

Рис. 21.8. Схема к определению прогиба вала кулачка

участка вала под действием силы F (рис. 21.8) не превышает значений $y = 0,02 \dots 0,05$ мм.

Боковая поверхность
Боковую поверхность толкателя проверяют на удельную нагрузку от боковых сил, а если в системе кулачкового механизма имеются различного рода штанги, то их проверяют на устойчивость от продольного изгиба. Запас устойчивости по формуле Эйлера должен находиться в пределах $n = 2 \dots 5$.

Кулачки изготавливают из сталей 50 и 40X с закалкой ТВЧ рабочих поверхностей до твердости 52...58 HRC₂; малоуглеродистых сталей 15X, 20X и 20XГ с цементацией на глубину 0,5...1,5 мм и термической обработкой рабочих поверхностей до твердости 56...62 HRC₂. При больших нагрузках кулачки изготавливают из сталей 40X и ШХ15 с термообработкой до твердости 51...63 HRC₂. Хорошую износостойкость обеспечивает применение хромалюминиевых сталей 40XЮ, 382МЮА. Термообработка этих сталей (закалка, отпуск, нитрирование) придает им высокую твердость (63...70 HRC₂). В отдельных случаях применяются твердые бронзы и высококачественные латуни.

Наконечники толкателей изготавливают из тех же сталей, но только твердость их рекомендуется уменьшить на 10 единиц. В отдельных случаях допускается применять для наконечников толкателей текстолит или капрон.

Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам и как классифицируют кулачковые механизмы?
2. В чем состоят задачи анализа и синтеза механизмов?
3. Каким образом определяются основные размеры кулачков?
4. По каким критериям оценивают работоспособность кулачковых механизмов?

Глава 22

ВАЛЫ, ОСИ И МУФТЫ

§ 22.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВАЛОВ И ОСЕЙ

Назначение и классификация. Для поддержания вращающихся деталей и для передачи вращающего момента от одной детали к другой (в осевом направлении) в конструкциях используют детали в форме тел вращения, называемые валами (рис. 22.1, а — г).

В зависимости от вида испытываемой деформации условно различают:

простые валы (валы) — работают в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия), их применяют в передачах: зубчатых, ременных и др.;

торсионные валы (торсионы) — работают лишь в условиях кручения, т. е. передают только вращающий момент, соединения обычно два вала на индивидуальных опорах;

оси — поддерживающие невращающиеся валы, работающие лишь в условиях изгиба и реже растяжения (сжатия).

В зависимости от распределения нагрузок вдоль оси вала и условий сборки прямые валы выполняют гладкими (рис. 22.1, а) или ступенчатыми (рис. 22.1, б, в), близкими по форме к балкам равного сопротивления изгибу.

Гладкие валы более технологичны.

В специальных машинах (поршневых двигателях и компрессорах) используют коленчатые валы, имеющие «ломаную» ось (рис. 22.1, г).

Для передачи вращающего момента (вращения) между агрегатами со смещенными в пространстве осями входного и выходного валов применяют специальные гибкие валы, имеющие криволинейную геометрическую ось при работе. Такие валы обладают высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе.

В зависимости от расположения, быстротходности и назначения валы называют входными, промежуточными, выходными, тихо- или быстроходными, распределительными и т. п.

Особенности конструкции. Конструктивная форма вала (оси) зависит от на-

все - валы
массовые валы

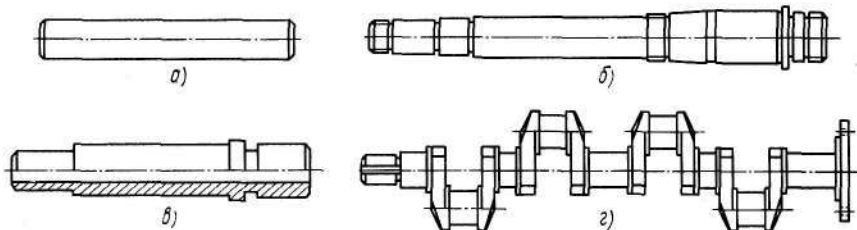


Рис. 22.1. Эскизы валов

грузки, способа фиксирования насаживаемой детали и условий сборки (разборки).

Для осевого фиксирования деталей (подшипников, зубчатых колес и др.) на валах выполняют упорные буртики или заплечики (рис. 22.2, а — д).

Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют радиусной галтелью (рис. 22.2, а) или в форме канавки (рис. 22.2, б — д). Высота l упорных буртиков (рис. 22.2, з) для фиксирования подшипников должна обеспечивать их демонтаж и подход смазочного материала.

Фиксирование в окружном направлении насаживаемой детали (колеса, шкива и т. п.) на валу часто осуществляют соединением с натягом (за счет сил трения). В таких соединениях диаметр подступичной части вала следует увеличивать на 5...10 % против соседних участков для снижения напряжений в зонах концентрации (на краях соединения).

При средних значениях вращающего момента и менее высоких требованиях к точности центрирования применяют шпоночные соединения (рис. 22.3, а), а при высоких вращающих моментах и повышенных требованиях к центрированию применяют шлицевые соединения.

Для снижения напряжений на шлицевых и шпоночных участках валов целесообразно увеличивать диаметр подступич-

ной части на 15...20 % по сравнению с диаметрами соседних участков вала. Если соединение (шлицевое или шпоночное) передает также осевое усилие, то насаженную на вал деталь (например, зубчатое колесо) фиксируют в осевом направлении с помощью буртика и резьбового соединения. Чаще буртик выполняют на гладкой части вала (рис. 22.3, б).

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы колес, шкивов, звездочек и т. п.) следует выбирать из стандартного ряда посадочных размеров, а диаметры посадочных поверхностей под подшипники качения — из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников.

В некоторых конструкциях применяют полые валы (см. рис. 22.1, в). Канал уменьшает массу вала, его часто используют для размещения соосного вала, деталей управления, подачи масла, охлаждающего воздуха и т. п.

Технические условия на изготовление валов зависят от требований к конструкции. Наиболее жесткие требования по точности и шероховатости поверхности предъявляются к шейкам валов, на которые устанавливают подшипники качения.

Материалы. Для изготовления валов используют углеродистые стали марок 20, 30, 40, 45 и 50, легированные стали марок 20Х, 40Х, 40ХН, 18Х2Н4МА, 40ХН2МА

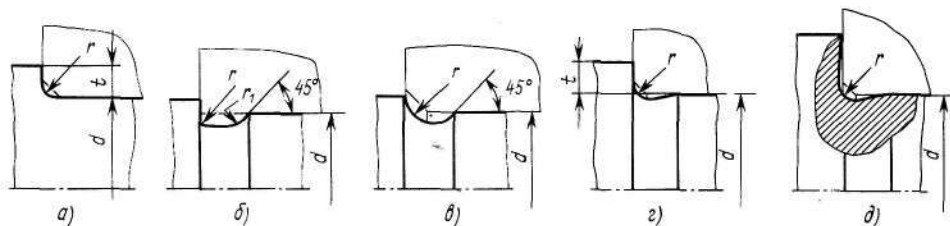


Рис. 22.2. Сопряжения ступеней вала

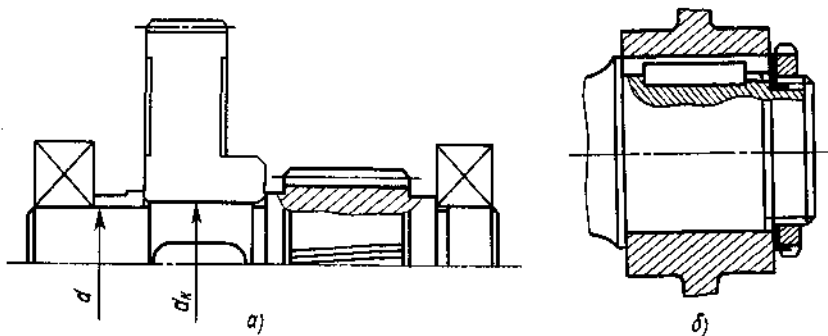


Рис. 22.3. Шпоночные соединения

Таблица 22.1

Механические характеристики основных материалов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не менее	σ_s	σ_t	σ_{-1}	τ_{-1}	Коэффициенты	
			МПа				Ψ_s	Ψ_t
Ст5	Не ограничен	190	520	280	220	130	0	0
45	Не ограничен 120 80	200	560	280	250	150	0	0
		240	800	550	350	210	0,1	0
		270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	Не ограничен 120	200	730	500	320	200	0,1	0,05
		270	900	750	410	240		
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20X	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1

и др., титановые сплавы ВТ3-1, ВТ6 и ВТ9 (табл. 22.1).

