

Н. И. Живоглядов

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к расчету
технологического оборудования**

ТОЛЬЯТТИ 1994

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра "Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей"

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к расчету технологического оборудования



Тольятти 1994

УДК 629.113.001.24.002.5(031)

Методические указания к расчету технологического оборудования /
Сост. Живоглядов Н.И. - Тольятти: ТолПИ, 1994.

Изложены вопросы расчета узлов технологического оборудования, специальной оснастки и инструмента автотранспортных и авторемонтных предприятий, станции технического обслуживания автомобилей. Приведены конкретные примеры и даны рекомендации по пользованию приведенными методиками.

Для студентов спец. 1705 "Автомобили и автомобильное хозяйство".

Рис. 15. Табл. 32. Библиогр.: 8 назв.

Составитель к.т.н. доц. Живоглядов Н.И.

Научный редактор д.т.н. проф. Петросов В.В.

Утверждено редакционно-издательской секцией методического совета института.



Тольяттинский политехнический институт, 1994.

При обслуживании и ремонте автомобилей в условиях конкретного автопредприятия часто возникает необходимость в использовании специального оборудования, оснастки и инструмента. Так, только при капитальном ремонте двигателя автомобиля ЗИЛ-130 требуется около 60 ед. нестандартизированной оснастки. Таким образом, умение правильно сконструировать требуемые приспособления имеет важное значение для повышения уровня механизации, производительности и качества труда. Поскольку номенклатура потребного оборудования и оснастки довольно широка, разработчику приходится тратить значительное время на поиск нужных методик расчета и справочных данных.

Предлагаемые методические указания содержат наиболее часто применяемые методики расчета узлов технологического оборудования, специальных приспособлений и инструмента на АТП, АРП и СТО и могут быть использованы при выполнении индивидуального задания по дисциплине "Основы расчета, проектирования и эксплуатации технологического оборудования", а также при курсовом и дипломном проектировании.

Каждый расчет должен оформляться по следующему плану:

1. Заголовок расчета с указанием, какая деталь рассчитывается и на какой вид работоспособности (прочность, жесткость, виброустойчивость и т.п.).
2. Эскиз детали и расчетная схема с указанием сил, элор, моментов и всех размеров, используемых в расчете.
3. Наименование выбранного материала с указанием его термообработки и механических свойств. Например, сталь 35ХМ, улучшение, $\sigma_B = 2700-3020$ МПа, $\sigma_T = 950$ МПа, $\sigma_T = 850$ МПа.
4. Записывают расчетную формулу со ссылкой на источник, откуда она взята.
5. Задают значение величин, входящих в формулу, указывают источник, из которого они заимствованы.

6. Принятые значения величин подставляют в формулу в последовательности, соответствующей символической записи формулы, строго соблюдая правила размерности. Точность вычисления и окончательные размеры принимают такими, какие установлены техническими условиями.

7. Обобщают итоги расчетов в виде сводной таблицы и делают заключение по результатам расчетов.

I. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Подшипниками называют неподвижные опоры вращающихся в них валов и осей, предназначенные для восприятия радиальных и осевых нагрузок.

I.1. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения делятся на две основные группы: неразъемные (штулки, гидростатические и гидролинемические), которые могут быть регулируемыми и нерегулируемыми, и разъемные, состоящие из двух полуштулок или нескольких сегментов. Вали устанавливают в подшипниках обычно по посадкам: H7/f7, H7/e7, H7/e8, H7/d8, H7/c8. Если подшипник изготовлен в виде штулки, то последние сажают в корпус по посадкам H7/r6, H7/r6, H7/s6, H7/t7, H7/u7. Толщину штулки обычно выбирают по соотношению $\delta \approx 0,1d$, т.е. $D_{\text{шт}} = 1,2d$.

Ориентировочно в диапазоне $d = 20 \dots 250$ мм посадку вала можно выбрать по зазору $\Delta_{\text{ср}}$, мкм, в соединении по эмпирической формуле [1]:

$$\Delta_{\text{ср}} = m\sqrt{d}, \quad (\text{I.1})$$

где d - диаметр вала, мм;

m - постоянная, зависящая от поля допуска вала (табл. I.1).

Таблица I.1

Численные значения коэффициента m

Посадка	H7/c8	H7/d9	H7/d8	H7/f9	H7/e8	H7/f8	H7/f7	H7/s6
Коэффициент	23	21,5	17	13	12	9	7,5	6

При изменении d от 10 до 80 мм рекомендуется задавать зазор $\Delta_{\text{ср}}$ увеличивающимся от 15 до 200 мкм.

В технологическом оборудовании, используемом в АТП и АРП, подшипники скольжения обычно работают в режиме полужидкостной или граничной смазки. В этом случае при выборе подшипника его проверяют по удельному давлению p , МПа, и на ограничение нагрева по произведению pV :

$$p = \frac{P}{\ell d} \leq [p]; \quad (1.2)$$

$$pV \leq [pV], \quad (1.3)$$

где d - диаметр вала, мм;
 ℓ - длина подшипника, мм;
 P - сила давления между подшипником и валом, определяемая согласно правилам курсов теоретической механики или сопротивления материалов, Н;

$$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}, \quad (1.4)$$

где V - окружная скорость скольжения вала, м/с;
 d - диаметр вала, мм;
 n - частота вращения вала, мин^{-1} (то же, что и об/мин).

Значение допускаемого удельного давления в подшипнике $[p]$ и значение $[pV]$ зависят от материала подшипника, для наиболее распространенных из них приведены в табл. 1.2.

Расчет торцевых кольцевых подпятников для случая осевого нагружения производится аналогично расчету подшипников:

$$p = \frac{4P}{\pi(d_H^2 - d_B^2)} \leq [p], \quad (1.5)$$

где P в Н;
 d_H - наружный диаметр кольцевой пяты торца вала, мм;
 d_B - внутренний диаметр кольцевой пяты торца вала, мм;

$$V = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot 1000} \cdot \frac{d_H^3 - d_B^3}{3(d_H^2 - d_B^2)}, \quad (1.6)$$

где d_H и $d_B \approx (0,6 - 0,8)d_H$, мм, n , об/мин.

Допускаемые $[p]$ и $[pv]$ такие же, как и для радиальных подшипников.

Таблица I.2

Значения $[p]$ и $[pv]$ в зависимости от материала вкладышей

№	Материал	$[p]$, МПа	v , м/с	$[pv]$, МПа· $\frac{м}{с}$	Область применения
1.	Бронза оловянно-цинково-свинцовистая БрОЦС5-5-5 БрОЦС6-6-3	5 8	3 3	10 12	Подшипники при спокойных нагрузках и нормальных температурах (до 150°C)
2.	БрОЦС4-4-17	10	4	12	Подшипники быстроходных механизмов при спокойных нагрузках и нормальных температурах
3.	Бронза алюминиево-железная БрАЖ9-4	30	8	60	Подшипники, работающие при ударных нагрузках
4.	Баббит Б90, Б92, Б16	15	10	12	Подшипники редукторов всех мощностей, ДВС
5.	Чугун СЧ 4-1, СЧ 4-2	2	2	2	Несответственные подшипники при малых P и v

При выборе подшипника соотношение длины подшипника (шипа) l к диаметру d вала необходимо стремиться выдерживать в пределах $l/d = 0,8 \dots 1,2$. Если приведенные неравенства не соблюдаются, необходимо увеличить или длину подшипника, или диаметр вала. Наиболее эффективно на несущую способность подшипника влияет изменение его диаметра, т.к. она пропорциональна кубу диаметра и квадрату отношения l/d . Увеличение диаметра не только повышает несущую способность, но и увеличивает надежность работы подшипника.

Диаметр подшипника, мм, для указанных условий можно найти по формуле

$$d \geq 0,44 \sqrt[3]{\frac{P \cdot m^2}{(l/d)^2 \cdot \eta \cdot n}}, \quad (1.7)$$

где η - динамическая вязкость масла при рабочей температуре, Па·с (табл. 1.3);

значения m приведены в табл. 1.1;

n - частота вращения вала, об/с (s^{-1}).

Для $l/d = 1$ и наиболее распространенной посадки H7/e8 ($m = 12$)

$$d \geq 2,3 \sqrt[3]{P/(\eta \cdot n)}, \text{ мм.} \quad (1.8)$$

Следует иметь в виду, что получаемые расчетом диаметры обычно малы (0,5...15 мм), в связи с чем размеры на практике обычно назначают конструктивно.

Таблица 1.3

Значения коэффициентов η динамической вязкости некоторых масел при 50°C

Масло	Соли- дол С синт.	Смаз- ка гра- фитная	Литол 24	ТАД- 17И	МС20	И40А	И20А	И12А
Динамическая вязкость η , Па·с	40- 100	80- 100	80- 120	0,10	0,13	0,03	0,016	0,01

Если известна кинематическая вязкость, то динамическая может быть определена по формуле

$$\eta = (\nu \cdot \gamma) \cdot 10^{-6} \text{ Па·с,} \quad (1.9)$$

где ν - кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$ (сСт);

γ - плотность масла, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Несущая способность подшипников с отношением $l/d < 0,5$ понижена вследствие облегченного вытекания масла с торцев. Для создания масляного слоя достаточной толщины необходимы более высокие отношения l/d и меньшие зазоры. Однако не рекомендуется делать подшипники с $l/d > 1,5$, т.к. в этом случае для устранения перекосов и облегчения сборки узла их, как правило, необходимо изготавливать самоустанавливающимися, что сложно и дорого. Материал поверхности валов под подшипники скольжения должен быть обязательно термообработан с HRC > 50.

Для некоторых механизмов существенное значение имеет момент силы трения в подшипнике:

$$M_{тр} = 0,5 f P d = 0,5 f \rho l d^2, \text{ Н·м,} \quad (1.10)$$

где P в Н, r в Па, d и l в м.

С увеличением диаметра вала момент силы трения возрастает пропорционально квадрату диаметра, поэтому у механизмов с низким моментом трения опоры следует выполнять возможно меньшего диаметра. Шип вала проверяют на прочность и жесткость, рассматривая его как балку, заземленную на одном конце и равномерно нагруженную по длине.

Условие прочности для сплошного шипа при расчете на изгиб имеет вид [5]:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{P \cdot l}{2 \cdot 0,1 d^3} = 5 \cdot P \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^2 \leq [\sigma_u], \quad (I.11)$$

где W - момент сопротивления изгибу, см^3 ;

M_u - изгибающий момент, $\text{кгс} \cdot \text{см}$; P в кгс , l и d в см .

При $l \leq d$ оно практически всегда удовлетворяется.

При проверке на жесткость стрела прогиба y не должна превышать допустимого значения $[y]$:

$$y = \frac{P \cdot l^3}{8 \cdot E \cdot J} \leq [y]. \quad (I.12)$$

Обычно $[y] \approx 0,005 l$. Если P в кгс , то l в см , E в $\text{кгс}/\text{см}^2$,

J в см^4 , y в см . Если P в Н, то l в м, E в Па, J в м^4 ,

y в м.

Дополнительное условие жесткости вала для нормальной работы подшипников скольжения - ограничение угла поворота концевое сечения:

$$\theta = \frac{P \cdot l^2}{6 \cdot E \cdot J} \leq [\theta], \text{ рад}, \quad (I.13)$$

где допустимый угол поворота $[\theta] \leq 0,001 \text{ рад} = [\theta] \leq 0,06^\circ$;

E - модуль упругости материала вала, $\text{кгс}/\text{см}^2$ (для стали $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс}/\text{см}^2$);

J - осевой момент инерции, см^4 (для сплошного вала $J = \frac{\pi d^4}{64}$);

P в кгс , l в см .

При выборе смазки для отдельно стоящих подшипников смазочный материал выбирают по эмпирическому параметру $\sqrt{p \cdot v^3}$, [5]: если $\sqrt{p \cdot v^3} \leq 16$, то допустимо смазывание пластической смазкой, жидкой разбрызгиванием или кольцевое; при $\sqrt{p \cdot v^3} = 16 - 32$ рекомендуется смазывание разбрызгиванием, но с дополнительным охлаждением масла; при $\sqrt{p \cdot v^3} > 32$ необходимо переходить на циркуляционное смазы-

вание под давлением. В эмпирических зависимостях удельное давление p в МПа, v — м/с. Приведенные рекомендации следует рассматривать как ориентировочные. Расчет подшипников с жидкостной смазкой производится по выбору толщины масляного слоя и нагрев по гидродинамической теории смазки.

1.2. Подшипники качения

Выбор подшипников качения технологического оборудования начинают с установления их типа. При выборе типа подшипников следует учитывать: величину и направление действующей нагрузки, частоту вращения подшипника, конструкционные особенности узла, стоимость подшипника. Подшипники качения классифицируют по следующим признакам: по форме тел качения — шариковые и роликовые (последние разделяют по форме роликов на подшипники с коническими, бочкообразными, витыми, игольчатыми и цилиндрическими длинными или короткими роликами); по направлению воспринимаемой нагрузки — радиальные, в основном для радиальных нагрузок, радиально-упорные для восприятия совместных радиальных и осевых нагрузок, упорные для осевых нагрузок, упорно-радиальные; по числу рядов качения — однорядные, двухрядные, многорядные; по способу самоустановки — несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся.

Подшипники для отверстия одного диаметра подразделяют на размерные серии: сверхлегкую, особолегкую, легкую, среднюю, тяжелую. В зависимости от ширины различают узкие, нормальные и широкие подшипники. При разработке конструкции подшипникового узла необходимо дополнительно учесть условия монтажа, эксплуатации и ремонта, требуемую долговечность и надежность узла, состояние окружающей среды.

Проектирование узлов ведут в следующем порядке:

1. Намечают эскизную компоновку узла и на основании расчетной схемы ориентировочно определяют расстояние между опорами с учетом закрепленных на валу деталей.

2. На основании кинематической схемы узла и силовой характеристики механизма определяют величины и направление действующих на опоры нагрузок.

3. Намечают тип и класс точности подшипника, определяют расчетный ресурс выбранного подшипника и сравнивают его с теоретическим.

4. Назначают посадки на сопряжения колец подшипника с валом и корпусом и выбирают способ крепления колец на посадочных поверхностях.

5. Выбирают способ смазки и конструкцию уплотнений.

6. Окончательно оформляют конструкцию узла, обеспечивая прочность и жесткость деталей узла, соосность посадочных мест, легкость хода, надежность и доступность монтажа и демонтажа, компенсацию теплового расширения, эффективность смазывания.

Во избежание заклинивания тел качения при температурных удлинениях вала применяют установку подшипников по одной из двух схем:

установка подшипника с одной фиксированной, а другой "плавающей" опорой;

установка подшипника с осевой фиксацией враспор.

По второй схеме торцы внутренних колец подшипников упираются в буртики вала, а наружных - в торцы крышек. Причем между торцами наружных колец и крышек оставляют зазор 0,2...0,5 мм, устанавливаемый с помощью прокладок.

Исходные данные для выбора подшипников: расчетная схема вала с нагрузками, известными по величине и направлению; частота вращения вала; диаметр ступеней вала под подшипники; эксплуатационные режимы работы.

Для выбора подшипников можно использовать две методики:

а) по коэффициенту работоспособности C_p ;

б) по статической C_0 или динамической C грузоподъемности. Подшипники качения, кольца которых имеют угловую скорость $\omega \leq 0,105$ рад/с или частоту вращения $n \leq 1$ мин⁻¹, подбирают по статической грузоподъемности C_0 в соответствии с соотношением $P_3 \leq C_0$, где

P_3 - эквивалентная нагрузка на подшипник в кН. $P_3 = X_0 F_r + Y_0 F_a$, здесь F_a и F_r - радиальная и осевая нагрузки подшипника в кН, X_0 и Y_0 - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (для шарикового радиального однорядного или двухрядного подшипника $X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$).

Значения допускаемой статической грузоподъемности указаны в каталогах на подшипники. При $n = 1...10$ об/мин в расчетах следует принимать $n = 10$ об/мин. В случаях, когда частота вращения кольца превышает 1 об/мин, используют динамическую грузоподъемность C или коэффициент работоспособности C_p .

По физическому смыслу динамическая грузоподъемность эквивалентна радиальной нагрузке, которую подшипник может выдержать в течение базовой частоты вращения, равной 10^6 оборотов.

