. 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 5.10. – 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 12X18H10T. Рабочая температура $t_p = 20^\circ\text{C}$. Барабан загружен наполовину. Электросварка автоматическая. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.11. 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 5.11. – 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

№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c	№	R	n	ρ_c
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 $s_{к.пр}$ расчётную толщину стенки конического перфорированного 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. Отверстия размещены по вершинам равносторонних треугольников (рис. 2.2 б), коэффициент перфорации $k_{\Pi} = 0,2$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.12. 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 5.12. – 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 $[n_a]$ 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 5.13. 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 5.13. – 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

№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c
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 $[n_c]$ 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 5.14. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; s – исполнительная толщина стенки барабана, мм; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м³. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.14. – 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 $[n_{л.л}]$ 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 $k_{\Pi} = 0,2$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.15. Пояснения: R – внутренний радиус барабана, м; s – исполнительная толщина стенки барабана, мм; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м³. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.15. – 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

№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c	№	R	s	ρ_c
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 $[n_{к.л}]$ допустимую частоту вращения конического перфорированного 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), коэффициент перфорации $k_{\Pi} = 0,2$; Электросварка автоматическая. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.16. 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 5.16. – 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 $\sigma_{и-бар}$ расчётные напряжения изгиба барабана вращающегося аппарата (рис. 3.1). Венцовая шестерня расположена симметрично относительно опор барабана. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.17. 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 $m_6 = 4,3 \cdot \pi \cdot D_6 \cdot s_6 \cdot L_6 \cdot \rho$ ($\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала барабана); масса материала в барабане $m_m = 0,15 \cdot m_6$; масса венцовой шестерни $m_v = 0,06 \cdot m_6$.

Таблица 5.17. – 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

№	D_6	s_6	L_6	L	N	n_6
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
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 5.18. 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 $m_6 = 4,3 \cdot \pi \cdot D_6 \cdot s_6 \cdot L_6 \cdot \rho$ ($\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала барабана); масса материала в барабане $m_m = 0,15 \cdot m_6$; масса венцовой шестерни $m_v = 0,06 \cdot m_6$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.18. – 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

№	D _б	s _б	L _б	L	№	D _б	s _б	L _б	L
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 $z_б = 12$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.19. Пояснения: D_б – диаметр барабана, м; Q – нагрузка на опору, кН. При решении задачи использовать расчётные значения размеров сечения бандажа (м): $h_б = 0,0864 \cdot D_б$; $b_б = 0,072 \cdot D_б$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.19. – Исходные данные для решения задачи 3.3.

№	D _б	Q	№	D _б	Q	№	D _б	Q	№	D _б	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
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 $\sigma_{с.ор}$ 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 5.20. 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 $d_б = 1,244 \cdot D_б$; диаметр опорных роликов $d_{ор} = (0,25 \div 0,33) \cdot d_б$; ширина бандажа $b_б = 0,072 \cdot D_б$. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.20. – 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 $\sigma_{с,уп}$ расчётное напряжение смятия на линии контакта банджа и стального упорного ролика вращающегося аппарата (рис. 3.1, 3.4). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.21. Пояснения: D_6 – диаметр барабана, м; G_Σ – суммарная сила тяжести аппарата, кН. При решении задачи использовать расчётные значения размеров банджа и упорных роликов (м): диаметр банджа $d_6 = 1,244 \cdot D_6$; ширина банджа $b_6 = 0,072 \cdot D_6$; ширина упорных роликов $b_{уп} = b_6 + 0,03$. Недостающие данные принять самостоятельно

Таблица 5.21. – Исходные данные для решения задачи 3.5.

№	D_6	G_Σ	№	D_6	G_Σ	№	D_6	G_Σ	№	D_6	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 12X18Н10Т, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.22. Пояснения: D_1 – диаметр отверстия, м; D_2 – наружный диаметр диска, м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.22. – 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 12X18Н10Т, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.23. Пояснения: D_1 – диаметр отверстия, м; D_2 – наружный диаметр диска, м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 5.23. – 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

Краткий терминологический словарь

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.