Выбор материала, термической и химико-термической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями эксплуатации. Например, быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф (посадочных хвостовиков), поэтому такие валы изготавливают из цементуемых сталей 12Х2Н4А, 18ХГТ или азотируемых сталей 38Х2МЮА и др. Валы-шестерни по этой же причине изготавливают из цементуемых легированных сталей марок 12ХН3А, 12Х2Н4А и др.

§ 22.2. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ

Вал принадлежит к числу наиболее ответственных деталей машин, так как нарушение формы, а тем более его разрушение влечет за собой выход из строя всей конструкции.

Для обеспечения работоспособности и надежности валы и оси должны удовлетворять ряду критериев. Для изделий общего машиностроения основными являются критерии прочности и жесткости (деформативности).

*работоспособн
мощность и жесткость*

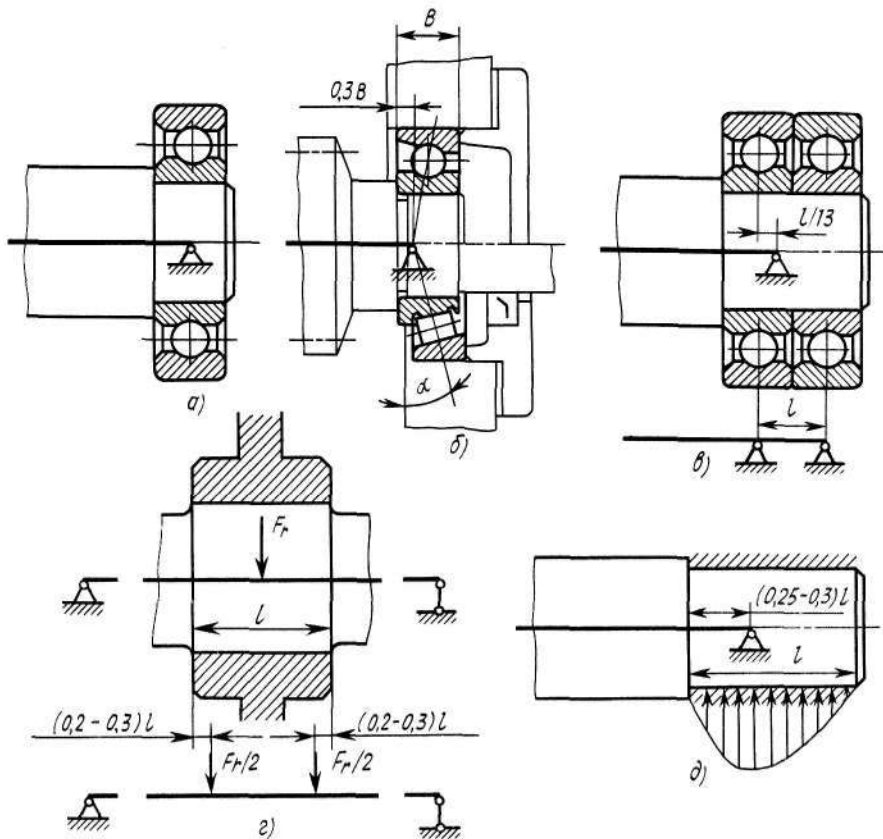


Рис. 22.4. Расчетные схемы валов

Нагрузки на валы и расчетные схемы.

Для оценки прочностной надежности необходимо знать напряжения и деформации в сечениях вала от внешних нагрузок (постоянных и переменных), которые передаются от сопряженных деталей (зубчатых колес, шкивов и др.). Эти нагрузки могут быть определены расчетным путем (в редукторах, конвейерах, грузоподъемных устройствах и т. п.) или экспериментально.

Если внешние нагрузки известны, то при расчетном определении внутренних силовых факторов в сечениях вал рассматривают обычно как балку, шарнирно закрепленную в двух жестких (недеформируемых) опорах. Положение условной опоры зависит от типа и числа подшипников в опоре (рис. 22.4, а, б, в, д). Нагрузки от зубчатых колес, шкивов, звездочек и других подобных деталей передаются на валы через поверхности контакта.

В расчетах валов эти нагрузки для упрощения заменяют сосредоточенными эквивалентными силами, приложенными в середине или на краях ступицы (рис. 22.4, з).