1.2.1. Выбор подшипника по коэффициенту работоспособности
 Коэффициент работоспособности, тыс.,

$$C_p = Q \cdot (n \cdot L_h)^{0,3}, \quad (1.14)$$

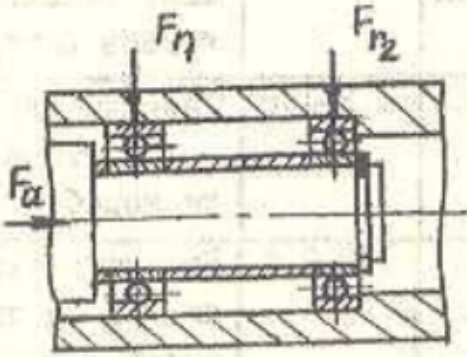
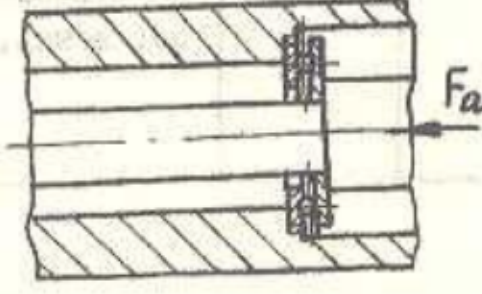
где Q - приведенная нагрузка к условной радиальной, кгс
 (рассчитывается, табл.1.4);
 n - частота вращения вала, об/мин (берется из расчетов);
 L_h - задаваемая долговечность подшипника, час (табл.1.8).

Формула справедлива при $n \geq 10$ об/мин.

Формулы для расчета приведенной нагрузки даны в табл.1.4, коэффициенты к ним в табл.1.5, характеристики наиболее употребляемых в оборудовании АТП подшипников в табл.1.6, 1.7.

Таблица 1.4

Формулы для вычисления приведенной нагрузки

Тип подшипника	Схема расположения подшипников и действующих сил	Расчетные формулы
Радиальный	 <p>Схема радиального подшипника, установленного на валу. Показаны две точки приложения радиальных сил F_{r1} и F_{r2} и одна точка приложения осевой силы F_a.</p>	$Q_1 = F_{r1} \cdot K_k \cdot K_\delta \cdot K_T$ $Q_2 = (F_{r2} \cdot K_k + m \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$
Упорный	 <p>Схема упорного подшипника, установленного на валу. Показана одна точка приложения осевой силы F_a.</p>	$Q = F_a \cdot K_\delta \cdot K_T$

Для радиальных однорядных шарикоподшипников
 при $R/F_a > 2$ $m = 1,5$, при $R/F_a \approx 2$ $m = 1,7$,
 при $R/F_a \approx 1$ $m = 1,9$,
 при чисто осевой нагрузке $m = 2$, $K_T = 1$ при рабочей температуре подшипника $\leq 100^\circ\text{C}$; $K_K = 1$, если внутреннее кольцо вращается относительно вектора нагрузки, $K_K = 1,35$, если наружное кольцо вращается относительно вектора нагрузки.

Величины F_r и F_a должны подставляться в формулы в кгс.

Таблица 1.5

Значения коэффициента безопасности K_B , учитывающего род нагрузки

№	Характер нагрузки на подшипник	K_B	Примеры применения
1.	Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1	Опоры подъемников и шинно-монтажных стендов, домкраты
2.	Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125% от нормальной нагрузки	1,2	Тяговые конвейеры моечных машин, тележки для перемещения грузов внутри помещения
3.	Умеренные толчки, кратковременные перегрузки до 150% от $P_{норм}$	1,3-1,8	Тележки для перевозки грузов по территории, подшипники коробок передач
4.	Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200% от $P_{норм}$	1,8-2,5	Кривошипно-шатунные передачи, опоры приспособлений для очистки кузова от остатков смерзшегося груза, ковшей
5.	Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300% от $P_{норм}$	2,5-3	Приспособления для разборки соединений, ковочные машины

Таблица 1.6

Шарикоподшипники радиальные однорядные. Основные типоразмеры [?]

Условное обозначение подшипника	Основные размеры, мм				C _p , тыс.	C _o , кН	C, кН	n _{пр} , тыс. об/мин
	d	D	B	r				
Особо легкая серия								
100	10	26	8	0,5	5,4	2	3,6	20
101	12	28	8	0,5	5,4	2,1	4,0	20
104	20	42	12	1	10,6	4,5	7,36	16
105	25	47	12	1	11,5	5,0	7,9	16
106	30	55	13	1,5	15	7	10,4	13
107	35	62	14	1,5	18,5	8,6	12,5	13
108	40	68	15	1,5	19	9,4	13,2	10
109	45	75	16	1,5	25	12,2	16,5	10
110	50	80	16	1,5	25	12	16,3	8
111	55	90	18	2	32	16	22,0	8
112	60	95	18	2	37	18,5	24,1	8
Легкая серия								
200	10	30	9	1	7,0	2,65	4,60	20
201	12	32	10	1	7,1	2,7	4,72	20
202	15	35	11	1	8,5	3,5	5,90	16
203	17	40	12	1	11,3	4,45	7,5	16
204	20	47	14	1,5	15	6,3	10,0	16
205	25	52	15	1,5	16	7,1	11,0	13
206	30	62	16	1,5	22	9,7	15,3	13
207	35	72	17	2	30	13,9	20,1	10
208	40	80	18	2	39	18,1	25,6	10
209	45	85	19	2	39	18,1	25,7	8
210	50	90	20	2	42	20	27,5	8
211	55	100	21	2,5	52	25,5	34,0	8
212	60	110	22	2,5	62	31,5	41,1	6,3
Средняя серия								
34	4	16	5	0,5	2	0,75	1,48	25
35	5	19	6	0,5	3,4	1,15	2,17	25
300	10	35	11	1	10	3,8	6,36	16

Продолжение табл. I.6

Условное обозначение подшипника	Основные размеры, мм				C _p , тыс.	C ₀ , кН	C, кН	n _{пр} , тыс. об/мин
	d	D	B	r				
301	12	37	12	1,5	12,3	4,7	7,63	16
302	15	42	13	1,5	13,5	5,5	8,9	16
303	17	47	14	1,5	17,1	6,8	10,9	13
304	20	52	15	2	19	7,9	12,5	13
305	25	62	17	2	27	11,5	17,6	10
306	30	72	19	2	33	15	22,0	10
307	35	80	21	2,5	40	17,8	26,2	8
308	40	90	23	2,5	48	22,8	31,9	8
309	45	100	25	2,5	57	26,5	37,8	6,3
310	50	110	27	3	72	36	48,5	6,3
311	55	120	29	3	84	42,5	56,0	6,3
312	60	130	31	3,5	94	49	64,1	5
Тяжелая серия								
403	17	62	17	2	29	12	17,8	10
405	25	80	21	2,5	47	20,8	29,2	8
406	30	90	23	2,5	60	27	37,2	8
407	35	100	25	2,5	68	32	43,6	6,3
408	40	110	27	3	78	37	50,3	6,3
409	45	120	29	3	92	46	60,4	6,3
410	50	130	31	3,5	108	56	68,5	5
411	55	140	33	3,5	120	63	78,7	5
412	60	150	35	3,5	132	71	85,6	5

Таблица I.7

Шарикоподшипники упорные

Условное обозначение подшипника	Основные размеры, мм				C _p , тыс.	C ₀ , кН	C, кН	n _{пр} , тыс. об/мин
	d	D	H	r				
Особо легкая серия								
8100	10	24	9	0,5	10	11,3	6,58	10
8101	12	26	9	0,5	10,6	12,5	6,97	10

Продолжение табл.1.7

Условное обозначение подшипника	Основные размеры, мм				C_p , тыс.	C_o , кН	C , кН	$n_{пр}$, тыс. об/мин
	d	D	H	r				
8102	15	28	9	0,5	11,3	13,5	7,43	8
8103	17	30	9	0,5	12,5	15,8	8,22	8
8104	20	35	10	0,5	16,7	21,5	11,0	6,3
8105	25	42	11	1,0	19	26	12,5	6,3
8106	30	47	11	1,0	21	29	13,8	6,3
8107	35	52	12	1,0	28	40	16,8	5,8
8108	40	60	13	1,0	35	51	23,0	5
Легкая серия								
8201	12	28	11	1	13,2	15,5	8,68	8
8202	15	32	12	1	15	18,5	9,87	8
8204	20	40	14	1	24	30,5	15,8	6,3
8205	25	47	15	1	31	41	20,4	6,3
8206	30	52	16	1,5	35	47	23,0	5
8207	35	62	18	1,5	48	68	31,6	5
8208	40	68	19	1,5	57	80	37,5	5
Средняя серия								
8305	25	52	18	1,5	39	49,9	25,7	5
8306	30	60	18	1,5	39	67,9	32,9	5
8307	35	68	21	1,5	50	85	40,8	4
8308	40	78	24	1,5	62	109	51,3	3,2

Примечание. В таблицах обозначены:

d - посадочный диаметр внутреннего кольца, мм;

D - диаметр наружного кольца, мм;

B, H - высота (толщина) подшипника, мм;

r - радиусы углов колец, мм;

C_p - коэффициент работоспособности, тыс.;

C_o - допускаемая статическая грузоподъемность, кН;

C - допускаемая динамическая грузоподъемность, кН;

$n_{пр}$ - допускаемая предельная частота вращения подшипника.

Рассчитав коэффициент работоспособности C_p , сравнивают его с табличным C_p и выбирают ближайший подшипник.

1.2.2. Выбор подшипника по динамической грузоподъемности

Подбор шариковых подшипников или радиальных подшипников с цилиндрическими роликами при действии на последние только радиальных нагрузок рекомендуется проводить в следующем порядке.

1. Выполняют эскизную компоновку подшипникового узла и приблизительно намечают расстояние между подшипниками.

2. Определяют по правилам курса сопротивления материалов суммарные реакции опор.

3. Определяют эквивалентную нагрузку на подшипники.

4. Задавшись (табл. I.8, час) желаемой долговечностью наиболее нагруженного подшипника, вычисляют его динамическую грузоподъемность C [5].

5. По динамической грузоподъемности и диаметру посадочного места подбирают подшипник из каталога по условию $C_{кат} > C$. Динамическая грузоподъемность, кН, рассчитывается по формуле

$$C = P_3 \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}, \quad (I.15)$$

где p - показатель степени; для шарикоподшипников $p = 3$,
для роликоподшипников $p = 3.33$;

n - рассчитанное ранее максимальное число оборотов вала, об/мин;

P_3 - эквивалентная нагрузка, кН, определяемая по формуле

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_S \cdot K_T, \quad (I.16)$$

где X и Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно;

V - коэффициент вращения ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца, $V = 1.2$ при вращении наружного кольца);

F_r и F_a - соответственно радиальная и осевая нагрузка, воспринимаемая подшипником в конструкции, кН;

K_S - коэффициент безопасности (табл. I.5);

K_T - температурный коэффициент ($K_T \leq 100^\circ C = 1.0$).

Для подшипников шариковых однорядных значения X и Y приведены в табл. I.9.

Таблица 1.8

Рекомендуемые значения расчетной долговечности
для оборудования

№	Условия эксплуатации и тип оборудования	Долговечность L_h , час
1.	Приборы и механизмы, используемые периодически: бытовые приборы, демонстрационная аппаратура	300 - 3000
2.	Механизмы с кратковременным или циклическим режимом работы: сельскохозяйственные машины, строительные машины, монтажные краны, тележки, мостовые установки, подъемники	3000 - 8000
3.	Оборудование с кратковременным или циклическим режимом работы при повышенных требованиях к надежности	8000 - 12000
4.	Оборудование для односменной работы с неполной нагрузкой: редукторы общего назначения, электродвигатели, станки для обкатки	10000 - 25000
5.	Оборудование для односменной работы с полной нагрузкой: вентиляторы, конвейеры	20000 - 30000
6.	Оборудование с круглосуточным режимом работы	40000 - 50000

Таблица 1.9

Значение коэффициентов X и Y для шариковых однорядных подшипников

Тип подшипника	Серия	Диаметр подшипника	X	Y при F_r/F_a			
				> 2	2	1	0
Шариковый однорядный	Все серии	Для всех размеров	0,56	1,5	1,7	1,9	2

Если $F_r/F_a < 0$, то радиальный шарикоподшипник необходимо заменить на упорный или их комбинацию.

Эквивалентная нагрузка, kH , упорного шарикоподшипника рассчитывается по формуле

$$P_{эу} = F_a \cdot K_{\delta} \cdot K_T,$$

(I.17)

Выбор радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников ведут в следующей последовательности.

1. Учитывая условия эксплуатации, конструкцию узла, диаметр вала, намечают типоразмер подшипника.

2. Выполняют эскизную компоновку узла, определяют точки приложения радиальных реакций.

3. Определяют суммарные реакции в опорах.

4. Вычисляют эквивалентные нагрузки подшипников (формулы для этого случая в методических указаниях отсутствуют).

5. По таблицам каталога для намеченного подшипника определяют его динамическую грузоподъемность.

6. По эквивалентной нагрузке и динамической грузоподъемности вычисляют теоретическую долговечность подшипника, которая должна быть равна или больше заданной; если это условие не обеспечивается, то подбирают подшипники других серий и типов, увеличивают диаметр цапфы вала и пр.

1.2.3. Рекомендация по использованию подшипников

Учет вышеперечисленного многообразия факторов при выборе подшипников представляет весьма сложную задачу, при решении которой можно руководствоваться только общими указаниями.

1. Для опор, воспринимающих ударные, а также значительные переменные нагрузки, рекомендуется установка роликовых подшипников, которые способны к восприятию больших нагрузок. Шарикоподшипники обладают меньшей несущей способностью, однако допускают большие скорости вращения.

2. При действии на подшипник только радиальных нагрузок применяют любой тип радиальных подшипников, учитывая число оборотов и условия эксплуатации.

3. При комбинированных нагрузках, исходя из нагрузки определяют возможность установки одного или двух радиально-упорных подшипников. Чаще всего их ставят парными комплектами, обеспечивая при этом строго фиксированное положение вала в обоих направлениях. Причем для шариковых подшипников рекомендуется, а для конических роликовых требуется регулировка.

4. В оборудовании для СТО, АТП и АРП, как правило, следует применять подшипники нормального класса точности.

5. При проектировании оборудования в первую очередь следует ориентироваться на применение шариковых радиальных однорядных подшипников, имея в виду их невысокую стоимость, простоту монтажа и способность воспринимать комбинированные нагрузки.

Немаловажное значение имеет правильный выбор посадки подшипника. Рекомендуемые посадки приведены в табл. I.10.

Местное нагружение – радиальная нагрузка воспринимается ограниченным участком по окружности дорожки качения и передается посадочной поверхности корпуса или вала. Данный вид нагружения осуществляется при постоянном направлении вектора радиальной нагрузки, приложенного к неподвижному кольцу подшипника или при вращении вектора тангенциальной силы вместе с кольцом подшипника в одном направлении с одинаковой угловой скоростью.

Циркуляционное нагружение – тела качения передают радиальную нагрузку последовательно всей дорожке качения и всей посадочной поверхности вала или корпуса.

Колебательное нагружение имеет место при качении одного кольца относительно другого.

Таблица I.10

Посадки радиальных шарико- и роликоподшипников классов 0 и 6

Нагружение кольца	Поля допусков	
	валов	отверстий
	при нагружении	
	внутреннего кольца	наружного кольца
Местное	$J_5 6, k 6, g 6, f 6$	$J_5 6, J_5 7, H 7$
Циркуляционное	$k 6, m 6, n 6, j_5 6$	$K 7, M 7, N 7$
Колебательное	$J_5 6$	$J_5 7$

1.2.4. Условные обозначения подшипников

В условных обозначениях подшипников последние две цифры справа указывают диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника. Для подшипников диаметров 20...495 мм диаметр отверстия определяется умножением этих цифр на 5. Это правило не распространяется на подшипники с $d < 20$ мм. Для них две последние цифры справа соответствуют:

00 - d = 10 мм, 01 - d = 12 мм,

02 - d = 15 мм, 03 - d = 17 мм.

Третья и седьмая цифры справа указывают серию подшипника (кроме малых диаметров до 9 мм) и характеристику его по ширине (сверхлегкая, особо легкая, средняя, тяжелая, узкая, нормальная, широкая, особо широкая).

Тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа:

Радиальный шариковый однорядный	0
Радиальный шариковый двухрядный сферический.....	1
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами.....	2
Радиальный роликовый двухрядный сферический.....	3
Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или с иглами.....	4
Роликовый с витыми роликами.....	5
Радиально упорный шариковый.....	6
Роликовый конический.....	7
Упорный шариковый.....	8
Упорный роликовый.....	9

Ноль может в обозначении не указываться. Пятой цифрой справа или двумя цифрами, стоящими на 5 и 6-м местах, указывают конструктивные особенности подшипника, если они есть. Класс точности подшипника (0,6,5,4,2) указывается цифрой впереди номера его целевого назначения. Знаки, поставленные правее от основного условного обозначения, характеризуют отличительные признаки подшипников. Пример обозначения: 6-305 - подшипник шариковый радиальный однорядный, внутренний диаметр $d = 25$ мм (05х5), средней серии, класс точности 6.