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.

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.

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.

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

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.

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*.

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.

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

Ротор – вращающаяся часть роторной машины.

Самоцентрирование вала – явление, наблюдаемое при работе вала в критической 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).

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 сосредоточенна *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.

Турбулизация – процесс возникновения турбулентного течения обрабатываемой среды. При **Т.** происходит интенсивное перемешивание обрабатываемой среды, что способствует интенсификации протекания технологических процессов в аппарате.

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.).

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

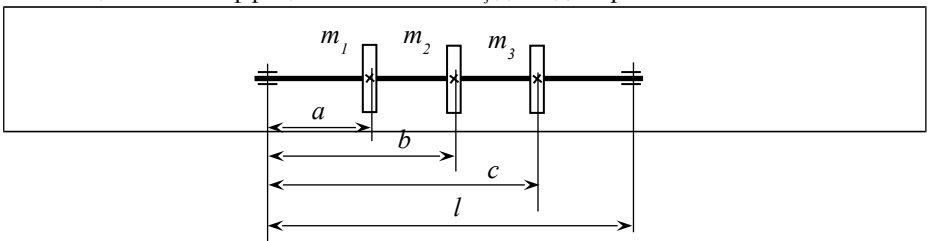
Центрифуга – устройство для разделения неоднородных систем при помощи центробежных сил.

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

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 однопролётно-го вала

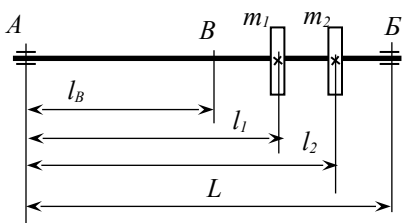
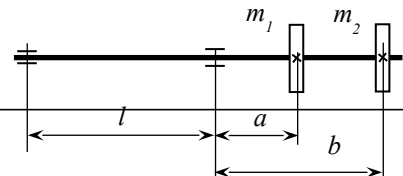

$A_5 = 0,5 \cdot \xi \cdot L^2$; $A_6 = 8 \cdot m_{э,пр} \cdot \xi \cdot L / (\pi \cdot \rho)$; $\xi = \rho \cdot \omega_p^2 \cdot L^2 / (3 \cdot E)$
Пояснения: ξ – безразмерный коэффициент, учитывающий приведённую массу вала; ρ – плотность материала вала; E – модуль упругости материала вала; $m_{э,пр}$ – суммарная приведённая масса установленных на вал деталей (дисков); ω_p – угловая скорость вала

Таблица П3 – 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

Гибкий вал $\omega_p \leq 0,7 \cdot \omega_{кр}$
$A_5 = 0,25 \cdot \xi \cdot L_1^2$; $A_6 = 8 \cdot m_{э,пр} \cdot \xi \cdot L_1 / (\pi \cdot \rho)$; $\xi = 16 \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot L_1 \cdot L_2 / (3 \cdot E)$
Жёсткий вал $\omega_p \geq 1,3 \cdot \omega_{кр}$
$A_5 = 0,25 \cdot \xi \cdot L_1^2$; $A_6 = 8 \cdot m_{э,пр} \cdot \xi \cdot L / (\pi \cdot \rho)$; $\xi = 1,5 \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot L_1 \cdot L_2 / E$
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

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	—	—	—	—

Материал	Значения $E \cdot 10^{-5}$ (МПа) при температуре (°C)							
	20	100	150	200	300	450	550	650
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 ϵ (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

