

Министерство науки и образования Р.Ф.
Федеральное агентство по образованию
ГОУ ВПО
«Уфимский Государственный Нефтяной Технический Университет»

кафедра «Горная и прикладная механика»

Методическое пособие:
по прикладной механике

Расчет валов

В учебно-методическом пособии приведена методика расчета вала редуктора на прочность и усталостную выносливость. Дан пример расчета вала редуктора. Кроме этого рассмотрена методика расчета вала вертикального перемешивающего устройства на виброустойчивость, прочность и жесткость в соответствии с требованиями отраслевых стандартов.

Предназначается в помощь студентам немеханических специальностей при выполнении расчетно-графических работ и курсовом проектировании.

Составители: Полканова О.Г., доцент, к.т.н.
Хлесткина В.Л., доцент к.т.н.

Рецензент Ольков П.Л., профессор, д.т.н.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Валы-детали предназначены для передачи крутящих моментов своей осью и для поддержания вращающихся деталей машин. Валы вращаются в подшипниках. Так как передача крутящих моментов связана с возникновением сил, например, сил на зубьях колес, сил натяжения ремней и т.д., валы подвержены действию не только крутящих моментов, но также поперечных сил и изгибающих моментов.

Оси предназначены для поддержания вращающихся деталей и в отличие от валов не передают полезного крутящего момента.

Опорные части валов называют цапфами или шейками.

Форма вала по длине определяется распределением нагрузки и условиями технологии изготовления и сборки. Эпюры изгибающих моментов по длине валов, как правило, непостоянны.

Крутящий момент обычно передается по всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения, приближающиеся форме тел равного сопротивления.

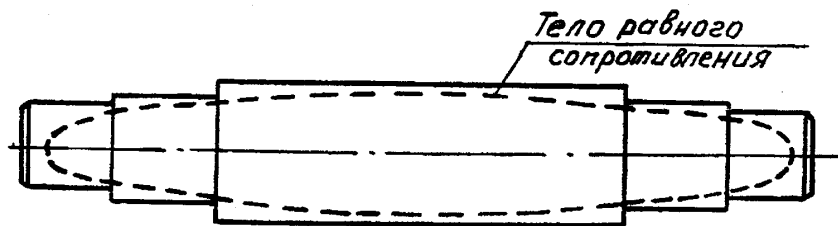


Рис.1.1

Практически валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобна в изготовлении и сборке: уступы валов могут воспринимать большие осевые силы.

Желательно, чтобы насаживаемая на вал неразъемная деталь свободно (без натяга) проходила до своей посадочной поверхности во избежание повреждения поверхностей.

2.МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Для валов и осей без термообработки применяют углеродистые стали: ст.5, ст.6; для валов с термообработкой – 45, 40Х.

Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

Таблица 2.1

Механические характеристики материалов

			Механические характеристики, МПа					Коэффициент
Марки стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не	σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_τ
45, ст6	любой		500	280	150	250	150	0
45, ст6	≤ 80		900	650	380			
40Х	любой	200	730	500	280	320	210	0,05
40Х	≤ 80	270	900	750	450	410	240	0,05
40ХН	любой	240	820	650	390	360	210	0,05
40ХН	≤ 200	270	900	750	450	420	250	0,05
20Х	≤ 120	197	650	400	240	900	160	0
	≤ 120	260	950	700	490	420	210	0,05

Валы подвергают токарной обработке и последующему шлифованию посадочных поверхностей.

Торцы валов для облегчения посадки деталей, во избежание обмятий и повреждения рук рабочих, выполняют с фасками.

3. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ВАЛОВ

Валы рассчитывают, как балки на шарнирных опорах. Для валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по одному на опоре, эта схема обеспечивает получение достаточно точных результатов.

Силы на валы передаются через насаженные на них детали: зубчатые колеса, звездочки, шкивы, муфты и т.д. При простых расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают сосредоточенные силы и моменты на средние своей ширины, эти сечения вала принимают за расчётные. В действительности силы взаимодействия между ступицами и валами распределены по всей длине ступиц.

Для большинства валов современных быстроходных машин решающее значение имеет сопротивление усталости. Усталостные разрушения составляют до 40...50% случаев выхода из строя валов.

Для тихоходных валов из нормализованных, улучшенных и закаленных с высоким отпускком сталей ограничивающим критерием может быть статическая несущая способность при пусковых нагрузках.

Для валов из хрупких и малопластичных материалов (чугуны, низко-отпущенные стали) при ударных нагрузках и низких температурах ограничивающим критерием является сопротивление хрупкому разрушению.

4. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Валы испытывают действие напряжений изгиба и кручения, оси только напряжения изгиба. Постоянные по величине и направлению силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах напряжения, изменяющиеся по знакопеременному симметричному циклу.

4.1. Предварительный (ориентировочный) расчет вала

Предварительный (ориентировочный) расчет вала производится при выполнении эскизной компоновки и ведется по условному расчету на кручение. Эту форму расчета выбирают потому; что еще не определены размеры вала по длине и не могут быть вычислены изгибающие моменты.

Из условия прочности на кручение

$$\begin{aligned} T &\approx 0,2d^3 [\tau_{кр}], \\ \text{откуда} \quad d &\approx \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} \end{aligned} \quad (4.1)$$

где T - крутящий момент н.мм;

$[\tau_{кр}]$ - условие допускаемое напряжение при кручении, МПа.

Так как в расчете не учитывается изгиб, то значения $[\tau_{кр}]$ выбираются заниженными: $[\tau_{кр}] = 15...30$ МПа.

По вычисленному диаметру подбирают подшипники и определяют расстояние между опорами» определяют все силы, действующие на вал, затем составляют расчетную схему вала.