2. РАСЧЕТ ОСЕЙ И ВАЛОВ

Валы и оси - детали, которые поддерживают вращательное или качательное движение насаженных на них элементов конструкции. Валы в отличие от осей предназначены не только для поддержания вращающихся деталей машин, но и для передачи крутящего момента вдоль своей оси. Поэтому валы подвергаются действию как изгибающих усилий, так и действию скручивающих усилий - крутящих моментов.

Опорная часть валов и осей называется цапфой. Цапфы, расположенные по концам валов и осей и воспринимающие радиальную нагруз-

ку, носят название шипов, а расположенные посередине, — шеек. Цапфы, воспринимающие осевую нагрузку, называются пятами.

2.1. Нагрузки валов

При расчете валов необходимо знать нагрузки, действующие на них, которые в зубчатых и червячных передачах определяются усилиями, возникающими в зацеплении, а в ременных и цепных — от натяжения ветвей. Массу вала и насаженных на него деталей при проектировании технологического оборудования обычно не учитывают.

В цилиндрических прямозубых передачах (рис.2.1а) силу, N , в зацеплении раскладывают на две составляющие: окружную $F_t = N/v_{ш} = 2M_{кр}/d_g$ и радиальную $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$, где N — передаваемая мощность, Вт; $v_{ш}$ — окружная скорость в зацеплении (шестерен), м/с; $M_{кр}$ — передаваемый крутящий момент, Н·м; d_g — диаметр делительной окружности шестерни, м; α — угол зацепления (обычно $\alpha = 20^\circ$).

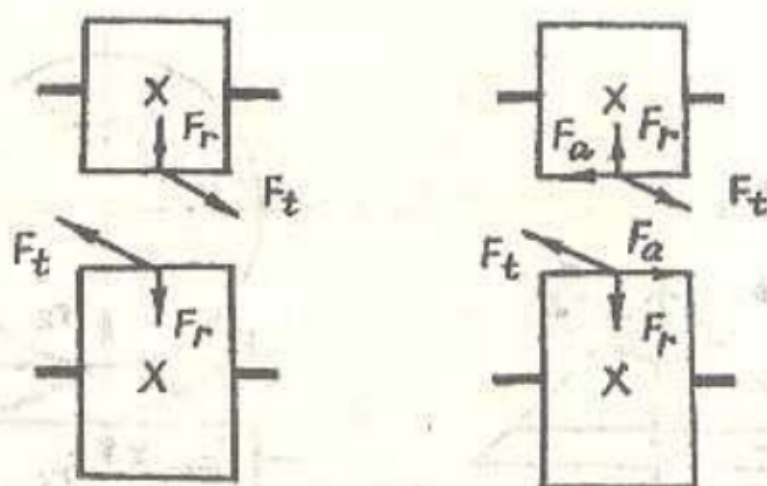


Рис. 2.1. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых колес: а) прямозубых; б) косозубых

В цилиндрических косозубых передачах (рис.2.1б), которые обладают большей несущей способностью и меньшей шумностью, силу в зацеплении, N , раскладывают на три взаимно перпендикулярные составляющие: окружную $F_t = 2M_{кр}/d_g$, радиальную $F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$ и осевую $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$, где α_n — угол зацепления в нормальном сечении (обычно 20°); β — угол наклона линии зуба.

В конической прямозубой передаче (рис.2.2а) окружная сила $F_t = N/v_{cp} = 2M_{кр}/d_{cp}$, где d_{cp} - диаметр венца по средней линии, м.

Радиальная сила на шестерне 1 и осевая на зубчатом колесе 2:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta_2; \quad (2.1)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta_1. \quad (2.2)$$

Значение угла δ_2 при вершине конуса определяют по передаточному числу i :

$$\operatorname{tg} \delta_2 = i_2 = z_2/z_1; \quad (2.3)$$

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} i; \quad (2.4)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (2.5)$$

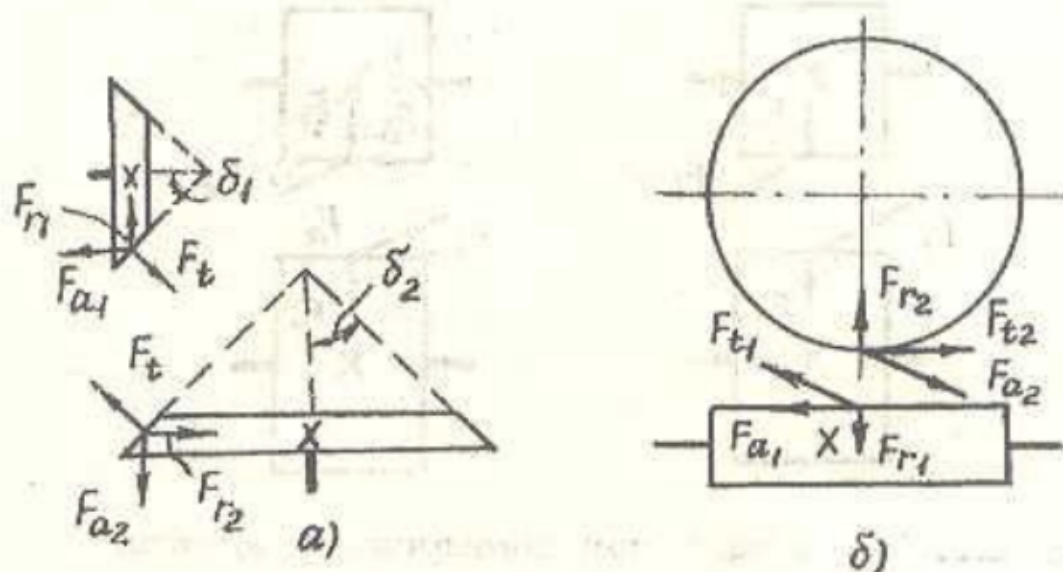


Рис.2.2. Силы в зацеплении: а) конических зубчатых колес; б) червячной пары

В червячной передаче (рис.2.2б):

$$F_{t1} = F_{a2} = N/v = 2M_{кр1}/d_1g; \quad (2.6)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2M_{кр2}/d_2g; \quad (2.7)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364 \cdot F_{t2}. \quad (2.8)$$

где $M_{кр1}$ и $M_{кр2}$ - крутящие моменты на червяке и червячном колесе соответственно; d_{1g} и d_{2g} - диаметры делительной окружности червяка и червячного колеса.

В ременных передачах (рис.2.3) нагрузка на вал, H , равна геометрической сумме натяжения ветвей: ведущей $F_1 = F_0 + (F_t/2)$ и ведомой $F_2 = F_0 - (F_t/2)$, где $F_0 = \sigma_0 \cdot S$ - сила предварительного натяжения ремня, H ; σ_0 - напряжение от предварительного натяжения ремней, $МПа$ (для плоских ремней $\sigma_0 = 1,5 - 1,8$ $МПа$, для клиновых $\sigma_0 = 1,2 - 1,5$); S - площадь поперечного сечения ремня, $мм^2$; $F_t = N / v_p = F_1 - F_2 = 2M_{кр}/D, H$, где N - передаваемая мощность, $Вт$; v_p - скорость ремня, $м/с$; $M_{кр}$ в $Н \cdot м$; D - диаметр шкива, $м$.

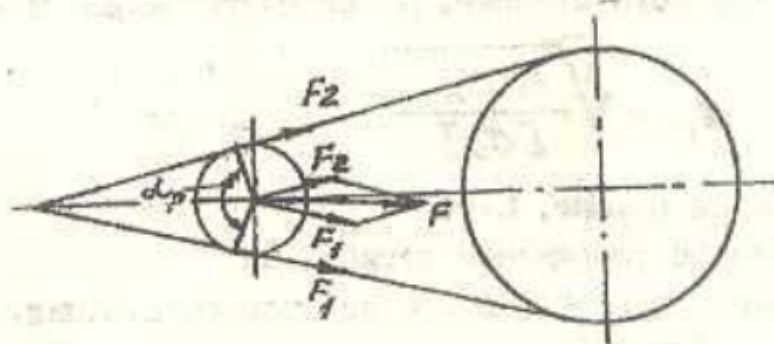


Рис.2.3. Силы, возникающие в ременной передаче

Равнодействующую F с достаточной точностью целесообразно определять графически. При углах обхвата $\alpha_p \geq 150^\circ$ можно считать, что вектор \vec{F} направлен по линии центров передачи, а равнодействующая, H ,

$$F = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2}, \quad (2.9)$$

В цепных передачах нагрузка на вал звездочки, H ,

$$F = F_t + 2K_f \cdot q \cdot q \cdot A, \quad (2.10)$$

где F_t - окружная сила, H ;

K_f - коэффициент, учитывающий влияние расположения передачи (при вертикальном положении $K_f = 1$, при горизонтальном

$K_f = 6$);

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

g - масса I м цепи, кг;

A - расстояние между осями звездочек, м.

2.2. Расчет осей и валов на прочность

Так как оси не передают $M_{кр}$ и находятся в основном под действием изгибающего момента, их расчет (выбор диаметра) на прочность производят исходя из допускаемых напряжений изгиба.

Диаметр вала определяют из условия расчета его на кручение. Обычно диаметр валов лимитируется требованием к его жесткости, т.е. соблюдением углов прогиба в пределах допустимого. В связи с этим предварительно выбранный диаметр вала по $M_{кр}$ должен уточняться исходя из условий расчета на жесткость и выносливость. Полученные значения диаметров вала округляют до ближайшего из ряда диаметров: 10, 11, 12, 13, 14...22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160 (приведен в сокращении).

Диаметр оси круглого сечения, м, рассчитывается на изгиб по формуле

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{10 M_{и}}{[\sigma_{и}]}} \quad (2.11)$$

где $M_{и}$ - изгибающий момент, Н·м;

$[\sigma_{и}]$ - допускаемое напряжение изгиба, Па

Наружный диаметр пустотелой оси кольцевого сечения, м, рассчитывают на изгиб по формуле

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{10 M_{и}}{(1 - k^4) \cdot [\sigma_{и}]}} \quad (2.12)$$

где $k = d_g/d_o$ - коэффициент, учитывающий толщину стенки пустотелой оси (d_g - диаметр отверстия).

Предварительное определение диаметра вала, даже если неизвестна его длина, производят по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}} = c \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (2.13)$$

где $M_{кр}$ в Н·м;

$[\tau] \approx 20 \cdot 10^6$ Па - допускаемое напряжение при кручении для стальных валов;

N - мощность, передаваемая валом, кВт;

n - число оборотов вала в минуту;

C - численный коэффициент.

Таблица 2.1

Значение C в зависимости от $[\tau]$

$[\tau]$, МПа	10	12	15	21	30	40	50
Коэффициент C	0,17	0,16	0,15	0,133	0,119	0,108	0,10

Диаметр вала круглого сечения, м, в опасном сечении, работающего на изгиб и кручение,

$$d = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}}{[\sigma_u]}}, \quad (2.14)$$

где $M_{из}$ и $M_{кр}$ в Н·м, $[\sigma_u]$ в Па.

Наружный диаметр вала кольцевого сечения, м, работающего на изгиб и кручение, рассчитывается по уравнению

$$d = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}}{(1-k^4) \cdot [\sigma_u]}}. \quad (2.15)$$

Допустимые напряжения изгиба приведены в табл.2.2

Таблица 2.2

Допускаемые напряжения изгиба

№ пп	Материал	Предел прочности $[\sigma_g]$, МПа	Допускаемые напряжения		
			I. Нагрузка постоянная по величине и знаку	II. Нагрузка, пульсирующая (знак не меняется)	III. Нагрузка симметричная (изменяется и по величине и по знаку)
1.	Углеродистая сталь	400	130	70	40
		400-500	170	75	45
		500-600	200	95	55
		600-700	230	110	65
2.	Легированная сталь	800	270	130	75
		800-1000	330	150	90
3.	Стальное литье	400	100	50	30
		400-500	120	70	40

При наличии в сечении концентраторов напряжений допускаемые напряжения изгиба для II и III режимов следует уменьшать на 25...35%.

Для валов, работающих с большими перегрузками, производят проверку на статическую несущую способность вала в опасном сечении по выражению

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_{\text{И}}^2 + M_{\text{КР}}^2} \leq \frac{\sigma_{\text{T}}}{n}, \quad (2.16)$$

где σ_{T} - предел текучести, Па, $M_{\text{И}}$ и $M_{\text{КР}}$ в Н·м;

n - запас прочности, $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$;

d - диаметр вала в опасном сечении, м.

Крутящий момент может быть определен по формуле

$$M_{\text{КР}} = 97400 \frac{N}{n} \text{ кг·см}, \quad (2.17)$$

где N в кВт, n в об/мин,

или

$$M_{\text{КР}} = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n}, \text{ Н·м}, \quad (2.18)$$

где ω - угловая скорость вала, м/мин;

P - мощность электродвигателя, Вт; n в об/мин.

2.3. Расчет валов на жесткость

Жесткость валов на изгиб характеризуется величиной прогиба и углов наклона упругой линии валов, которые определяются методами курса сопротивления материалов.

Условие жесткости на изгиб для вала или оси на рис.2.4 имеет вид

$$y = Fa^2b^2 / [3EJ_x(a+b)] \leq [y], \quad (2.19)$$

где y - прогиб в точке действия силы F ;

a, b - расстояние от точки приложения силы до каждой из опор;

E - модуль упругости материала;

J_x - осевой момент инерции сечения вала или оси;

$[y]$ - допускаемый прогиб.

Наиболее часто встречающиеся при расчете технологического оборудования случаи приведены в табл.2.3.

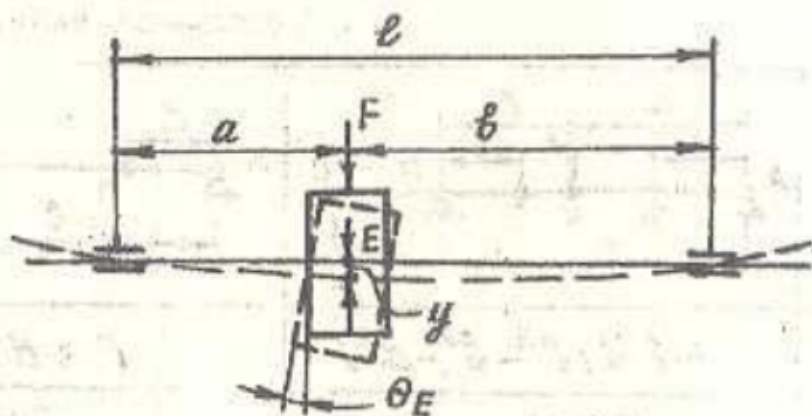
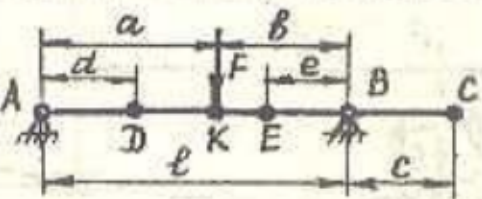
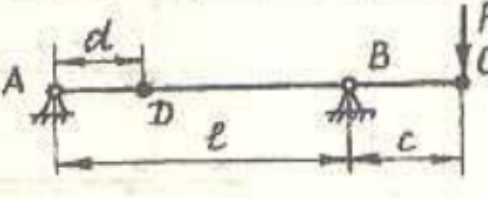


Рис. 2.4. Схема к расчету вала на жесткость

Таблица 2.3

Формулы для упругих углов наклона и прогибов
двухоперных валов (осей)

Углы наклона θ и прогибы "y"		
θ_A	$\frac{F \cdot a \cdot b (l + b)}{6 E J l}$	$-\frac{F_1 \cdot c \cdot l}{6 E J}$
θ_B	$-\frac{F \cdot a \cdot b (l + a)}{6 E J \cdot l}$	$\frac{F_1 \cdot c \cdot l}{3 E J}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1 \cdot c (2l + 3c)}{6 E J}$
θ_D	$\frac{F \cdot b (l^2 - b^2 - 3d^2)}{6 E J l}$	$\frac{F_1 \cdot c (3d^2 - l^2)}{6 E J l}$
θ_E	$-\frac{F \cdot a (l^2 - d^2 - 3c^2)}{6 E J l}$	-
θ_K	$\frac{F \cdot a \cdot b (b - a)}{3 E J l}$	-

Углы наклона θ и прогибы y		
y_D	$\frac{F \cdot b \cdot d (\ell^2 - b^2 - d^2)}{6EJ\ell}$	$\frac{F_1 \cdot c \cdot d (\ell^2 - d^2)}{6EJ\ell}$
y_E	$\frac{F \cdot a \cdot e (\ell^2 - a^2 - e^2)}{6EJ\ell}$	—
y_K	$\frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3EJ\ell}$	—
y_C	$\theta_B \cdot c$	$\frac{F_1 \cdot c^2 \cdot (\ell + c)}{3EJ}$

E — модуль упругости материала оси или вала, кгс/см²,

J — осевой момент инерции сечения вала, см⁴

($J = \frac{\pi d^4}{64}$ для круглого и $J = \frac{\pi d^4}{64} (1 - k^4)$ для кольцевого сечения).