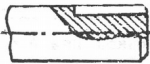
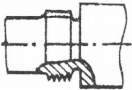
Формула		$[\sigma]_{z.i} = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot n_{\min}}$	
σ_{-1} – предел выносливости материала		$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5) \cdot \sigma_B$	
ε_M – масштабный фактор (коэффициент влияния абсолютных размеров вала)			
Легированная сталь $\varepsilon_M = 1,00125 - 0,012249d + 0,0001629d^2 - 8 \cdot 10^{-7}d^3$ ($d = 10 \div 100$, мм)			
Углеродистая сталь $\varepsilon_M = 1,0204 - 0,0072d + 9 \cdot 10^{-5}d^2 - 5 \cdot 10^{-7}d^3$ ($d = 10 \div 100$, мм)			
K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений			
Предел прочности материала вала σ_B , МПа			
	K_σ		
	для валов со шпоночной канавкой, выполненной фрезой		Для валов с метрической резьбой
	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
n _{min} – минимальный запас прочности вала		n _{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	—	—	—	—	—	—

Марка	Значение $[\sigma]$ в МПа при t (°C)												
	20	200	250	300	350	400	450	470	500	540	600	700	
10	130	118	112	100	88	74	51	42	—	—	—	—	
20, 20K ⁽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		кг/м ³		МПа		кг/м ³
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 сосудов и аппаратов

Вид сварного шва; способ сварки	ф при объёме 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: объём контроля швов определяется техническими требованиями на изготовление		
Обозначение способов дуговой сварки: РДС – ручная; АДС – автоматическая; ПДС – полуавтоматическая		

Условные обозначения, используемые в тексте.....	3
1. Расчёт валов на виброустойчивость.....	6
1.1. Основные определения и расчётные формулы.....	6
1.2. Примеры расчёта.....	
2. Расчёт на прочность быстровращающихся обечаек.....	
2.1. Основные определения и расчётные формулы.....	
2.2. Примеры расчёта.....	
3. Расчёт на прочность элементов тихоходных вращающихся аппаратов.....	
3.1. Основные определения и расчётные формулы.....	
3.2. Примеры расчёта.....	
4. Расчёт на прочность быстровращающихся дисков.....	
4.1. Основные определения и расчётные формулы.....	
4.2. Примеры расчёта.....	
5. Контрольные задачи.....	
Краткий терминологический словарь.....	
Приложения.....	
П 1. Коэффициенты влияние δ_{ij} для однопролётного вала.....	
П 2. Компоненты A_5 , A_6 формулы для расчёта d_b для однопролётного вала.....	
П 3. Коэффициенты влияние δ_{ij} для консольного вала.....	
П 4. Компоненты A_5 , A_6 формулы для расчёта d_b для консольного вала.....	
П 5. Модуль продольной упругости E сплавов.....	
П 6. Нормальные линейные размеры (мм) по ГОСТ 6636–69.....	
П 7. Радиальные зазоры в однорядном подшипнике качения.....	
П 8. Радиальные зазоры в подшипнике скольжения при посадке H7/e8.....	
П 9. Начальная изогнутость (радиальное биение) $\varepsilon(z)$ вала.....	
П 10. Допускаемое динамическое смещение вала ($[A]_z$, мм) в месте установки уплотнения.....	
П 11. Определение допускаемого напряжения материала вала в сечении, опасном по прочности.....	
П 12. ГОСТ Р 52857.1–2007. Допускаемые напряжения сталей.....	
П 13. Свойства при комнатной температуре сталей для изготовления элементов химического оборудования.....	
П 14. Коэффициенты прочности (φ) сварных швов для стальных сосудов и аппаратов.....	
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.Тимонина. – 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. Лашинский 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.

Учебное издание

Сафонов Борис Петрович

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ХИМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Часть 3

**Учебное пособие по КРЭО для студентов
инженерных профилей подготовки**

Редактор Туманова Е.М.

Компьютерная верстка Гальченко В.В.

Подписано в печать 04.06.2015 г. Формат 60×84^{1/16}

Бумага «Снегурочка». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 4,06. Уч.–изд. л. 3,1.

Тираж 66 экз. Заказ № 1526/1250.

ФГБОУ ВПО «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