4.2. Основной (приближенный) расчет вала

Основной (приближенный) расчет вала заключается в вычислении изгибающих и крутящих моментов в характерных сечениях вала, строят эпюры этих моментов

При действии нагрузок на вал в разных плоскостях их раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости, за одну из которых принимается плоскость действия одной из сил.

Для определения суммарного изгибающего момента складывают геометрически изгибающие моменты M^B и M^T во взаимно перпендикулярных плоскостях по формуле

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M^B)^2 + (M^T)^2} \quad (4.2)$$

Опасное сечение определяется эпюрами моментов, размерами сечений вала и концентрацией напряжений.

Окончательно диаметр вала в опасном сечении определяется по эквивалентному моменту, который равен геометрической сумме суммарного изгибающего и крутящего момента по третьей теории прочности.

$$M_{\text{эк.в}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2} \quad (4.3)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_4]_{\text{ш}}}}, \text{ мм} \quad (4.4)$$

где $M_{\text{экв.}} \cdot H_{\text{мм}}$;

$[\sigma_{\text{ш}}]$ ш, МПа- допускаемое напряжение изгиба по симметричному циклу нагружения,

$$[\sigma_{\text{ш}}] = \frac{0,33 \times \sigma_B}{3,8} \approx \frac{\sigma_B}{11,5}; \quad (4.5)$$

σ_B - временное сопротивление материала(табл. 2.1).

Полученный диаметр вала нужно округлить в большую сторону до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров: 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 28/ 30, 32, 34, 36, 38 40,42, 45,48, 50;52, 53, 55, 56, 60 63, 67, 71,75,80,85,90 мм

4.3. Уточненный расчет вала на выносливость

Расчеты вала на выносливость являются проверочными и выполняются после определения формы и размеров вала в результате предварительного (проектировочного) расчета и разработки эскизной компоновки.

Уточненный расчет заключается в определении коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях в соответствии с эпюрами моментов с учетом концентраторов напряжений (посадки, шпоночные пазы, радиусы галтелей и др.

Размеры вала, подученные при проектном расчете, могут быть измерены в результате проведенного уточненного расчета.

Размеры вала считаются выбранными оптимально, если действительные коэффициенты запаса прочности по сечениям соответствуют рекомендуемым пределам ($n = 1,5 \dots 3,0$). Увеличение запаса прочности против рекомендуемого может быть связано либо с требованиями жесткости вала, либо с необходимостью увеличения диаметра вала под подшипники.

При расчете на выносливость полагают, что постоянные по величине и направлению силы передач вызывают во вращающихся валах переменные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу.

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В условиях эксплуатации машины трудно установить действительный цикл нагрузки. Считают, что если валы передают переменные по величине, но постоянные по направлению вращающие моменты, то напряжения кручения изменяются по отнулевому циклу (в том числе при частых остановках привода). Если валы передают постоянные по величине и направлению вращающие моменты (привод длительное время работает без остановок)» то напряжения кручения не изменяются во времени ($\tau_{кр} = \text{const}$).

Проверку на усталостную прочность производят по величине коэффициента запаса прочности

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n^2_{\sigma} + n^2_{\tau}} \geq [n] \quad (4.6)$$

где n_{σ} , n_{τ} - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно.

При симметричном цикле нагружения

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{K_{\sigma} \frac{\sigma_{изг}}{\varepsilon_{\sigma}}} \quad (4.7)$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям, если привод работает без остановок длительное время, определяют по формуле

$$n_{\tau} = \tau_T / \tau_{кр} , \quad (4.8)$$

где τ_T - предел текучести материала вала, МПа (в таб.2.1).

Если привод работает с частыми остановками (отнулевой цикл), то

$$n_{\tau} = 2\tau_{-1} / \tau_{кр} \cdot (K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau}) \quad (4.9)$$

В формулах (4.7 – 4.9) τ_{-1} , τ_{+1} - пределы выносливости стандартных образцов соответственно при изгибе и кручении, МПа. (табл. 2.1);

$\sigma_{изг}$, $\tau_{кр}$ -напряжения изгиба и кручения в опасных сечениях вала, МПа;

K_{σ} , K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 4.1);

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала (табл. 4.3)

ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла (табл. 2.1)

Напряжение в опасных сечениях определяют по формулам:

$$\sigma_{изг.} = \frac{M_\Sigma}{W_{HTTC}} \quad (4.10)$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{PHETTC}} \quad (4.11)$$

где $M_\Sigma = \sqrt{(M^B)^2 + (M^r)^2}$ - результирующий изгибающий момент, Н.мм;

T- крутящий момент, Н.мм;

$W_{нетто}$, $W_{рнетто}$ - осевой и полярный момент сопротивления сечений вала с учетом шпоночной канавки.

$$W_{нетто} = 0.1d^3 - \frac{bt(d-t)}{2d}, мм.^3 \quad (4.12)$$

$$W_{рнетто} = 0.2d^3 - \frac{bt(d-t)}{2d}, мм.^3 \quad (4.13)$$

где d- диаметр вала в опасном сечении, мм.;

b и t – размеры шпоночной канавки, мм.