Величину допустимых прогибов и углов наклона упругих линий валов выбирают по эмпирическим зависимостям.

1. Максимальный прогиб валов не должен превышать 0,0002...
...0,0003 ℓ от расстояния между опорами.
2. Прогиб в месте установки зубчатого колеса не более 0,01...
...0,03 от модуля зацепления.
3. Угол взаимного наклона валов по шестерням должен быть не больше 0,001 рад.
4. Наибольший угол наклона вала в подшипнике скольжения 0,001 рад.
5. Наибольший угол наклона вала в радиальном шарикоподшипнике 0,01 рад, в цилиндрическом роликоподшипнике 0,0025 рад, в коническом роликоподшипнике 0,0016 рад и т.д.

Для справки: $1^\circ = \pi / 180^\circ$, рад.

Кроме расчета вала на жесткость при изгибе, он рассчитывается на жесткость при кручении по формуле, град,

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_{кр} L}{G \cdot J_p} \leq [\varphi], \quad (2.20)$$

- где φ - действительный угол скручивания вала, град;
 $[\varphi]$ - допускаемый угол скручивания, град, принятый для длинных ходовых винтов - $5'$ на 1 м длины, для остальных валов обычно $30'$ на 1 м длины (или $[\varphi] = (5,0 \dots 22) \cdot 10^{-3}$ рад/м);
 $M_{кр}$ - крутящий момент, кгс·см;
 L - длина скручиваемой части, см;
 G - модуль упругости при сдвиге, кгс/см² (для стали $G = 8 \cdot 10^5$ кгс/см = $8 \cdot 10^4$ МПа);
 J_p - полярный момент сечения вала, см⁴ ($J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ для круглого и $J_p = \frac{\pi d^4}{32} (1 - k^4)$ для кольцевого сечения, $J_p = 0,2 d^3 - \frac{\delta \cdot t (d - t)^2}{2d}$ - для сечения с прямоугольным пазом под шпонку, где δ - ширина паза, а t - глубина паза).

Критическое число оборотов вала, при котором может наступить явление резонанса,

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{y}}, \quad (2.21)$$

- где $n_{кр}$ в об/мин;
 y - статический прогиб вала от веса насаженных на него деталей, см.

2.4. Расчет валов на выносливость

Расчет валов на выносливость выполняют как проверочный: он заключается в определении коэффициента запаса прочности в опасном сечении. Для проверки на выносливость используют формулу

$$n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} \geq [n], \quad (2.22)$$

где n_σ и n_τ - коэффициент запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\epsilon_\sigma} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (2.23)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\epsilon_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (2.24)$$

Здесь σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости при изгибе (не при растяжении!) и кручении с симметричным циклом;

K_σ и K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;

ϵ_σ и ϵ_τ - масштабные факторы;

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений;

σ_a и τ_a - амплитуды цикла напряжений (переменные составляющие);

σ_m и τ_m - средние напряжения цикла (постоянные составляющие). При симметричном цикле $\sigma_m = 0$,

$$\sigma_a = \sigma_u = M_u / W_u. \text{ При отнулевом } \tau_m = \tau_a = \tau_{max} / 2 = 0,5 M_{кр} / W_p,$$

где W_u и W_p - осевой и полярный момент сопротивления сечения;

$[n]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности по выносливости ($[n] = 1,5 - 2,5$).

Для наиболее характерных случаев значения коэффициентов и др. данные приведены ниже в таблицах.

При расчетах валов на выносливость принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения - по отнулевому циклу (рис.2.5). Выбор отнулевого цикла основан на том, что большая часть валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

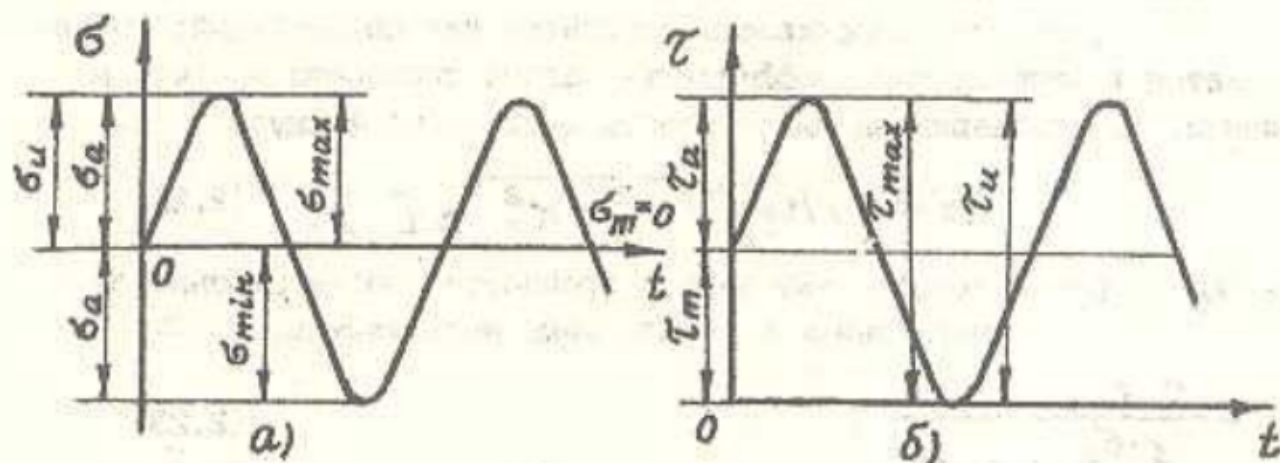


Рис.2.5. Циклы напряжений: а) симметричный; б) отнулевой

Коэффициенты приведены в табл.2.4...2.10.

Таблица 2.4

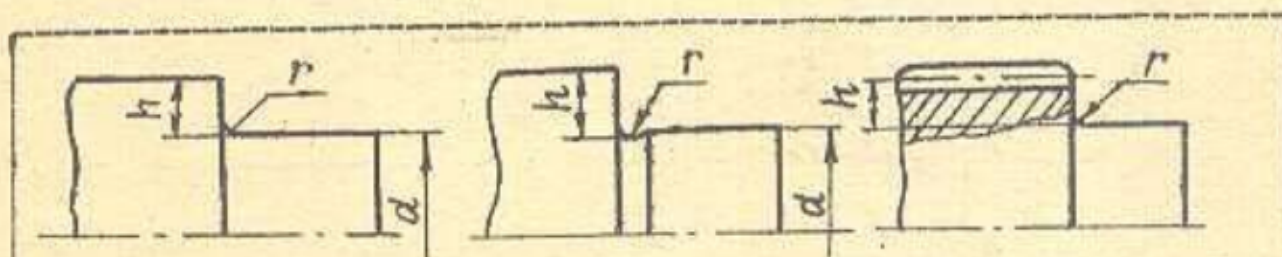
Эффективные коэффициенты концентрации для валов
в месте поперечного отверстия

σ_B , МПа	d_0/d		
	0,05-0,1	0,15-0,25	0,05-0,25
	K_σ		K_τ
≤ 700	2,0	1,8	1,75
900	2,15	1,9	1,9
≥ 1000	2,3	2,1	2,0

Обозначения: d_0 - диаметр отверстия; d - диаметр вала

Таблица 2.5

Значения K_σ и K_τ для валов в месте перехода
с галтелью



h/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,55	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,89	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,90	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75

Таблица 2.6

Значения K_{σ} и K_{τ} для валов со шпоночными пазами

σ_B , МПа	K_{σ} при фрезе		K_{τ}
	пальцевой	дисковой	
500	1,6	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

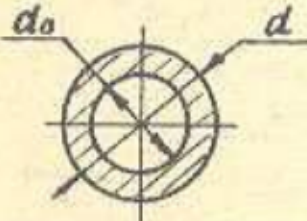
Таблица 2.7

Значения K_{σ} и K_{τ} для шлицевых и резьбовых участков вала

σ_B , МПа	K_{σ} для участка		K_{τ} для шлица эвольвентного
	шлицевого	резьбового	
500	1,45	1,8	1,45
700	1,6	2,2	1,5
900	1,7	2,45	1,55
1200	1,75	2,9	1,6

Таблица 2.8

Формулы для определения осевого W_u и полярного W_p моментов сопротивления сечения

Сечение вала	W_u	W_p
Круглое сплошное	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3(1-c^4)$ $c=d_0/d$	$0,2d^3(1-c^4)$

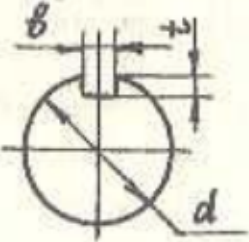
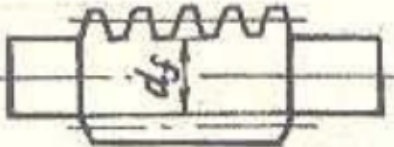
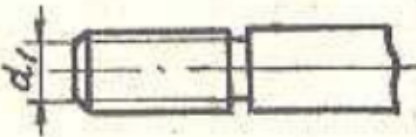
Сечение вала	W_u	W_p
	$0,1d^3 - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d}$
	$0,1d_f^3$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_1^3$	$0,2d_1^3$

Таблица 2.9

Повышение предела выносливости при поверхностном упрочнении

№	Вид поверхностной обработки	Предел прочности сердцевины σ_B , МПа	Коэффициент упрочнения β		
			Гладкие валы	Валы с малой концентрацией напряжений $K_\sigma = 1,5$	Валы с большой концентрацией напряжений $K_\sigma = 1,8-2$
1.	Объемная закалка	600-800	1,5-1,7	1,6-1,7	2,4-2,8
		800-1000	1,3-1,5	1,6-1,7	2,4-2,8
2.	Азотирование	900-1200	1,1-1,25	1,5-1,7	1,7-2,1
3.	Цементация	400-600	1,8-2,0	3	Не используются
		700-800	1,4-1,5	2	
		1000-1200	1,2-1,3	2	
4.	Дробеструйный наклеп	600-1500	1,1-1,25	1,5-1,6	1,7-2,1

Продолжение табл.2.9

№	Вид поверхностной обработки	Предел прочности сердцевины σ_B , МПа	Коэффициент упрочнения β		
			Гладкие валы	Валы с малой концентрацией напряжения $K\sigma = 1,5$	Валы с большой концентрацией напряжения $K\sigma = 1,8-2$
5.	Обкатка роликом или шариком	600-1500	1,2-1,3	1,5-1,6	1,8-2,0

Таблица 2.10

Значение коэффициентов ϵ_σ и ϵ_τ

Диаметр вала в зоне концентратора, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	ϵ_σ	ϵ_τ	ϵ_σ	ϵ_τ
Свыше 20 до 30	0,91	0,98	0,83	0,89
30 - 40	0,88	0,81	0,77	0,81
40 - 50	0,84	0,78	0,73	0,78

Для малоуглеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$.Для среднеуглеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$.Для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.Для стали 45 с HB 1900 - 2400 МПа, $\sigma_B = 650$ МПа, $\sigma_T = 360$ МПа, $\tau_T = 210$ МПа, $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа.Для стали 40X с HB = 2400 - 2700 МПа (240...270 кгс/мм²) $\sigma_B = 800$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $\tau_T = 360$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа, $\sigma_{-1} = 400$ МПа.

3. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Сварные соединения являются неразъемными соединениями. Они основаны на использовании сил молекулярного соединения, которое достигается за счет расплавления металла соединяемых деталей и электрода.

Сварные соединения, выполняемые ручной электродуговой или газовой сваркой по взаимному расположению соединяемых элементов, классифицируют на стыковые, внахлестку, втавр и угловые (рис.3.1)

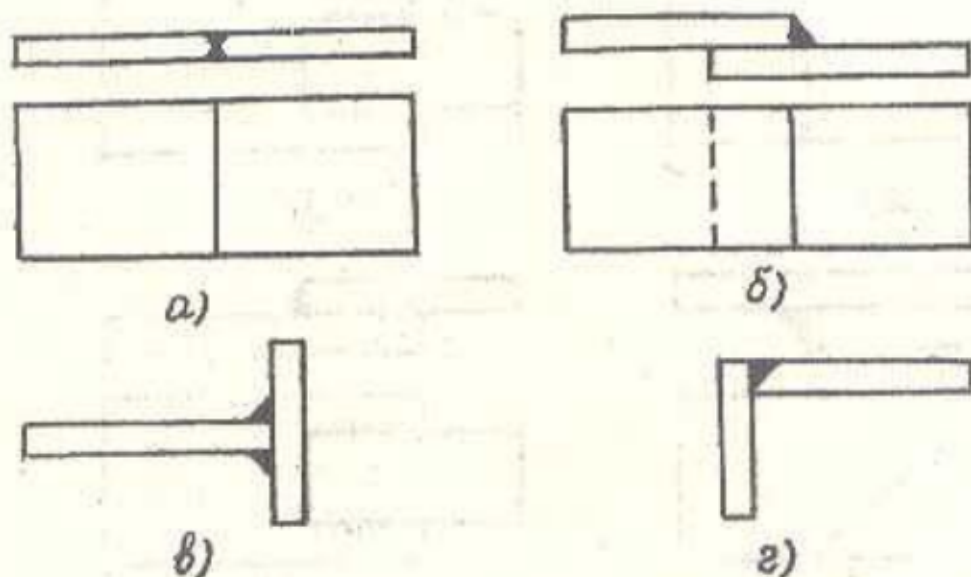


Рис.3.1. Виды сварных соединений: а) встык; б) внахлестку; в) втавр; г) угловые

Сварные соединения выполняются при помощи сварных швов, которые подразделяются на стыковые и угловые. Угловые швы, в зависимости от расположения по отношению к действующей нагрузке, могут быть лобовыми, фланговыми, косыми и комбинированными.

Швы называют лбовыми, когда они идут перпендикулярно к направлению силы, фланговыми - параллельно направлению силы, и косыми, когда расположены под углом к ней (рис.3.2). Этот тип шва используется во всех соединениях, кроме стыковых, где применяется прямой или косой стыковой шов. В некоторых случаях используют и другие виды сварных соединений: пробочные, прорезные, проплавные.

Расчет сварных соединений заключается в расчете на прочность сварных швов. Расчет на прочность валиковых швов производится на

срез по сечению, площадь которого $F = l \cdot h$, где

$$l = b - 10 \text{ мм}, \quad h = S \cdot \cos 45^\circ \approx 0,7 \cdot S.$$

Расчетная длина шва l вследствие дефектов сварки на концах всегда принимается меньше на 10 мм, а толщина h равной $0,7 S$.

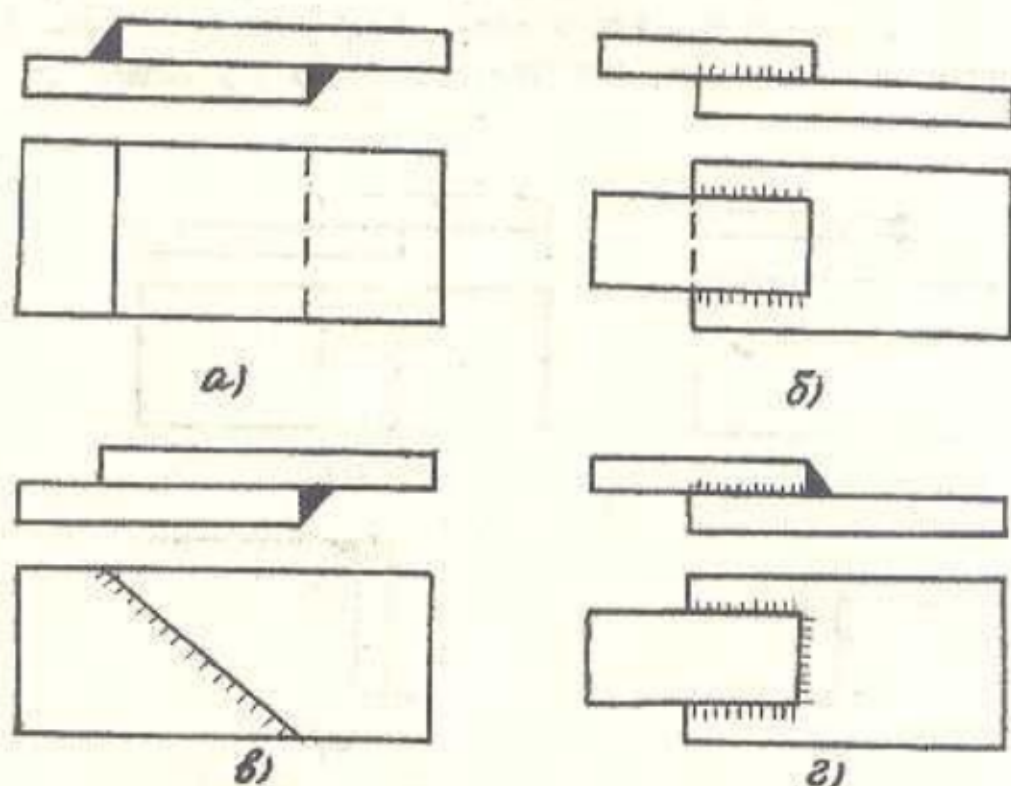


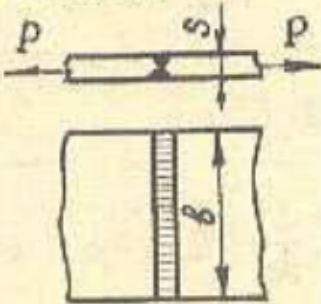
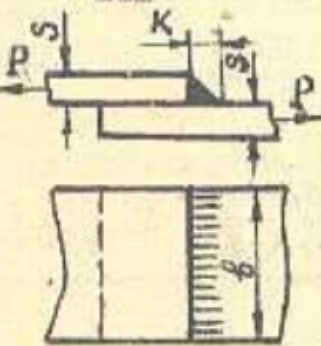
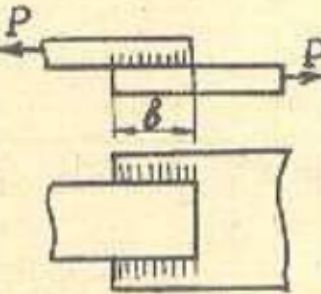
Рис. 3.2. Типы сварных швов: а) лобовой шов; б) фланговый шов; в) косо́й шов; г) комбинированный шов

Определив напряжение в шве "б", его сравнивают с допускаемым $[\sigma]$ сварного шва (не материала конструкции!), выбираемому из таблиц в зависимости от материала соединяемых элементов конструкции и метода сварки (табл.3.2).

Формулы для расчета на прочность сварных соединений приведены в табл.3.1. Приведенными формулами можно пользоваться для проверки уже выбранного сварного соединения или же для определения длины шва.

Таблица 3.1

Формулы для расчета на прочность сварных соединений

№	Вид соединения	Вид нагружения соединения	Расчетные формулы
1.	Стыковые швы 	Растяжение	$\sigma_p = \frac{P}{s \cdot l} \leq [\sigma_p]$
		Сжатие	$\sigma_c = \frac{P}{s \cdot l} \leq [\sigma_c]$
2.	Угловые лобовые швы 	срез	$\tau_c = \frac{P}{0,7 \cdot k \cdot l} \leq [\tau_c],$ где 0,7 k - толщина шва в опасном сечении; k - длина катета поперечного сечения шва; k = s, если шов начинается с кромки листа соединения
			$\tau_c = \frac{P}{1,4 \cdot k \cdot l} \leq [\tau_c]$
3.	Угловые фланговые швы 	срез	$\tau_c = \frac{P}{1,4 \cdot k \cdot l} \leq [\tau_c]$

Продолжение табл.3.1

№	Вид соединения	Вид нагружения соединения	Расчетные формулы
4.	<p>Стыковой шов</p>	изгиб	<p>В общем случае</p> $\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma_p]$ <p>Для прямоугольного сечения</p> $\sigma = \frac{6M}{s \cdot h^2} \leq [\sigma_p]$
5.	<p>Стыковой шов</p>	изгиб и растяжение	$\sigma = \frac{6M}{s \cdot h^2} + \frac{P}{s \cdot h} \leq [\sigma_p]$
6.	<p>Угловой шов</p>	изгиб	<p>В общем случае</p> $\tau_c = \frac{M}{W} \leq [\tau_c]$ <p>Для прямоугольного сечения</p> $\tau_c = \frac{6M}{0,7 \cdot k \cdot h^2} \leq [\tau_c]$
7.	<p>Угловой шов</p>	изгиб и растяжение	$\tau_c = \frac{6M}{0,7 \cdot k \cdot h} + \frac{P}{0,7 \cdot k \cdot h} \leq$
8.	<p>Угловой шов</p>	изгиб и срез	$\tau_c = \sqrt{\left(\frac{6P \cdot L}{0,7 \cdot k \cdot h^2}\right)^2 + \left(\frac{P}{0,7 \cdot k \cdot h}\right)^2} \leq [\tau_c]$
9.	<p>Угловой шов</p>	изгиб и растяжение	$\tau_c = \frac{M}{0,7 \cdot k \cdot l_\phi \cdot h + \frac{1}{6} \cdot 0,7 \cdot k \cdot h^2} + \frac{P}{0,7 \cdot k \cdot (2l_\phi + l_\lambda)} \leq [\tau_c]$

Таблица 3.2

Допускаемые напряжения при статической нагрузке для сварных швов в конструкциях из сталей Ст.0, Ст.2, Ст.3, Мпв

Вид напряжения	Обозначение	Газовая сварка; ручная сварка электродами 342, 350	
		Электроды с тонкой обмазкой	Электроды с толстой обмазкой
Растяжение	$[б_p]$	100	130
Сжатие	$[б_c]$	110	145
Срез	$[τ_c]$	80	110

Пример. Определить длину швов, крепящих уголок $80 \times 80 \times 8$ мм к косынке (рис.3.3). Соединение должно быть равнопрочным основному элементу. Косынка и уголок из Ст.3. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая; $a = 2,27$ см, $b = 5,73$ см.

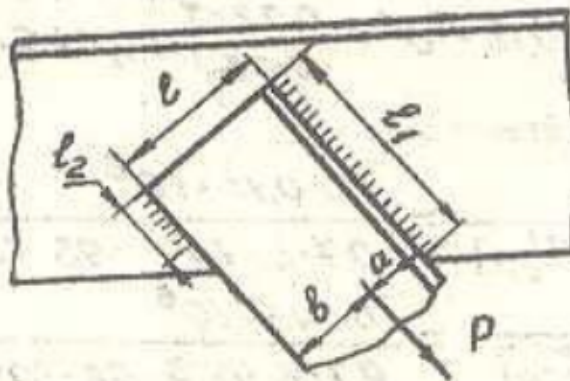


Рис.3.3. Схема сварного соединения

Решение.

1. По справочным таблицам определяем допустимое напряжение растяжения в косынке $[б_p] = 160 \text{ МПа} = 160 \cdot 10^6 \text{ Па}$.
2. Определяем допускаемое напряжение среза в шве с учетом технологии сварки. Для ручной электродуговой сварки

$$[\tau'_{cp}] = 0,6 [б_p] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.}$$

3. Необходимое усилие, которое может передать уголок $80 \times 80 \times 8$ мм, имеющий площадь сечения $F = 12,3 \text{ см}^2 = 12,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$,

$$P = F \cdot [\sigma_p] = 12,3 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 0,197 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

4. Общая длина комбинированного шва определяется из уравнения

$$l = \frac{P}{0,7 K [\tau'_{cp}]} = \frac{0,197 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot 10^6} = 0,366 \text{ м} \approx 37 \text{ см,}$$

где $K = S = 8 \text{ мм}$ - величина сварного шва (табл.3.1).

5. Длина фланговых швов

$$l_{\text{ф}} = l - l_{\text{ноб}} = 37 - 8 = 29 \text{ см.}$$

6. Определяем нагрузку, приходящуюся на фланговые швы:

$$P_{\text{ф}} = \frac{P}{l} \cdot l_{\text{ф}} = \frac{0,197 \cdot 10^6}{0,37} \cdot 0,29 = 0,16 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

7. Так как растягивающее усилие приложено в центре тяжести уголка, определяем нагрузку на каждый фланговый шов, пользуясь правилом рычага:

$$P_1 = P_{\text{ф}} \frac{b}{a+b} = 0,16 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,0573}{0,08} = 0,11 \cdot 10^6 \text{ Н;}$$

$$P_2 = P_{\text{ф}} \frac{a}{a+b} = 0,16 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,0227}{0,08} = 0,045 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

8. Находим длину каждого флангового шва:

$$l_1 = \frac{P_1}{0,7 \cdot K \cdot [\tau'_{cp}]} = \frac{0,11 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot 10^6} = 0,2 \text{ м;}$$

$$l_2 = \frac{P_2}{0,7 \cdot K \cdot [\tau'_{cp}]} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot 10^6} = 0,084 \text{ м.}$$

Учитывая дефекты шва (непровар в начале и кратер в конце), увеличиваем длину фланговых швов и принимаем $l_1 = 210 \text{ мм}$, $l_2 = 91 \text{ мм}$.

4. РАСЧЕТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Соединение валов с зубчатыми колесами и шкивами довольно часто осуществляется призматическими шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов приведены в табл.4.1. В передачах с низкой частотой вращения иногда применяют клиновые шпонки, однако их установка может вызвать перекос насаживаемой детали и дополнительные напряжения в соединении. Поэтому соединение клиновыми шпонками должно быть специально

обосновано. На валах диаметром до 40 мм допустимо использование сегментных шпонок (табл.4.2).

Сталь для шпонок должна иметь $\sigma_B \geq 600$ МПа (стали Ст6, 40, 45 и др.). При изготовлении шпонок из стали 45 принимают: допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 50 - 70$ МПа при непрерывном использовании соединения с полной нагрузкой; $[\sigma_{см}] = 130 - 180$ МПа при среднем режиме использования; $[\sigma_{см}] = 260$ МПа при предельных статических нагрузках, $[\sigma_{см}] = 20$ МПа для ступиц из текстолита и древесноволокнистых полимеров. Допускаемое напряжение на срез шпонок из стали 45 $[\tau_{ср}] = 70 - 100$ МПа.

Шпонка любого типа выбирается исходя из диаметра вала и длины ступицы. Длину призматических шпонок назначают на 5...10 мм короче ступицы и затем подбирают из ряда 6-8-10-12-14-16-18-20-25-28-32-36-40-45-50-56-63-70-80-90-100-110-125-140-160-180-200-250.

Выборную призматическую шпонку проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_k}{d \ell_p k} \cdot 10^{-6} < [\sigma_{см}], \text{ МПа,} \quad (4.1)$$

где M_k - передаваемый крутящий момент, Н·м;

d - диаметр вала, м;

ℓ_p - рабочая длина шпонки, м;

k - справочный табличный размер для расчета на смятие, м.

Для упрощения расчетов размеры, данные в мм, целесообразно подставлять в формулу в метрах в виде $3,6 \cdot 10^{-3}$ м. Если шпонок установлено две, то при проверке считают, что каждая шпонка передает половину крутящего момента

Сегментную же шпонку дополнительно проверяют на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{2M_k}{d \cdot b \cdot \ell_p} \cdot 10^{-6} \leq [\tau_{ср}], \text{ МПа,} \quad (4.2)$$

где b - ширина шпонки, м.

При проверке на смятие сегментной шпонки используют формулу

$$\sigma_{см} = \frac{2M_k}{d(k-t)\ell} \cdot 10^{-6} \leq [\sigma_{см}], \text{ МПа,} \quad (4.3)$$

где k - высота шпонки, м;

t - глубина паза под шпонку на валу, м;

ℓ - длина шпонки, м.

Если расчетные напряжения будут ниже допускаемого в 5...10 раз, можно взять шпонку на номер меньше.

Таблица 4.1
Шпонки призматические ГОСТ 23360-78

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Глубина паза, мм		Справочный размер K , мм
		вала	втулки	
Св. 10 до 12	4x4	2,5	1,6	1,8
12 - 17	5x5	3	2,1	2,3
17 - 22	6x6	3,5	2,6	2,9
22 - 30	8x7	4	3,1	3,5
Св. 30 до 38	10x8	4,5	3,6	4,2
38 - 44	12x8	4,5	3,6	4,4
44 - 50	14x9	5,0	4,1	5,0
50 - 58	16x10	5,0	5,1	6,2
58 - 65	18x11	5,5	5,6	6,8

Условное обозначение призматической шпонки исполнения I (с двумя радиусными торцами) сечением $b \times h = 18 \times 11$ длиной 100 мм:

Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78.

Таблица 4.2
Шпонки сегментные ГОСТ 24071-80

Диаметр вала d , мм	Размеры шпонки $b \times h \times d$, мм	Глубина паза	
		вала	втулки
Св. 10 до 12	3x6,5x16	5,3	1,4
Св. 12 до 14	4x6,5x16	5,0	1,8
14 - 16	4x7,5x19	6,0	1,8
16 - 18	5x6,5x16	4,5	2,3
18 - 20	5x7,5x19	5,0	2,3
20 - 22	5x9x22	7,0	2,3
22 - 25	6x9x22	6,5	2,8
25 - 28	6x10x25	7,5	2,8
Св. 28 до 32	8x11x28	8,0	3,3
32 - 38	10x13x32	10,0	3,3

Условное обозначение сегментной шпонки исполнения I (без под-
реза радиуса) сечением $b \times h = 5 \times 6,5$ мм:

Шпонка 5x6,5 ГОСТ 24071-80.

Призматические шпонки устанавливают в пазу вала обычно по по-
садке $P9/h8$ или $js9/h9$, а по боковым граням ступицы: $H9/h9$
для центрирующих соединений; $D9/h9$ для подвижных соединений;
 $Js9/h9$, $N9/h9$, $P9/h9$ для циклически нагруженных соединений.

Ступицы сажают на вал обычно по посадке $H7/h6$.

5. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевые соединения обладают рядом преимуществ по сравнению
со шпоночными: они лучше центрируют насаживаемые на вал детали,
вызывают меньшую концентрацию напряжений в сечении вала, при ди-
намических и переменных нагрузках шлицевые валы прочнее валов со
шпоночными пазами.

Зубья шлицевого соединения могут иметь прямобочную, эвольвент-
ную или треугольную форму. В оборудовании для СТО и АТП наибольшее
распространение получили прямобочные соединения. В зависимости от
режима работы стандартом ГОСТ 1139-80 предусмотрены три серии сое-
динений с прямобочными зубьями: легкая, средняя, тяжелая (табл.5.1).
Прямобочные соединения центрируют по боковым граням шлицев, наруж-
ному или внутреннему диаметру шлицевого вала.

При выборе шлицевых соединений их обычно сначала выбирают кон-
структивно, а затем выполняют проверочный расчет на
смятие рабочих граней шлицев и, если требуется, на их износ по
формулам

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{d_{ср} \cdot z \cdot k \cdot l \cdot \psi \cdot 10^6} \leq [\sigma_{см}], \quad (5.1)$$

$$\sigma_{изн} = \frac{2M_{кр}}{d_{ср} \cdot z \cdot k \cdot l \cdot \psi \cdot 10^6} \leq [\sigma_{изн}], \quad (5.2)$$

где $M_{кр}$ - передаваемый крутящий момент, Н·м (см. подразд. 2.2);
 $d_{ср}$ - средний диаметр соединения, равный $(D + d)/2$, м;
 k и l - соответственно высота и длина поверхности контак-
та зубьев, м;
 ψ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения
давления в соединении ($\psi = 0,7 - 0,8$);

$[\sigma_{см}]$ - допускаемые напряжения смятия на боковых гранях шлицев, МПа;

$[\sigma_{изн}]$ - допускаемые напряжения при износе, МПа.

Таблица 5.1

Основные геометрические параметры шлицевых прямобоковых соединений по ГОСТ 1139-80

d	Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
	D	b	z	f	D	b	z	f	D	b	z	f
11	-	-	-	-	14	3		0,3	-	-	-	-
13	-	-	-	-	16	3		0,3	-	-	-	-
16	-	-	-	-	20	4		0,4	20	2,5	10	0,3
18	-	-	-	-	22	5	6	0,4	23	3	10	0,4
21	-	-	-	-	25	5		0,4	26	3	10	0,4
23	26	6	6	0,2	28	6		0,4	29	4	10	0,4
26	30	6	6	0,3	32	6		0,4	32	4	10	0,4
28	32	7	6	0,3	34	7		0,4	35	4	10	0,4
32	36	6		0,4	38	6		0,4	40	5	10	0,4
36	40	7		0,4	42	7		0,4	45	5	10	0,5
42	46	8		0,4	48	8		0,4	52	6	10	0,5
46	50	9	8	0,4	54	9	8	0,5	56	7	10	0,5
52	58	10		0,5	60	10		0,5	60	5	16	0,5
56	62	10		0,5	65	10		0,5	65	5	16	0,5
62	68	12		0,5	72	12		0,5	72	6	16	0,5
72	78	12		0,5	82	12		0,5	82	7	16	0,5
82	88	12	10	0,5	92	12	10	0,5	92	6	20	0,5
92	98	14		0,5	102	14		0,5	102	7	20	0,5

Примечание: d - диаметр вала по впадинам шлицев, мм;

D - наружный диаметр вала, мм;

b - ширина зуба, мм;

z - число зубьев;

f - фаски на гранях шлицев, мм.