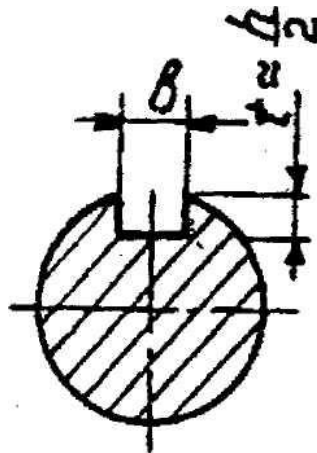


Рис. 4.1

таблица 4.1

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов в месте шпоночной канавки при изгибе и кручении

σ_B МПа	K_σ	K_τ
500	1,6	1,4
600	1,76	1,54
700	1,9	1,7
800	2,01	1,88
900	2,15	2,05
1000	2,26	2,22

Таблица 4.2

Значение коэффициентов концентрации напряжений
 K_σ и K_τ для прессовой посадки

	Прессовая посадка при $p \geq 20$ МПа	
σ_B , МПа	K_σ	K_τ
≤ 700	2.4	1.8
> 700	3.6	2.5

Таблица 4.3

Значение коэффициентов влияния абсолютных размеров ϵ_σ и ϵ_τ

	Углеродистая сталь		Легированная сталь
Диаметр вала, мм	ϵ_σ	ϵ_τ	$\epsilon_\sigma = \epsilon_\tau$
15	0.95	0.87	0.87
20	0.92	0.83	0.83
30	0.88	0.77	0.77
40	0.85	0.73	0.73
50	0.81	0.70	0.70
70	0.76	0.67	0.67
100	0.70	0.62	0.62

Пример расчета вала

Дано:

$$T = 400 \text{ кН мм}; d = 160 \text{ мм};$$

$$F_B = 2 \text{ тН};$$

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 400}{160} = 5 \text{ кН};$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w = 5 \cdot \tan 20^\circ = 1.8 \text{ кН}$$

$$F_x = F_t \cdot \tan 15^\circ = 1.4 \text{ кН}$$

Материалы вала:

ст. 45 норм.

$$\sigma_B = 650 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 280 \text{ МПа};$$

$$\frac{\tau_{-1}}{d} = \frac{160 \text{ МПа}}{?}$$

Решение:

Вертикальная плоскость:

$$\sum M_A^B = 0;$$

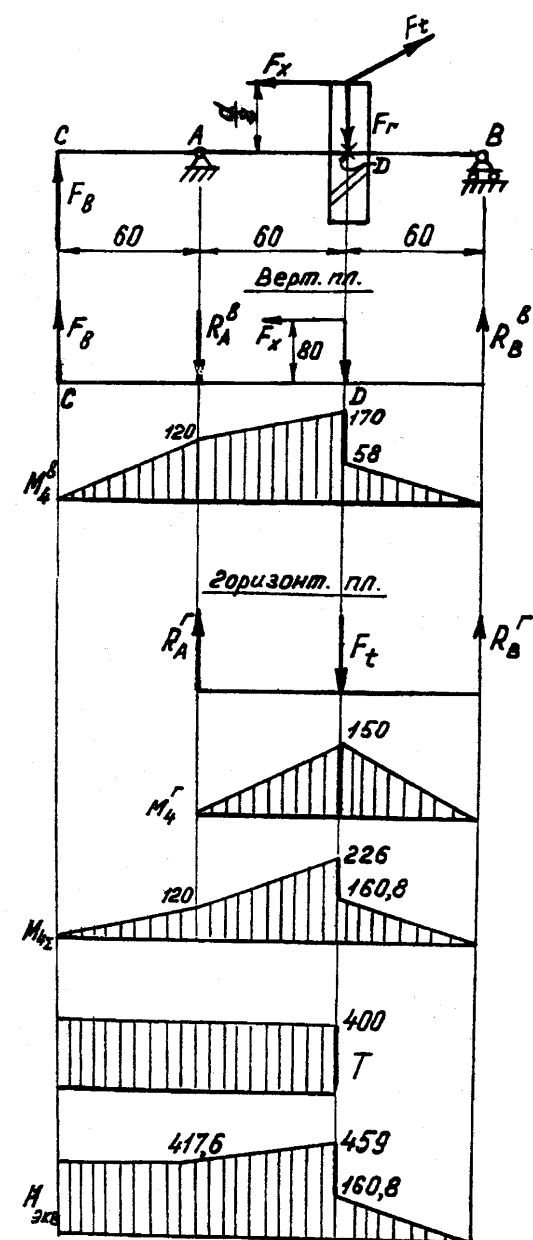
$$R_B^B \cdot 120 - F_x \cdot 80 + F_r + 60 + F_B \cdot 60 = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_r \cdot 60 + F_x \cdot 80}{120} = \frac{1.8 \cdot 6 + 2 \cdot 6 - 1.4 \cdot 8}{12} = 0.97 \text{ кН}$$

$$\sum M_B^B = 0$$

$$F_B \cdot 180 - R_A^B \cdot 120 - F_x \cdot 80 - F_r \cdot 60 = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_B \cdot 180 - F_x \cdot 80 - F_r \cdot 60}{120} = \frac{2 \cdot 18 - 1.4 \cdot 8 - 1.8 \cdot 6}{12} = 1.17 \text{ кН}$$



$$\sum F_y = 0; F_B - R_A^B - F_r + R_B^B = 0;$$

$$2 - 1.17 - 1.8 + 0.97 = 0$$

Следовательно реакции определены правильно.

Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости.

$$M_b^c = 0;$$

$$M_A^B = F_B \cdot 60 = 2 \cdot 60 = 120 \text{ кН};$$

$$M_{Dcn}^B = F_d \cdot 120 - R_A^B \cdot 60 = 2 \cdot 120 - 1,17 \cdot 60 = 170 \text{ кНмм};$$

$$M_{Dcnp}^B = F_d \cdot 120 - R_A^B \cdot 60 = 0,97 \cdot 60 = 58 \text{ кНмм};$$

$$M_B^B = 0$$

Строим эпюру M_B^B .