Высоту поверхности контакта для прямобоковых шлицев определяют по формуле

$$h = [(D-d)/2] - 2f.$$

(5.3)

Для соединений при постоянном режиме, расчетном числе циклов 10^8 и жестком закреплении ступицы на шлицевом валу:

$$[\sigma_{см}] = \sigma_T / n, \text{ МПа}, \quad (5.4)$$

где n — коэффициент запаса прочности ($n = 1,25$ для незакаленных зубьев, $n = 1,4$ для закаленных зубьев).

Значения $[\sigma_{цзн}]$, МПа, при неограниченном числе циклов нагружения и работе соединения без износа также принимают в зависимости от термообработки шлицев: $[\sigma_{цзн}] = 0,032 \text{ НВ}$ для улучшенных сталей; $[\sigma_{цзн}] = 0,3 \text{ НРС}$ для закаленных сталей; $[\sigma_{цзн}] = 0,4 \text{ НРС}$ для цементированных сталей.

Для стали 45 при выборе $[\sigma_{см}]$ можно пользоваться табл. 5.2. В случае, если прямоочное соединение не отвечает предъявленным требованиям, его заменяют на эвольвентное.

Таблица 5.2

Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений

Соединения	Условия эксплуатации	Значения $[\sigma_{см}]$, МПа, для поверхности шлица	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Легкие	80 - 120	120 - 200
	Средние	60 - 100	100 - 140
	Тяжелые (с ударами)	36 - 50	40 - 70
Подвижное без нагрузки	Легкие	-	40 - 70
	Средние	-	30 - 60
	Тяжелые	-	20 - 30
Подвижное под нагрузкой	Легкие	-	10 - 20
	Средние	-	5 - 15
	Тяжелые	-	3 - 10

Пример условного обозначения соединения при $\alpha = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм с центрированием по внутреннему диаметру с посадкой H7/e8 и по размеру „b“ D9/f8:

$$d - 8 \times 36 \text{ H7/e8} \times 40 \text{ H12 a11} \times 7 \text{ D9/f8}.$$

6. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифты предназначены в основном для точной фиксации деталей, а также для передачи небольших нагрузок. Иногда штифты используют и как предохранительное звено, работающее на срез. Цилиндрические штифты ГОСТ 3128-70 устанавливают в отверстие с натягом. Конические штифты ГОСТ 3129-70 выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение и центрирование деталей. Изготавливают штифты из сталей 45 и А12, при необходимости проводят поверхностную закалку до твердости 45 - 55 НRC.

При передаче крутящего момента $M_{кр}$ валом диаметр штифта, м, (для конического - средний диаметр) определяют из условия прочности на срез:

$$d_{ш} = 2 \sqrt{2 M_{кр} / (\pi d_g \cdot i \cdot [\tau_{ср}] \cdot 10^6)}, \quad (6.1)$$

где $M_{кр}$ в Н·м; d_g - диаметр вала, м;

i - число плоскостей среза;

$[\tau_{ср}]$ - допускаемое напряжение на срез, МПа, для стали 45 и А12 $[\tau_{ср}] = 55 \dots 75$ МПа;

10^6 - переводной коэффициент из МПа в Па.

При установке штифта в качестве предохранительного элемента диаметр штифта, м,

$$d_{ш} = \sqrt{4 M_{кр.пр} / (\pi d_g \tau_{в.ср} \cdot 10^6)}, \quad (6.2)$$

где $M_{кр.пр}$ - предельный крутящий момент, Н·м;

$\tau_{в.ср}$ - предел прочности при срезе материала штифта, МПа.

При использовании штифта в соединении двух пластин в случае восприятия поперечного усилия штифтом уравнение прочности имеет вид

$$\tau_{ср} = 4P / (\pi d_{ш}^2 \cdot 10^6) \leq [\tau_{ср}], \quad (6.3)$$

где $\tau_{ср}$ в МПа;

P - поперечная сила, Н.

7. РАСЧЕТ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Наиболее широкое применение в технологическом оборудовании АРП и АТП, в частности в стендах для ремонта двигателей, нашли одно- и двухколодочные тормоза с жестким и шарнирным закреплением колодок.

Как правило, тормоз проектируют таким образом, чтобы он автоматически срабатывал в случае возникновения аварийной ситуации (при отключении электроэнергии и т.п.). Для размыкания же тормоза в рабочем состоянии механизма обычно используются короткоходовые и длинноходовые электромагниты, электрогидравлические и электромеханические толкатели.

7.1. Расчет одноколодочного тормоза

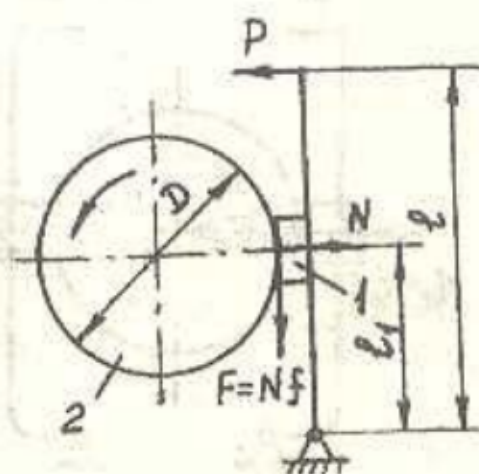


Рис.7.1. Схема одноколодочного тормоза

Сила нажатия колодки 1 на тормозной шкив 2, N ,

$$N = \frac{2M_T}{Df\eta}, \quad (7.1)$$

где M_T - тормозной момент, Н (рассчитывается);

D - диаметр тормозного шкива, м (задается по табл.7.4);

f - коэффициент трения колодки о шкив (табл.7.1);

η - КПД рычажной системы тормоза ($\eta = 0,9 \dots 0,95$).

Тормозящее (затягивающее) усилие P на рычаге, Н,

$$P \geq \frac{2M_T}{Df\eta} \cdot \frac{l_1}{l} \quad (7.2)$$

где l и l_1 - длины плеч рычагов тормоза, м.

Наименьший диаметр тормозного шкива, м, можно определить по формуле

$$D = 1,5 \sqrt[3]{\frac{M_T}{[\rho] \cdot f}}$$

где M_T в Н·м;

$[\rho]$ - допускаемое давление тормозной колодки на шкив, Па (табл.7.2).

7.2. Расчет двухколодочного тормоза

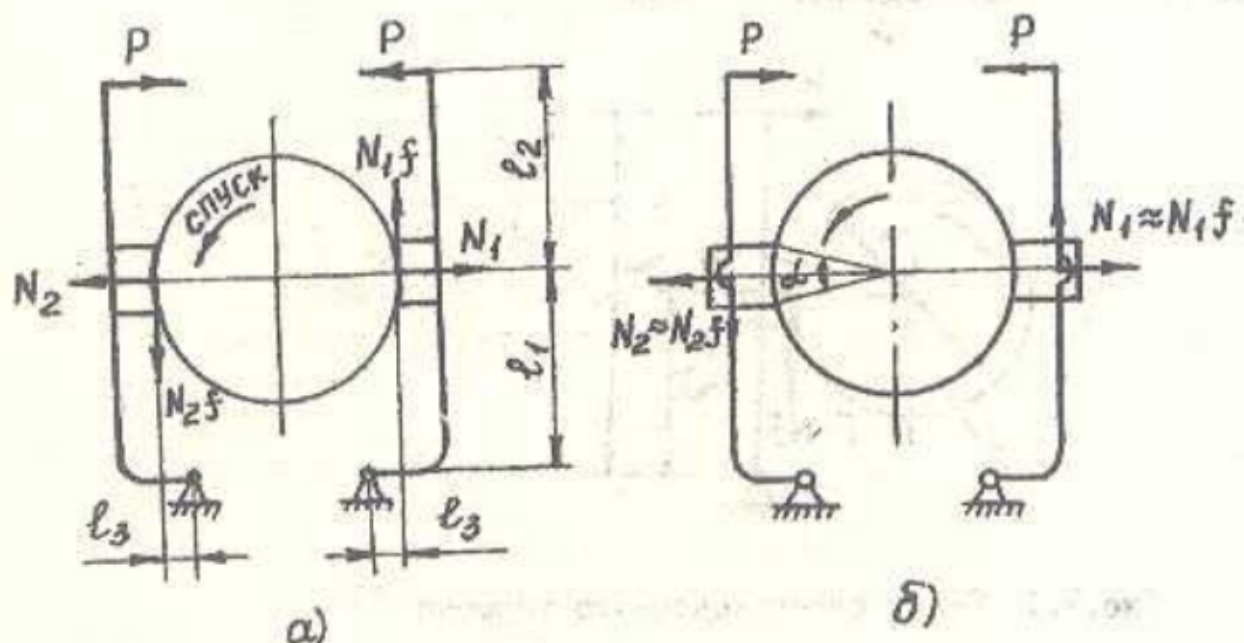


Рис.7.2. Схемы двухколодочного тормоза: а) с жестким креплением колодок; б) с шарнирным креплением колодок

Затягивающие усилия на рычагах двухколодочного тормоза определяются из уравнения

$$P = \frac{M_T (l_1^2 - f^2 l_3^2)}{Df l_1 (l_1 + l_2) \eta} \quad (7.3)$$

Сила нажатия колодки на тормозной шкив

$$N_1 = \frac{P(l_1 + l_2)}{l_1 + fl_3}; \quad (7.4)$$

$$N_2 = \frac{P(l_1 + l_2)}{l_1 - fl_3}. \quad (7.5)$$

Необходимая ширина b рабочей поверхности колодки определяется из расчета на удельное давление:

$$b = \frac{P}{\pi D [\rho]} \cdot \frac{360^\circ}{\alpha}, \quad (7.6)$$

где α - угол обхвата тормозного шкива колодкой, град,
($\alpha = 60 \dots 110^\circ$);

$[\rho]$ - допускаемое удельное давление, Па (табл.7.2).

Ширина шкива принимается на 5...10 мм больше ширины колодки.

После выполнения расчетов оба вида тормозов необходимо проверить на нагрев:

$$\rho v = \frac{P}{bL} v \leq 25, \quad (7.7)$$

где ρ - фактическое удельное давление колодки на шкив, кгс/см²;

v - окружная скорость шкива, м/с;

L - длина колодки по дуге окружности шкива, см.

Выбор электромагнитов для двухколодочных тормозов производится на основании зависимости

$$W_3 = \varepsilon \frac{4M_T}{fD}, \quad (7.8)$$

где W_3 - работа, производимая электромагнитом, Дж;

ε - зазор между колодкой и тормозным шкивом, м (табл.7.3);

M_T - в Н·м, D в м.

Взяв со сборочного чертежа или задавшись силой тяги электромагнита и величиной хода якоря, определяют производимую им работу которую затем сравнивают с W и по справочнику подбирают тип электромагнита.

Для электромагнитов с поступательным движением якоря

$$W_3' = P_M \cdot k_M \cdot k, \quad (7.9)$$

где W_3' в Дж;
 P_M - тяговое усилие электромагнита, Н;
 h_M - ход якоря электромагнита, м;
 K - коэффициент использования хода якоря электромагнита
 ($K = 0,8 \dots 0,85$);

Для электромагнитов клапанного типа

$$W_3' = M_M \cdot \varphi \cdot K, \quad (7.10)$$

где W_3' в Дж;
 M_M - момент электромагнита, Н·м;
 φ - максимально допустимый угол поворота якоря, рад.

Таблица 7.1

Значения коэффициентов трения

Материал трущихся поверхностей	Состояние трущихся поверхностей		
	Сухое	Случайное попадание смазки	Хорошо смазанные
	Коэффициент трения f		
Чугун по чугуну	0,15 - 0,20	0,1 - 0,12	0,05 - 0,06
Сталь по стали	0,15 - 0,18	0,1 - 0,18	0,05 - 0,06
Сталь по чугуну	0,17 - 0,2	0,1 - 0,12	-
Дерево и кожа по чугуну	0,35 - 0,4	0,25	-
Тормозная асбестовая лента по чугуну	0,35 - 0,45	0,3 - 0,4	0,1 - 0,12

Таблица 7.2

Допускаемое давление $[p]$ в колодочных тормозах

Материал трущихся поверхностей	$[p]$, МПа	
	стопорный тормоз	спускной тормоз
Чугун или сталь по чугуну	2	1,5
Сталь по стали	0,4	0,2
Тормозная асбестовая лента по чугуну и стали	0,6	0,3
Дерево по чугуну	0,6	0,4

Таблица 7.3

Рекомендуемые установочные зазоры между колодкой и шкивом

Диаметр шкива D , мм	100	200	300	400, 500	600, 700, 800
Установочный зазор ε , мм	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5

Таблица 7.4

Рекомендуемые диаметры тормозных шкивов

Диаметр тормозного шкива, мм	100	200	300	400	500
Тормозной момент, Н·м	20	70-160	250-500	1100	2000

7.3. Дисковые тормоза

Тормозной момент в этих тормозах создается за счет трения между торцами неподвижного и подвижного дисков, поджимаемых друг к другу пружиной или усилием человека.

Осевое усилие, создающее тормозной момент, N ,

$$P = \frac{M_T}{z f R_c}, \quad (7.11)$$

где z - число пар поверхностей трения;

f - коэффициент трения между дисками (табл. 7.4);

R_c - средний радиус поверхности трения, м; M_T в Н·м;

$$R_c = (R_H + R_B) / 2, \quad (7.12)$$

где R_H и R_B - наружный и внутренний радиусы дисков, м.

Давление на поверхностях трения, Па,

$$P = \frac{P}{\pi (R_H^2 - R_B^2)} \leq [\rho]. \quad (7.13)$$

Таблица 7.5

Коэффициент трения f и допускаемое давление $[p]$, МПа, в дисковых тормозах

Материалы трущихся поверхностей	Вид смазки					
	Масляная ванна		Густая смазка		Без смазки	
	f	$[p]$	f	$[p]$	f	$[p]$
Сталь по стали или чугуну	0,06	0,8	0,1	0,4	0,15	0,3
Прессованный и вальцованный фрикционный материал по металлу	0,16	1,2	0,12	1,0	0,42	0,6
Тканый и плетеный фрикционный материал по металлу	0,12	0,8	0,1	0,6	0,15	0,3

8. РАСЧЕТ ВИНТОВЫХ СЪЕМНИКОВ

Съемники применяют для разборки соединений, собранных с переходными посадками H/js , H/k , H/m , H/n и посадками с натягом — H/p , H/r , H/s , H/t , H/u , H/x , H/z с различными качествами точности (обычно от $IT6$ до $IT9$). Посадки могут быть обеспечены запрессовкой либо с помощью температурного деформирования.

Прочность сцепления деталей, выполненных с помощью температурного деформирования при том же натяге, более чем в 1,5 раза превышает прочность соединения запрессовкой, т.к. при последней происходит сглаживание неровностей на сопрягаемых поверхностях. Однако соединение запрессовкой обеспечивает возможность эффективного контроля соединения измерением силы запрессовки.

Порядок расчета

I. Для расчета элементов съемника необходимо предварительно определить усилие выпрессовки, потребное для разборки соединения.

С этой целью по чертежу определяют вид посадки и рассчитывают натяг δ_p , мкм, в соединении, который из-за смятия микронеровностей будет несколько меньше теоретического:

$$\delta_p = \delta_T - u, \quad (8.1)$$

где δ_T - теоретический натяг, равный разности максимального диаметра вала и минимального диаметра отверстия, мкм;
 $u = 1,2(R_{z1} + R_{z2})$ - поправка, учитывающая снятие микронеровностей R_{z1} охватываемой и охватывающей R_{z2} деталей (табл. 8.1) R_z , мкм.

Таблица 8.1

Шероховатость поверхности

Класс чистоты	R_a , мкм	R_z , мкм	Класс чистоты	R_a , мкм	R_z , мкм
I	80	320	8	0,63	3,2
2	40	160	9	0,32	1,6
3	20	80	10	0,16	0,8
4	10	40	11	0,08	0,4
5	5	20	12	0,04	0,2
6	2,5	10	13	0,02	0,1
7	1,25	6,3	14	0,01	0,05

2. Определяют усилие выпрессовки, Н,

$$P_B = f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l, \quad (8.2)$$

где f - коэффициент трения между сопрягаемыми поверхностями при выпрессовке, отвечающий начальному моменту сдвига;

p - давление на поверхности сопряжения сопрягаемых деталей, МПа;

d - номинальный диаметр вала и отверстия, мм;

l - длина сопряжения, мм.

В приближенных расчетах прочности соединения стальных и чугунных деталей принимают $f = 0,08 \dots 0,2$ при сборке прессованием;

$f = 0,35 \dots 0,40$ при сборке с нагревом или охлаждением.

Посадочное давление p , МПа, связано с расчетным натягом следующей зависимостью

$$p = \frac{\delta_p \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (8.3)$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \quad (8.4)$$

- где δ_p - расчетный натяг, мм;
- d_1 - диаметр отверстия в охватываемой детали (для сплошных валов $d_1 = 0$), мм;
- d_2 - наружный диаметр охватывающей детали (ступицы), мм;
- E_1 и E_2 - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей детали, МПа (для стали $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа, для чугуна $E = (1,2 \dots 1,4) \cdot 10^5$ МПа, для бронзы $E = (1,0 \dots 1,1) \cdot 10^5$ МПа);
- μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей детали (для стали $\mu = 0,3$; чугуна $\mu = 0,25$; бронзы $\mu = 0,33$).

Для определения необходимого усилия выпрессовки $P_{в.п}$ колец подшипников также может применяться следующая формула:

$$P_{в.п} = \frac{d}{d+30} \cdot \frac{f \cdot E \cdot \pi \cdot B \cdot \delta_p}{2 K_p}, \quad (8.5)$$

где $P_{в.п}$ в Н; d в мм, $f_1 = 0,1 \dots 0,25$, E кольца в МПа,

B - ширина кольца подшипника, мм, δ_p в мм, K_p - коэффициент серии подшипника: $K_p = 2,78$ для подшипников легкой серии, $K_p = 2,27$ средней серии, $K_p = 1,96$ тяжелой серии.

3. Разрабатывают эскиз съемника (рис. 8.1).

Требуется определить размеры резьбы винта, высоту гайки H , длину рукоятки l_p , диаметр траверсы $d_{тр}$, размеры сечения лап съемника.

Отношение $d_{тр}/d_p$ обычно назначают равным 0,5.

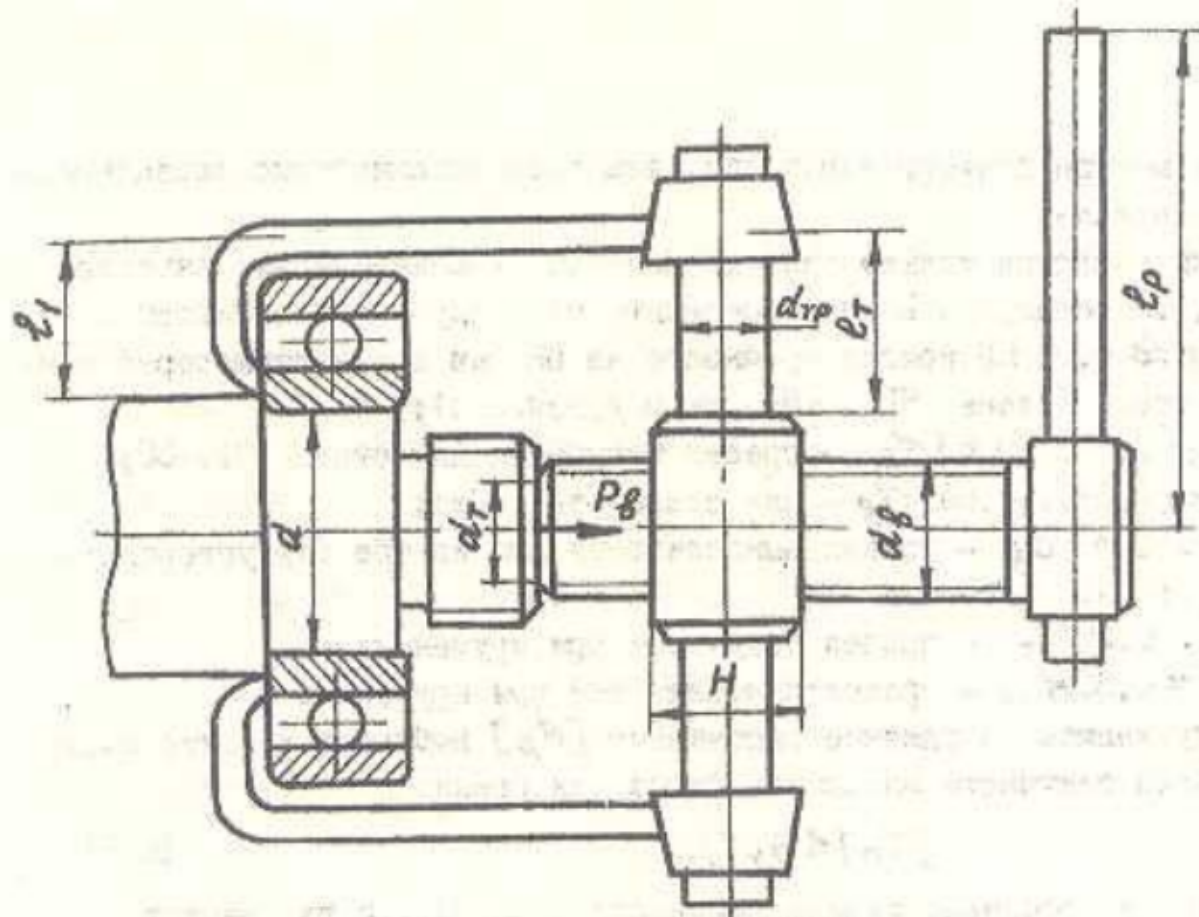


Рис.8.1. Эскиз съемника

4. Выбирают материал винта, рукоятки, траверсы и лап съемника, выписывают их механические характеристики (табл.8.2).

Таблица 8.2

Механические характеристики наиболее часто употребляемых для изготовления съемников материалов

Обозначение	Сталь Ст3	Сталь 45	Сталь 40X	Бронза АЖ9-4
Предел прочности σ_B , МПа	380-470	610-750	730-1050	350
Предел текучести σ_T , МПа	210-240	360	650-900	200
Допускаемое напряжение на сжатие $\sigma_{сж}$, МПа	120-160	190-250	240-340	185

Чем меньше диаметр заготовки, тем выше механические характеристики материала.

Если известна только одна из нескольких механических характеристик, то остальные можно определить по следующим зависимостям:

- 1) $\sigma_B \approx 0,36 \text{ НВ}$ предел прочности на разрыв для нетермообработанной стали (здесь НВ в МПа, см. подразд. 2.4);
- 2) $\sigma_T \approx (0,55 \dots 0,6) \sigma_B$ - предел текучести для стали 10...50;
 $\sigma_T \approx (0,52 \dots 0,55) \sigma_B$ - для стали Ст2...Ст6;
- 3) $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B$ - предел выносливости при изгибе для углеродистой стали;
- 4) $\tau_T \approx 0,58 \sigma_T$ - предел текучести при кручении;
- 5) $\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1}$ - предел выносливости при кручении.

Допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p]$ выбирают в зависимости от предела текучести материала винта или гайки:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / n, \quad (8.6)$$

где n - коэффициент запаса прочности ($n = 3 \dots 5$ для винтов съемников).

Допускаемые напряжения среза витков резьбы $[\tau_{cp}] = 0,2 \sigma_T$.

Допускаемые напряжения смятия для стали $[\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_T$,
 для чугуна $[\sigma_{см}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$.

5. Рассчитывают диаметр винта d_f , м, в опасном сечении, в данном случае равный внутреннему диаметру резьбы:

$$d_f \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 P_f \cdot 10^6}{\pi [\sigma_{сж}]}} \quad (8.7)$$

где P_f в Н;

$[\sigma_{сж}]$ - допускаемое напряжение на сжатие материала винта, МПа.

Формула приведена для случая, когда винт испытывает напряжения сжатия и кручения. Если осевая сила значительно превышает $M_{кр}$ то расчет ведется по этой же формуле, но без умножения на 1,3.

6. Длина рукоятки определяется по формуле, м,

$$l_p = \frac{P_f \left[\frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + K \right]}{Q} \cdot 10^{-3}, \quad (8.8)$$

где P_f в Н;

d_{cp} - средний диаметр резьбы винта, мм ($d_{cp} = d + 0,65 S$);

S - шаг резьбы, мм;

Q - сила на рукоятке, Н, задается равной 50...100 Н;

α - угол подъема резьбы, град. (у стандартных метрических резьб с крупным шагом $\alpha = 2^{\circ}30' \dots 3^{\circ}30'$);

φ - угол трения в резьбовом соединении, град. (для метрических резьб $\varphi = 6^{\circ}34'$);

K - коэффициент, зависящий от формы размеров поверхности опорного торца винта.

Для винта со сферическим торцом $K = 0$. Для винта с плоским опорным торцом

$$K = 0,6 f_T r_T, \quad (8.9)$$

где f_T - коэффициент трения на торце винта или гайки (обычно $f_T = 0,15$);

r_T - радиус опорного торца винта, мм.

Винт со сферическим опорным торцом, соприкасающийся с конусным углублением,

$$K = R f \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2}, \quad (8.10)$$

где R - радиус сферы опорного торца винта, мм;

β - угол при вершине конусного углубления, град.

Винт с кольцевым опорным торцом или гайка:

$$K = 0,33 f [(D_{нар}^3 - D_{вн}^3) / (D_{нар}^2 - D_{вн}^2)], \quad (8.11)$$

где $D_{нар}$ и $D_{вн}$ - наружный и внутренний диаметры опорного кольца торца, мм.

Если длина рукоятки получается чрезмерной, от использования винта в качестве привода отказываются и заменяют его обычно гидроцилиндром.

7. Высоту гайки H определяют по допускаемым напряжениям смятия и среза резьбы. При расчете по напряжению смятия высота гайки, мм, определяется по выражению

$$H = Z \cdot S \cdot 10^{-3}, \quad (8.12)$$

где Z - число витков на длине свинчивания (высота гайки);

S - шаг резьбы, мм.

Число витков определяется как

$$Z \geq \frac{4P}{\pi \cdot (d_{нар}^2 - d_{вн}^2) \cdot [\sigma_{см}]}, \quad (8.13)$$

где $d_{нар}$ и $d_{вн}$ - наружный и внутренний диаметры резьбы винта, мм;
 P в Н; $[\sigma_{см}]$ в МПа.

Исходя из напряжений среза, м,

$$H \geq \frac{P}{\pi \cdot d_{вн} \cdot K [\tau_{ср}]} \cdot 10^{-3}, \quad (8.14)$$

где K - коэффициент, учитывающий тип резьбы ($K = 0,8$ для треугольной резьбы; $K = 0,65$ для трапецидальной и $K = 0,5$ для прямоугольной резьбы);

P в Н; $d_{вн}$ в мм; $[\tau_{ср}]$ в МПа. Из рассчитанных величин выбирается большая.

8. Выбирают форму сечения траверсы и лап и определяют их размеры в опасном сечении исходя из допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_u]$ (табл.2.2) и момента сопротивления W сечения:

$$\sigma = \frac{0,1 \cdot M_u}{W} \leq [\sigma_u], \quad (8.15)$$

где σ в МПа;

M_u - изгибающий момент, кгс·см.

Для сплошного вала круглого сечения $W = 0,1 d^3$ (см³).

Изгибающий момент, действующий на траверсу, кгс·см,

$$M_{и.т} = \frac{P_B \cdot \ell_T}{100 \cdot n}, \quad (8.16)$$

где n - количество лап съемника;

ℓ_T в мм, P_B в Н.

Изгибающий момент на лапе съемника

$$M_{и.л} = \frac{P_B \cdot \ell_l}{100 \cdot n}. \quad (8.17)$$

9. Для обеспечения надлежащей долговечности съемника необходимо проверить опорные места лап на смятие, а винт по величине допустимого удельного давления на витки резьбы:

$$\sigma_{см} = \frac{P_B}{10 \cdot n \cdot F} \leq [\sigma_{см}], \quad (8.18)$$

где P_B в Н; $[\sigma_{см}]$ в кгс/мм²;

F - площадь контактных площадок лап съемника, мм².

Допустимое удельное давление на поверхности витков резьбы винта. МПа,

$$P = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot (d_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \cdot z} \leq [\rho], \quad (8.19)$$

где P в Н, d в мм.
Обычно $z = 6 \dots 10$.

Величина допустимого удельного давления принимается:

для стали по чугуну	$[\rho] = 4,0 \dots 6,0$ МПа;
для стали по бронзе	$[\rho] = 8,0 \dots 12,0$ МПа;
для стали по стали	$[\rho] = 7,5 \dots 13,0$ МПа.

9. РАСЧЕТ ВИНТОВОГО ДОМКРАТА

Расчет винтового домкрата представлен в виде примера.

Пример. Рассчитать винтовой домкрат грузоподъемностью 32,00 кН (3200 кгс). Высота подъема $l = 0,6$ м. Коэффициент трения на торце винта и в резьбе $f = 0,15$ (сталь-чугун). Усилие рабочего на рукоятке 0,70 кН. Найти $d, d_1, H, D, D_1, d_p, l_p, \gamma_8, \gamma$ (рис.9.1).

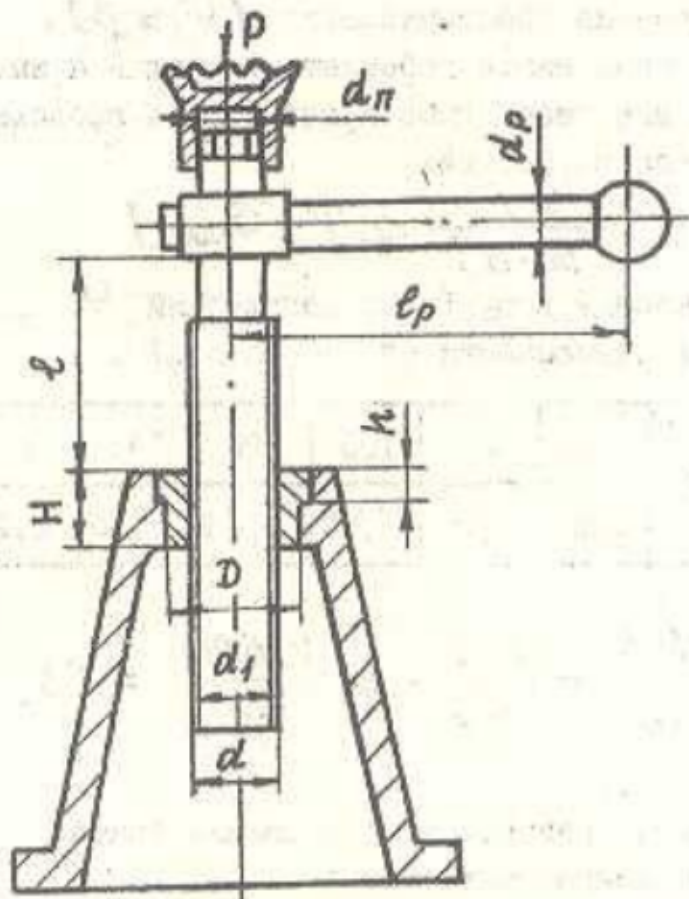


Рис.9.1. Схема для расчета винтового домкрата

Решение.

1. Определяем внутренний диаметр резьбы винта, приняв материал сталь 35 с допускаемым напряжением сжатия $[\sigma_{сж}] = 700 \text{ кгс/см}^2$ (70 МПа):

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_{сж}]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3200}{3,14 \cdot 700}} \approx 2,76 \text{ см.}$$

Принимаем трапецеидальную резьбу, для которой $d_1 = 29 \text{ мм}$, $d_2 = 33 \text{ мм}$ - средний диаметр, $d = 36 \text{ мм}$ - наружный диаметр, шаг $S = 6 \text{ мм}$, угол профиля $\alpha = 30^\circ$.

Для проверки винта на самосторможение определяем угол подъема винтовой линии и угол трения. Угол подъема резьбы

$$\beta = \arctg \frac{S}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{6}{3,14 \cdot 33} = \arctg 0,58 = 3^\circ 19'$$

Угол трения:

$$\varphi_1 = \arctg \frac{f}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{0,15}{\cos 15^\circ} = 8^\circ 30'$$

Условие самосторможения обеспечивается ($\varphi_1 > \beta$).