Горизонтальная плоскость:

$$R_A^r = R_B^r = \frac{F_t}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ кН}.$$

$$M_A^r = 0$$

$$M_D^r = R_A^r \cdot 60 = R_B^r \cdot 60 = 2,5 \cdot 60 = 15 \text{ кНмм}$$

$$M_B^r = 0$$

Строим эпюру M^r .

Определяем суммарный изгибающий момент во всех характерных сечениях вала.

$$M_{\Sigma D \min} = \sqrt{(M_H^B)^2 + (M_H^r)^2} = \sqrt{58^2 + 150^2} = 160,8 \text{ кНмм}.$$

$$M_{\Sigma D \max} = \sqrt{170^2 + 150^2} = 226 \text{ кНмм}.$$

Строим эпюру суммарного изгибающего момента.

Эквивалентный момент

$$M_{\Sigma D \min} = \sqrt{M_{\Sigma D \min}^2 + T^2} = \sqrt{226^2 + 400^2} = 459 \text{ кНмм}.$$

$$M_{\text{экв}A} = \sqrt{120^2 + 400^2} = 417,6 \text{ кНмм}.$$

Строим эпюру эквивалентного момента.

Выбираем материал вала ст. 45норм: $\sigma_B = 650 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 280 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 160 \text{ МПа}$

Определяем диаметр вала в сечении D.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_4]_{III}}}, \text{ мм}$$

$$[\sigma_{II}]_{III} = \frac{\sigma_B}{11,5} = \frac{650}{11,5} = 56,5 \text{ МПа};$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{459 \cdot 10^3}{0,156,5}} = 43,3 \text{ мм}$$

принимаем $d_D = 45 \text{ мм}$.

Уточненный расчет вала

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \quad ; \quad [n]=1,5 \dots 3$$

Запас прочности по напряжениям изгиба по III циклу нагружения

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_H} ;$$

$$\sigma_H = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нETTO}}}$$

$W_{\text{нETTO}}$ - осевой момент сопротивления сечения с учетом шпоночной канавки
По диаметру вала выбираем призматическую шпонку в х h = 14х 9.

$$W_{\text{нETTO}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{e \cdot t(d-t)^2}{2d} = 0,1 \cdot 45^3 - \frac{14 \cdot 4,5(45-4,5)^2}{2 \cdot 45} = 7148 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_H = \frac{226 \cdot 10^3}{7148} = 31,6 \text{ МПа}$$

$$K_{\sigma}=1,83; \varepsilon_{\sigma}=0,83 \text{ (табл. 4.2)}$$

$$n_{\sigma} = \frac{280}{31,6 \cdot \frac{1,83}{0,83}} = 4,02.$$

Запас прочности по напряжениям кручения для отнулевого цикла (частые остановки привода)

$$n = \frac{2\tau - 1}{\tau_{кр} \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \right)}.$$

Напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{\text{нETTO}}}$$

где $W_{\text{нETTO}}$ - полярный момент сопротивления сечения с учетом шпоночного паза.

$$W_{\text{нETTO}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{e \cdot t(d-t)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} - \frac{14 \cdot 4,5(45-4,5)^2}{2 \cdot 45} = 16286 \text{ мм}^3.$$

$$K_{\tau}=1,63; \varepsilon_{\tau}=0,72 \text{ (табл. 4.1; 4,3)}$$

$$\Psi_{\tau}=0,05 \text{ (табл. 2,1)}$$

$$\tau_{кр} = \frac{400 \cdot 10^3}{16286} = 24,56 \text{ МПа};$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 160}{24,56 \left(\frac{1,63}{0,72} + 0,05 \right)} = 6,3$$

$$n = \frac{4,02 \cdot 6,3}{\sqrt{4,02^2 + 6,3^2}} = 3,39.$$

Так как запас прочности больше трех, можно диаметр вала уменьшить. По нормальному ряду принимаем $d = 42$ мм.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 42^3}{32} - \frac{14 \cdot 4,5(42 - 4,5)^2}{2 \cdot 42} = 6354 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_H = \frac{226 \cdot 10^3}{6354} = 35,6 \text{ МПа.}$$

$$W_{\text{ринетт}} = \frac{3,14 \cdot 42^3}{16} - \frac{14 \cdot 4,5(42 - 4,5)^2}{2 \cdot 42} = 13763 \text{ мм}^3.$$

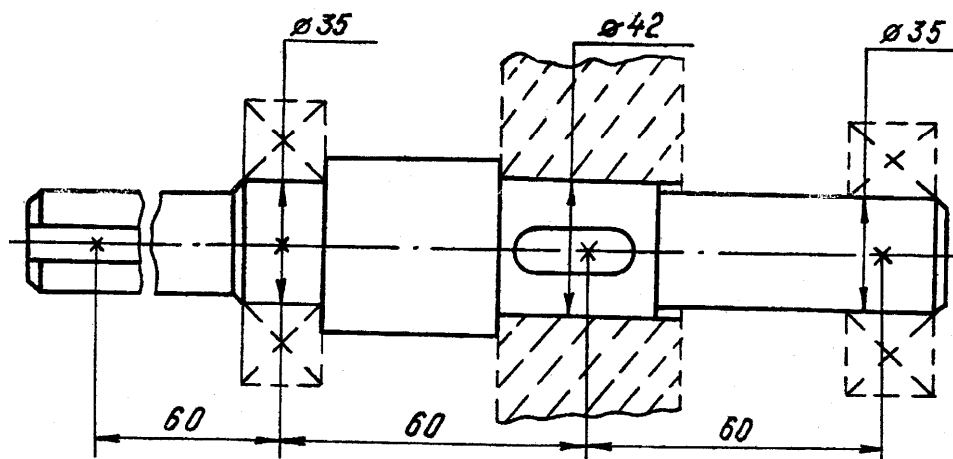
$$\tau_{кр} = \frac{400 \cdot 10^3}{13763} = 29 \text{ МПа.}$$

$$n_{\sigma} = \frac{280}{35,6 \cdot \frac{1,83}{0,83}} = 3,57$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 160}{29,06 \left(\frac{1,63}{0,72} + 0,05 \right)} = 4,47;$$

$$n = \frac{3,57 \cdot 4,47}{\sqrt{3,57^2 + 4,47^2}} = 2,79.$$

Следовательно, оставляем диаметр вала в опасном сечении $d=42$ мм.