2. Так как стержень винта работает на сжатие и имеет большую свободную длину, его необходимо проверить на продольный изгиб с учетом устойчивости по формуле

$$\sigma = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_1^2} \leq \varphi \cdot [\sigma_{сж}].$$

Коэффициент уменьшения допустимых напряжений φ для сжатых стержней выбирается в зависимости от гибкости λ .

λ	30	50	60	80	100	120	140	160	180
φ	0,94	0,89	0,86	0,75	0,60	0,45	0,36	0,29	0,23

Гибкость

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_u} = \frac{4 \cdot l}{d_1} = \frac{4 \cdot 600}{29} = 83,$$

откуда $\varphi = 0,73$.

Учитывая наличие зазоров в закреплении винта, принимаем

$\mu = 1$ (шарнирное закрепление концов).

Радиус инерции для круглого стержня

$$i_u = \sqrt{\frac{J}{F}} = \frac{d_1}{4},$$

тогда

$$\sigma = \frac{4P}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 3200}{3,14 \cdot 2,9^2} = 485 < \varphi [\sigma_{сж}] = 0,75 \cdot 700 = 510 \text{ кгс/см}^2.$$

3. Определяем число витков гайки (чугун СЧ 18-36) из условия износостойкости, приняв $[\rho] = 80 \text{ кгс/см}^2$:

$$Z = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot [\rho]} = \frac{4 \cdot 3200}{3,14 \cdot (3,6^2 - 2,9^2) \cdot 80} = 11.$$

4. Высота гайки

$$H = Z \cdot S = 11 \cdot 6 = 66 \text{ мм.}$$

Принимаем $H = 70 \text{ мм}$.

5. Определяем наружный диаметр гайки D из условия прочности на растяжение:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3200}{3,14 \cdot 720} + 3,6^2} = 4,32 \text{ см,}$$

где $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{1800}{2,5} = 720 \text{ кгс/см}^2$.

Принимаем $D = 4,5 \text{ мм}$.

6. Приняв $[\sigma_{см}] = 0,4 \sigma_T = 0,4 \cdot 1800 = 720 \text{ кгс/см}^2$, диаметр буртика из условия прочности на смятие определяем как

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_{см}]} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3200}{3,14 \cdot 720} + 4,5^2} = 5,05 \text{ см.}$$

7. Определяем высоту буртика гайки из условия прочности на срез. Для чугуна $[\tau_{ср}] = 0,15 \sigma_B = 270 \text{ кгс/см}^2$. Имеем

$$h = \frac{P}{\pi D [\tau_{ср}]} = \frac{3200}{3,14 \cdot 4,5 \cdot 270} = 0,84 \text{ см} = 8,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 10 \text{ мм}$.

8. Момент трения в резьбе и на торце винта, т.е. момент, необходимый для вращения винта домкрата,

$$M_{зав} = P \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1) + \frac{1}{3} \cdot P f d_H = 3200 \cdot \frac{3,3}{2} \operatorname{tg}(3^\circ 19' + 8^\circ 30') + \\ + \frac{3200}{3} \cdot 0,15 \cdot 3,6 = 3200 \cdot \frac{3,3}{2} \cdot 0,2123 + \frac{3200}{3} \cdot 0,15 \cdot 3,6 = 1696 \text{ кгс/см}^2$$

где $d = d_H$ - наружный диаметр пяты винта;
 P - нагрузка на домкрат.

9. Определяем необходимую длину рукоятки при приложении к ней силы 20 кгс:

$$l_p = \frac{M_{зав}}{R} = \frac{1696}{20} = 85 \text{ см.}$$

10. Рассчитываем диаметр рукоятки круглого сечения из условия прочности на изгиб, приняв допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{из}] = 1200 \text{ кгс/см}^2$ (Ст3):

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_{из}]}} = \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 85}{0,1 \cdot 1200}} = 2,4 \text{ см.}$$

11. Находим КПД винтовой пары:

$$\eta_p = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg}(\beta + \varphi_1)} = \frac{\text{tg } 3^\circ 19'}{\text{tg}(3^\circ 19' + 8^\circ 30')} = 0,273.$$

12. Определяем КПД домкрата:

$$\eta = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg}(\beta + \varphi_1) + f \cdot \frac{d_H}{3}} = \frac{\text{tg } 3^\circ 19'}{\text{tg}(3^\circ 19' + 8^\circ 30') + 0,15 \cdot \frac{3,6}{3}} = 0,147.$$

Расчет закончен.

10. РАСЧЕТ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

10.1. Расчет эксцентриковых зажимов

Усилие зажима, развиваемое эксцентриком, H , определяется по формуле

$$W = \frac{PL}{R[\text{tg}(\alpha + \varphi) + \text{tg } \varphi_1]}, \quad (10.1)$$

где P - усилие, приложенное к рукоятке, Н;

L - плечо рукоятки (принимается равной ее длине), мм;

R - радиус эксцентрика в точке касания, мм;

α - угол подъема эксцентрика, град;

φ и φ_1 - углы трения на поверхности соприкосновения эксцентрика с зажимаемой деталью и его осью, соответственно

($\text{tg } \varphi = f$, f - коэффициент трения).

У кругового эксцентрика α изменяется от 0 при угле поворота эксцентрика $\gamma = 0^\circ$ до α_{max} при $\gamma = 90^\circ$ и до 0 при $\gamma = 180^\circ$:

$$\operatorname{tg} \alpha_{max} = 2e/D, \quad (10.2)$$

где e - расстояние от центра оси, на которой вращается эксцентрик, до центра круга самого эксцентрика, мм;

D - диаметр кругового эксцентрика, мм.

У кругового эксцентрика ρ меняется от $\rho_{min} = (D/2) - e$ до $\rho_{max} = (D/2) + e$. При повороте эксцентрика на 90°

$$\rho_{90^\circ} = \frac{D}{2} \cos \alpha. \quad (10.3)$$

Диаметр эксцентрика назначается из условия $D \geq 20e$, длина рукоятки $L = (2 \dots 5)D$, $P = 50 \dots 100$ Н, $e = S_{ход} = (1,5 \dots 2)\delta$, (где δ - допуск на размер детали).

Пример. Выбрать круговой эксцентрик для зажима заготовки по размеру ГЗОН14. Определить усилие W , развиваемое этим зажимом.

Решение. Определяем по справочнику допуск зажимаемого размера заготовки $\delta = +1,0$ мм. Устанавливаем величину хода эксцентрика $S_{ход} = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 1 = 1,5$ мм. Выбираем величину эксцентриситета

$e = S_{ход}$, принимаем $e = 1,5$ мм. Выбираем диаметр кругового эксцентрика: из условия $D \geq 20e$ принимаем $D = 40$ мм.

Определяем усилие зажима эксцентриком W . Предварительно устанавливаем величины элементов, входящих в формулу для расчета:

$$P = 50 \text{ Н (задается)}, \quad L = 5D = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм.}$$

В среднем положении, т.е. при повороте на $\beta = 90^\circ$,

$$\rho = \sqrt{(D/2)^2 + e^2} = \sqrt{(40/2)^2 + 1,5^2} = 20,1 \text{ мм};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = e/(0,5D) = 0,075; \quad \alpha = 4^\circ 20';$$

$$\varphi = \varphi_1 = 5^\circ 43';$$

$$W = \frac{50 \cdot 200}{20,1(\operatorname{tg} 4^\circ 20' + \operatorname{tg} 5^\circ 43')} = 2841 \text{ Н.}$$

10.2. Расчет винтовых зажимов

Усилие зажима W , Н, создаваемое винтом или гайкой, рассчитывается по формуле

$$W = \frac{PL}{r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + K}, \quad (10.4)$$

- где P - усилие, приложенное к гаечному ключу или рукоятке (задается равным 50...100 Н);
 L - длина ключа или рукоятки (плечо), мм (табл.10.1);
 r_{cp} - средний радиус резьбы, мм (устанавливается по таблицам резьб или рассчитывается);
 α - угол подвоя резьбы;
 φ - угол трения в резьбовом соединении;
 K - коэффициент, зависящий от формы и размеров поверхности соприкосновения зажимного элемента с зажимаемой поверхностью.

Порядок определения r_{cp} , α , φ и K изложен в разд.9. Длина рукоятки обычно назначается равной $L = (12...15)d_{резьбы}$.

Пример. Определить усилие W , создаваемое болтом М20 со сферическим опорным торцом при действии на плоскость, если усилие, прилагаемое к ключу, $P = 100$ Н.

Решение. Выясняем значения величины r_{cp} , L , α и φ , входящие в формулу. $L = 12 d_{резьбы} = 12 \cdot 20 = 240$ мм; $r_{cp} = 9,19$ мм (из таблицы метрических резьб); принимаем $\alpha = 3^{\circ}15'$; $\varphi = 6^{\circ}34'$ (из условия $tg \varphi = f = 0,1$).

Определяем усилие, создаваемое болтом:

$$W = \frac{100 \cdot 240}{9,19 \cdot tg(3^{\circ}15' + 6^{\circ}34')} = 15550 \text{ Н.}$$

10.3. Расчет прихватов

Усилие зажима, развиваемое Г-образным прихватом (рис.10.1), определяем по формуле

$$W = P [1 - (0,3e/H)], \quad (10.5)$$

- где P - действующая на прихват осевая сила, Н;
 e - плечо прихвата, мм;
 H - высота прихвата, мм.

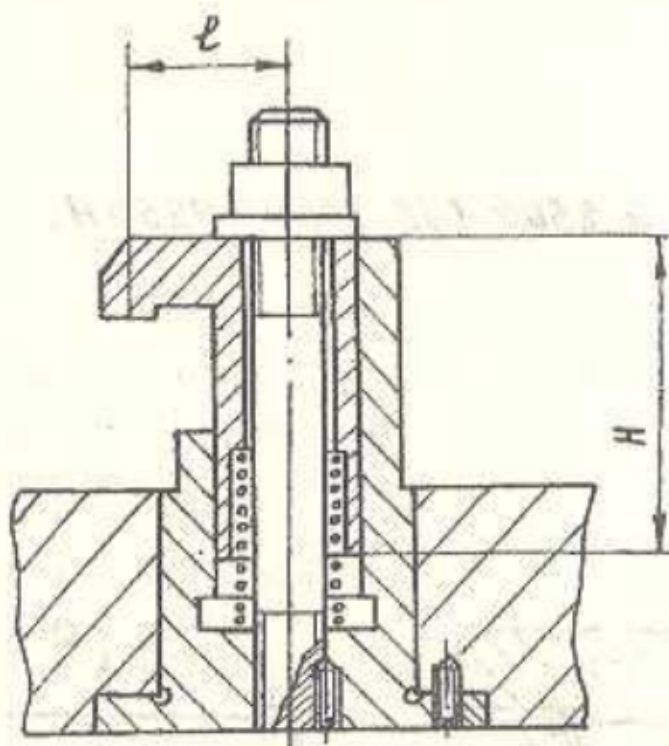


Рис.10.1. Схема прихвата

Пример 1. Определить усилие зажима W , которое действует на заготовку от Г-образного прихвата (рис.10.1), если диаметр резьбы шпильки и гайки - М12.

Решение. Осевое усилие P , создаваемое гайкой М12, навинчиваемой на шпильку, можно определить по формулам разд.10.2. В рассматриваемом случае может быть принято $P = 8500$ Н, если усилие, прилагаемое к ключу, равно 100 Н, а длина ключа 200 мм. Длину плеча прихвата l и высоту H снимают с чертежа. Прием: $l = 40$ мм, $H = 70$ мм.

Усилие, развиваемое прихватом

$$W = 8500 \left(1 - \frac{0,3 \cdot 40}{70} \right) = 7050 \text{ Н.}$$

Пример 2. Определить усилие зажима, создаваемое винтовым зажимом, если резьба гайки М20, а размеры плеч $a = 75$ мм, $b = 150$ мм (рис.10.2).

Решение. Определяем усилие, создаваемое гайкой, используя формулу (10.4), $P = 8500$ Н.

Определяем усилие зажима W , действующего от прихвата на заготовку. С этой целью составляем расчетную схему (рис.10.2б). Согласно теореме Вариньона $\sum M_o = 0$. В нашем случае

$$-Pa + Wb = 0,$$

откуда

$$W = P(a/b) \approx 8500 (75/150) = 4250 \text{ Н.}$$

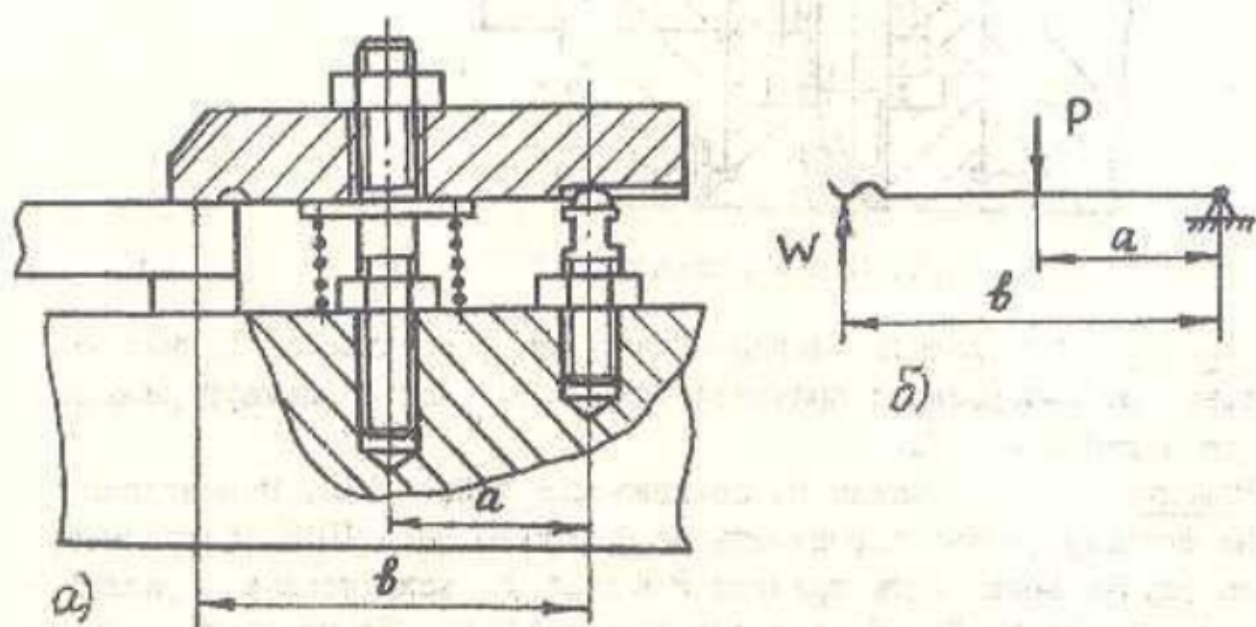


Рис.10.2. Прихват винтовой: а) общий вид;
б) расчетная схема

Таблица 10.1

Размеры зева и длины двусторонних накладных ключей

Размеры зева, мм	8-10	12-14	17-19	22-24	27-30	32-36	36-41
Длина ключа, мм	135	160	190	225	292	320	350

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА


1. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн./Под ред. П.Н.Учаева. 3-е изд.- М.: Машиностроение, 1988. 544 с.
2. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. 2-е изд.- М.: Машиностроение, 1983. 277 с.
3. Механизация и автоматизация капитального ремонта колесных и гусеничных машин/Абелевич Л.А. и др. 2-е изд.- М.: Машиностроение, 1972. 408 с.
4. Технологическое оборудование для технического обслуживания и ремонта легковых автомобилей: Справочник/Р.А.Попрежданский, А.Л.Харазов, В.Г.Карцев, З.Г.Евсева.- М.: Транспорт, 1988. 176 с.
5. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов/С.А.Чернавский, Т.А.Снесарев, Б.С.Козинцов и др. 5-е изд.- М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
6. Антонюк В.Е. Конструктору станочных приспособлений.- Минск: Беларусь, 1991. 391 с.
7. Бейзельман Р.Д., Цыпкин В.В., Перель Я.Я. Подшипники качения: Справочник.- М.: Машиностроение, 1975. 575 с.
8. Справочник по сопротивлению материалов/Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. 2-е изд.- Киев: Наук.думка, 1988. 736с.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к расчету технологического оборудования

Николай Иванович Живоглазов

Редактор Н.Г.Батырева

ЛР 020673. Подписано в печать 14.11.94г.
Формат 60x84/16. Печать оперативная. Усл.п.л. 4,2.
Уч.-изд.л. 4,0. Тираж 300 экз. Заказ № 041228

Типография фирмы "Каскара" 
Телефоны: 26-81-84, 24-46-74

Тольяттинский политехнический институт, Тольятти, Белорусская, 14.