5. РАСЧЕТ ВАЛА ВЕРТИКАЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Условия, обеспечивающие работоспособность вала перемешивающего устройства, определяются его расчетом на виброустойчивость, жесткость и прочность.

В рассматриваемых методах расчета валов принят ряд допущений.

1. Разъемный вал, соединенный жесткой муфтой, принят эквивалентным целому.
2. Силовое воздействие на вал угаютнительного устройства (сальникового или торцевого) и податливость опор не учитываются.
3. Участки вала, расположенные выше верхней опоры, в расчете не учитываются.
4. Соединительные муфты и изменение диаметра вала в пределах привода, предусмотренные ОСТ 26-01-1225-75, не учитываются.
5. Расчет жесткости консольного ведется по диаметру наибольшей протяженности.

В качестве принципиальных схем для расчета валов (рис.5.1) вертикальных аппаратов с механическими перемешивающими устройствами приняты наиболее распространенные в практике аппаратостроения схемы конструкций однопролетных и двухпролетных консольных валов, имеющих по одной шарнирно-неподвижной опоре А (подшипник качения одиночный или сдвоенный, воспринимающий осевую и радиальную нагрузку) и по одной шарнирно-подвижной опоре В (рис. 5.4) (подшипник качения или скольжения, воспринимающий радиальную нагрузку). Концевой подшипник скольжения считается шарнирно-подвижной опорой, если его рабочая длина меньше или равна диаметру вала.

5.1. Расчет вала на виброустойчивость

Расчет вала на виброустойчивость сводится к определению условий работы, при которых угловая скорость вынужденного вращения вала со находится в определенном соотношении с частотой его собственных крутильных колебаний ω_1 , соответствующей критической частоте вращения вала.

Вал, вращающийся с частотой, меньшей чем первая критическая скорость ($\omega < \omega_1$), называется жестким. Если частота вращения вала превышает первую критическую скорость ($\omega > \omega_1$), то вал называется гибким.

В аппаратах с перемешивающими устройствами, как правило, применяются жесткие валы. Для предотвращения резонанса колебаний должно соблюдаться условие виброустойчивости для жесткого вала.

В принятых нерезонансных областях работы валов влияние сил сопротивления рабочей среды незначительно.

Расчет первой критической скорости вала, соответствующей резонансу при изгибных колебаниях, выполняется в такой последовательности.

На основании эскизной компоновки аппарата составляется расчетная схема вала (рис. 5.1). Первая критическая скорость вала определяется по формуле

$$\omega_1 = \frac{\alpha^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{m_B}} \text{ рад/с (5.1)}$$

где L - расчетная длина вала, м;

E - модуль упругости материала вала, Па;

I - момент инерции поперечного сечения вала, м^4 ,

$$I = \frac{\pi d^4}{64};$$

m_B - масса единицы длины вала, кг/м,

$$m_B = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho;$$

ρ - плотность вала из стали, кг/м^3 , $\rho = 7,85$

α - корень частного уравнения, основной тон.

Величина α определяется по графикам, представленным на рис.52,53.

Для определения корня частного уравнения предварительно вычисляются относительная координата центра тяжести мешалки.

$$a_1 = \frac{L_1}{L}$$

относительная масса мешалки \bar{m}

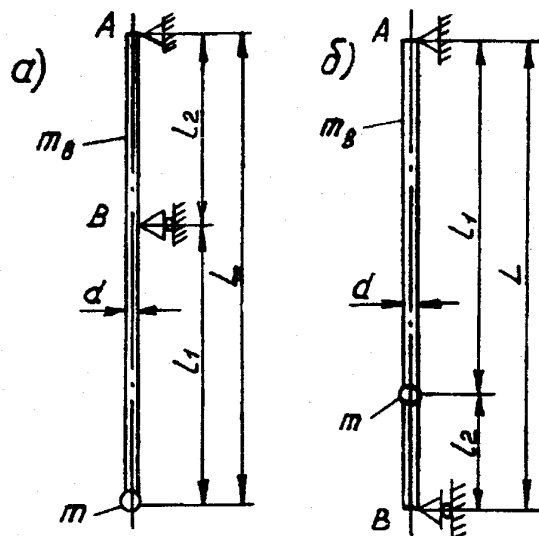


Рис. 5.1. Расчетные схемы валов мешалок:

а)-вал консольный; б)-вал однопролетный (приводы с концевой опорой)

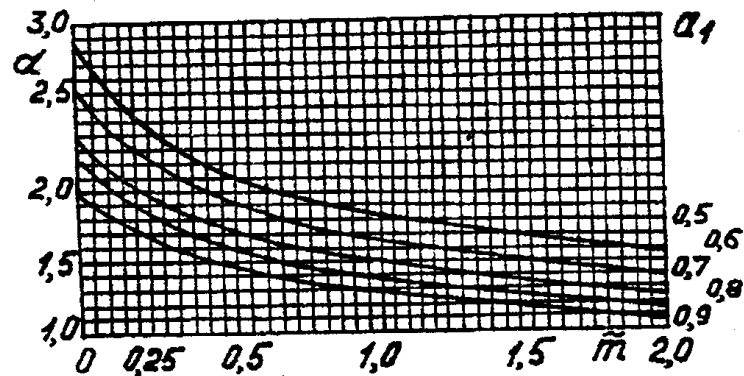


Рис.5.2. Значение корня частного уравнения для консольного вала

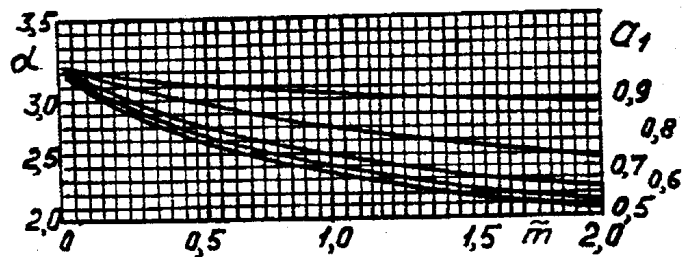


Рис.5.3. Значение корня частного уравнения для однопролетного вала

$$\bar{m} = \frac{m}{m_B \cdot L}$$

где m - масса мешалки, кг

Если найденное значение не удовлетворяет условию необходимо увеличить диаметр вала, который определяется по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

где $[\tau]$ - допускаемое напряжение при кручении Д1а,

$$[\tau] = 2 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

T - расчетный крутящий момент на валу, Нм,

$$T' = K_\delta \cdot \frac{N}{\omega_\Sigma}$$

где K_δ - коэффициент динамичности нагрузки;

N - номинальная мощность, потребляемая мешалкой, Вт;

ω - угловая скорость вала мешалки, рад/с.

Для турбинных и трехлопастных мешалок и аппарата без перегородок $K_\delta = 1,5$; в аппарате с перегородками $K_\delta = 1,2$; для рамных и лопастных мешалок $K_\delta = 2,0$.

5.2. Проверка на прочность производится из расчета на кручение и изгиб

Напряжения от крутящего и изгибающего моментов определяются по формулам:

$$\tau = \frac{T'}{0,2d^3} \quad (5.7)$$

$$\sigma = \frac{M}{0,1d^3} \quad (5.8)$$

Расчетный изгибающий момент M от действия приведенной центробежной силы $F_{ц}$ определяется в зависимости от расчетной схемы вала согласно табл.5.1. Приведенная центробежная сила (в Н) определяется по формуле

$$F_{ц} = m_{пр} \cdot \omega^2 r, \quad (5.9)$$

где $m_{пр}$ - приведенная сосредоточенная масса вала и перемешивающего устройства, кг;

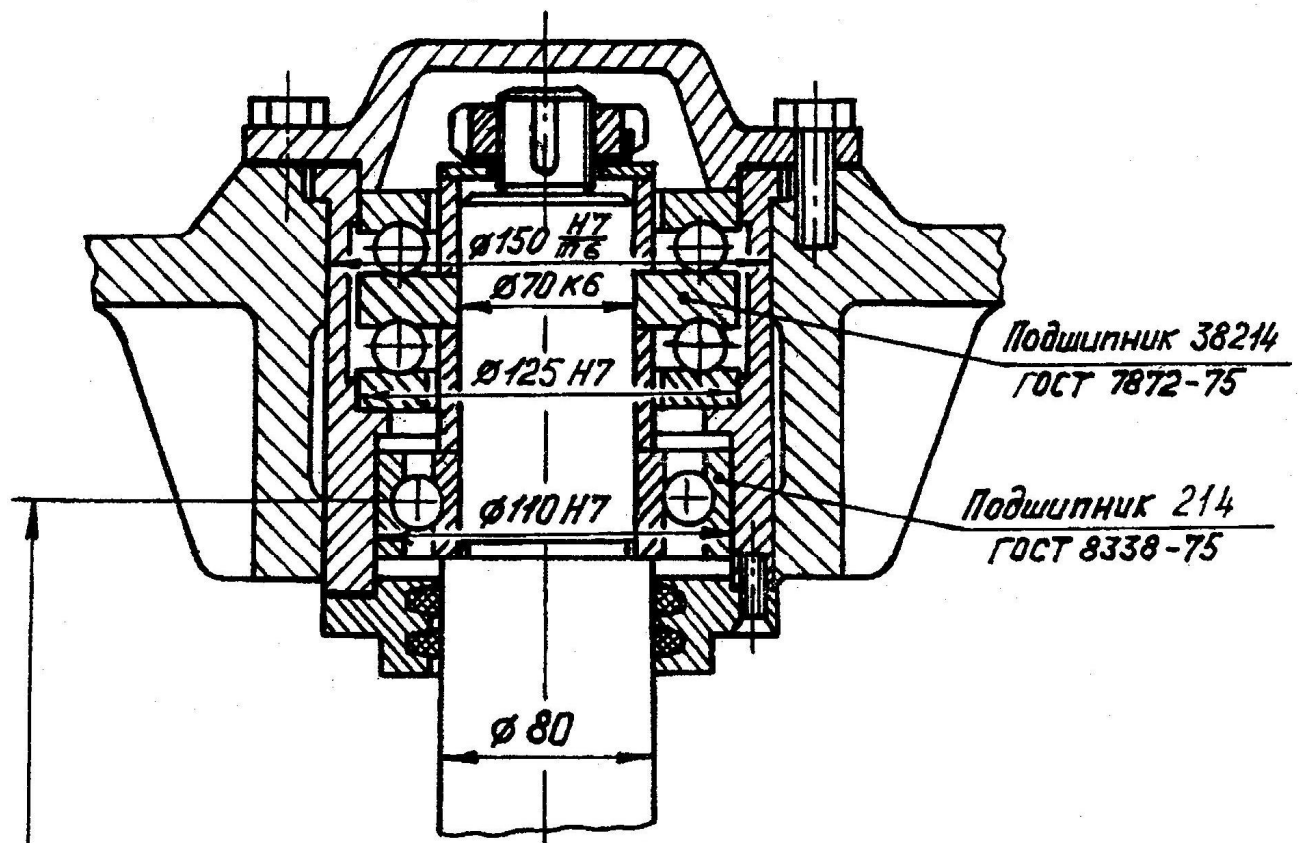
r - радиус вращения центра тяжести приведенной массы вала

Данные для расчета вала вертикального перемешивающего устройства

Таблица 5.1

Номер схемы	Расчетные схемы реального и приведенного валов	Уравнение упругой линии и угол поворота сечения вала в опорах	Коэффициент приведения q	Коэффициент приведения p
1		$y = \frac{F}{EJ} \left[\frac{l_1 l_2}{4} + \frac{x^2}{2} \left(l_1 - \frac{x}{3} \right) \right]$ <p>при $0 \leq x \leq l_1$</p> $\theta = \frac{F l_1 l_2}{4EJ}$ $\theta_A = 0$	$\frac{12}{(4,6 - 3a_1)^4 a_{21}^2} x$ $x \frac{1}{(a_1 + 3)}$	$\frac{(a_1 - a_2)^2}{a_1^2} x$ $x \frac{(3a_2 + 4a_1 - 4a)}{(3a_2 + 4a_1)},$ <p>где $a = \frac{1}{L}$;</p> $a_1 = \frac{1_1}{L}; \quad a_2 = \frac{1_2}{L}$
2		$Y = \frac{F l_2 x}{6EJL} [(L - x) \cdot 2L - l_2^2 (l - x)^2];$ $\theta_A = \frac{F L^2}{6EJ} \left(\frac{l_2}{L} - \frac{l_2^3}{L^3} \right); \text{ при } \theta \leq x \leq l_1$ $Y = \frac{F l_1 (L - x)}{6EJL} [2L l_2 - l_2^2 - (L - x)^2]$ $\theta_A = -\frac{F L^2}{6EJ} \left(\frac{2l_2}{L} + \frac{l_2^3}{L^3} - \frac{l_2^2}{L^2} \right)$ <p>при $l_1 \leq x \leq L$</p>	$\frac{1}{32a_1^2 \cdot a_2^2}$	$\frac{a^2 (1 - a)^2}{a_1^2 \cdot a_2^2},$ <p>где $a = \frac{1}{L}$</p> $a_1 = \frac{1_1}{L}; \quad a_2 = \frac{1_2}{L}$

Верхняя опора (А)



Нижняя опора (В)

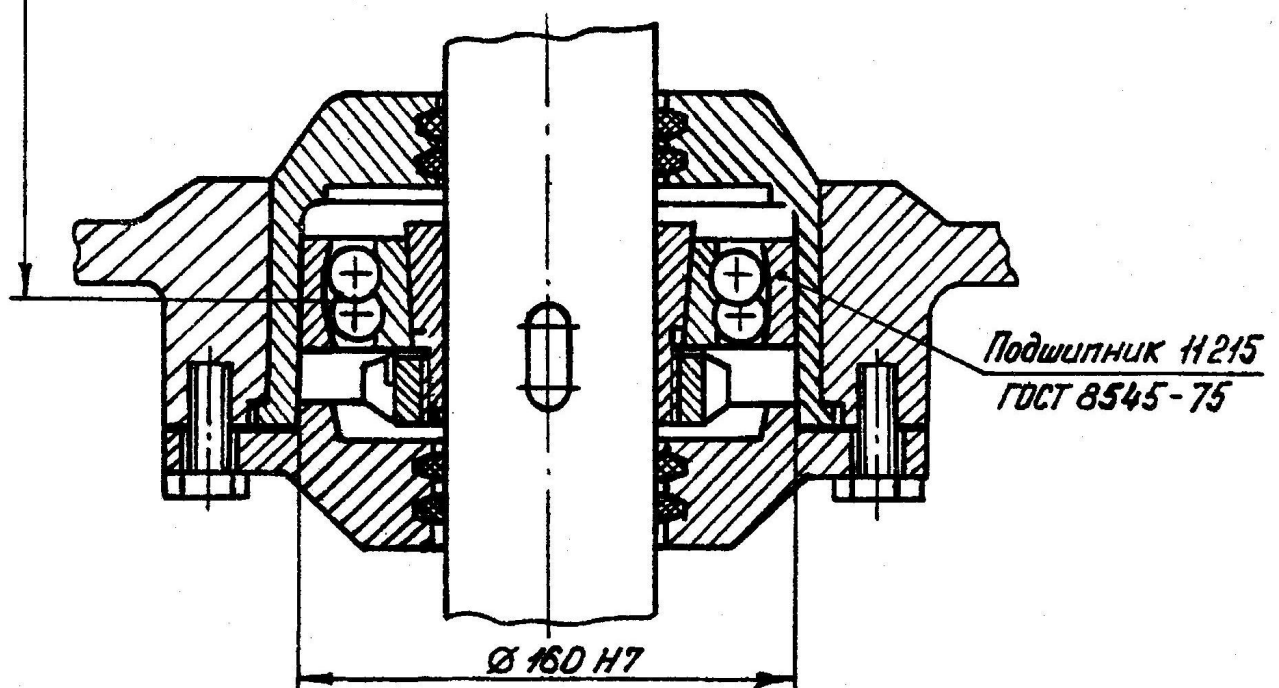
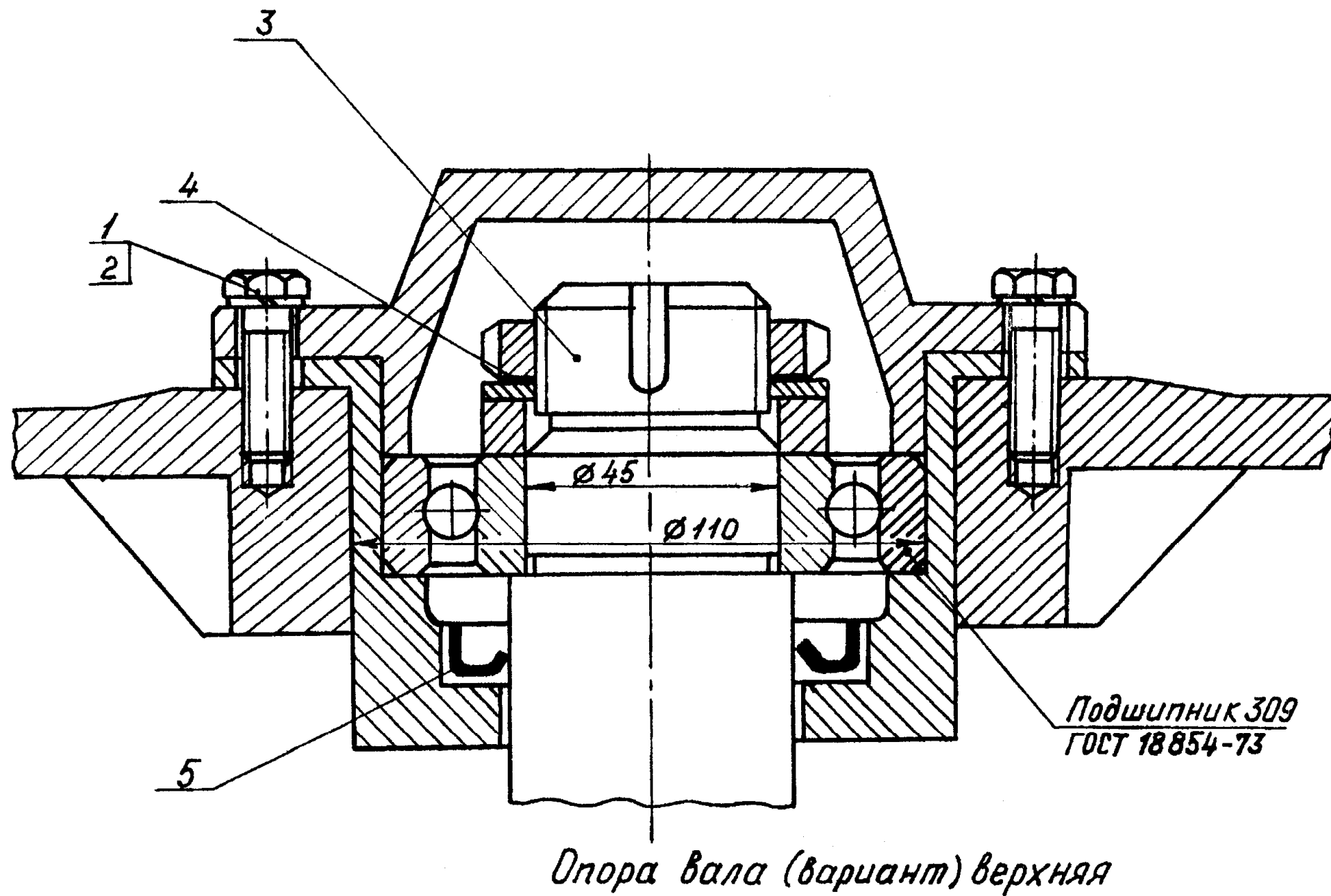


Рис. 5.4. Опоры вала мешалки



и перемешивающего устройства, м.

Приведенная сосредоточенная масса вала и перемешивающего устройства определяется по формулам:

при одном перемешивающем устройстве

$$m_{пр} = m + q \cdot m_B \cdot L; \quad (5.10)$$

при двух перемешивающих устройствах

$$m_{пр} = m_1 + p \cdot m_2 + q \cdot m_B \cdot L, \quad (5.11)$$

где m_1 и m_2 - соответственно массы двух перемешивающих устройств, кг;

q - коэффициент приведения распределенной массы к сосредоточенной массе перемешивающего устройства;

p - коэффициент приведения массы m_i в точку закрепления массы

Коэффициенты q и p определяются по формулам табл. 5.1.

Радиус g определяется из формулы

$$r = \frac{e'}{l - \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2}, \quad (5.12)$$

где e' - эксцентриситет массы перемешивающего устройства с учетом биения вала, м,

$$e' = e + 0,5\delta, \quad (5.13)$$

где e - эксцентриситет центра массы перемешивающего устройства, м;

$e = 0,14 \dots 0,2$ мм ;

δ - допускаемое биение вала (обычно принимается в пределах 1 мм), м.

Результирующее напряжение на валу определится по формуле

$$\sigma_{экс} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (5.14)$$

5.3. Проверка на жесткость

Прогибы вала в паре трения уплотнения, а также углы поворота сечений вала в опорах рассчитываются по формулам табл. 5.1 и должны быть не* больше допускаемых.

Допускаемое биение вала в сальниковом уплотнении 0,05... 0,1 мм.

Для радиальных шарикоподшипников наибольший допускаемый угол поворота

$\theta = 0,05$ рад.

Окончательно диаметр вала с учетом прибавок на коррозию и механический износ округляется до ближайшего большего размера для валов соответствующего нормализованного привода [5]