Расчет на прочность. В предварительном (проектном) расчете при отсутствии данных об изгибающих моментах диаметр вала приближенно может быть найден по известному значению крутящего момента из условия прочности по заниженным значениям допускаемых напряжений при кручении:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{9554P}{0,2 [\tau_k] n}}, \quad (22.1)$$

где T — крутящий момент в расчетном сечении вала; $[\tau_k]$ — допускаемое напряжение на кручение, $[\tau_k] = 12 \dots 20$ МПа для стальных валов; P — передаваемая мощность, кВт; n — частота вращения вала, мин^{-1} .

получит вал по формуле

Иногда при проектировании диаметр входного хвостовика вала (минимальный диаметр вала) принимают конструктивно (из практики проектирования) равным 0,8...1,0 диаметра вала приводного двигателя.

Наименьший диаметр промежуточного вала принимают обычно равным внутреннему диаметру подшипника.

Оценку прочностной надежности вала в конструкции выполняют обычно в форме определения запасов прочности¹.

Статический запас прочности вала рассчитывают по наибольшей возможной кратковременной нагрузке (с учетом динамических и ударных воздействий), повторяемость которой мала и не может вызвать усталостного разрушения (например, по нагрузке в момент пуска установки). Валы могут быть нагружены постоянными напряжениями, например от неуравновешенности вращающихся деталей.

Так как валы работают в основном в условиях изгиба и кручения, а напряжения от осевых сил малы, то эквивалентное напряжение в точке наружного волокна

$$\sigma_{\text{эки}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau_k^2} \quad (22.2)$$

где σ_n и τ_k — соответственно наибольшие напряжения в точке вала от изгиба моментом M_n и кручения моментом T ,

$$\sigma_n = M_n / W_n;$$

$$\tau_k = T / W_k. \quad (22.3)$$

Здесь W_n и W_k — соответственно осевой и полярный момент сопротивления сечения вала диаметром d ,

$$W_n \approx 0,1d^3; \quad W_k \approx 0,2d^3. \quad (22.4)$$

Так как $W_k = 2W_n$, то с учетом этих соотношений можно записать

$$\sigma_{\text{эки}} = \frac{10}{d^3} \sqrt{M_n^2 + 0,75T^2}. \quad (22.5)$$

Запас прочности по пределу текучести (σ_T — предел текучести материала вала)

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{\text{эки}} \geq [n_T]. \quad (22.6)$$

¹ Получает распространение оценка надежности валов по вероятности разрушения.

Обычно принимают допускаемый запас прочности $[n_T] = 1,2 \dots 1,8$.

Сечение (сечения), в котором следует определить запас n_T (опасное сечение), находят после построения эпюр изгибающих и крутящих моментов. Если нагрузки действуют на вал в разных плоскостях, то сначала силы проецируют на координатные оси и строят эпюры моментов в координатных плоскостях. Далее производят геометрическое суммирование изгибающих моментов, очерчивая эпюру прямыми линиями, что идет в запас прочности.

Если угол между плоскостями действия сил не превосходит 30° , то для простоты считают, что все силы действуют в одной плоскости.

Переменные напряжения в валах вызываются как изменяющейся во времени, так и постоянной нагрузкой. Например, постоянные по величине и направлению силы передач вызывают во вращающихся валах переменные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу с амплитудой и средними напряжениями:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{0,1d^3}; \quad \sigma_m = 0. \quad (22.7)$$

В расчетах валов условно принимают, что вращающий момент и касательные напряжения от кручения изменяются по пульсационному циклу, которому соответствуют амплитуда и среднее напряжение:

$$\tau_a = 0,5\tau_k = \frac{T}{0,4d^3}; \quad \tau_m = \tau_a. \quad (22.8)$$

Запас прочности при переменных напряжениях n определяют по формуле (10.20). Условие прочностной надежности в этом расчетном случае имеет обычный вид

$$n \geq [n]. \quad (22.9)$$

Допускаемые значения запаса прочности при переменных напряжениях назначают на основе предшествующего опыта расчетов и эксплуатации подобных конструкций ($[n] \geq 2,0$).

Значения коэффициентов, входящих в формулу (10.20), даны в табл. 22.2...22.6. Если вал работает при нестационарных нагрузках, то расчет на прочность ведут

Значения коэффициентов влияния масштабного эффекта K_{sd} и K_{td}

Коэффициент	Диаметр вала, мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
K_{sd} — для углеродистых сталей	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
K_{sd} — для высокопрочной углеродистой стали и K_{td} — для всех сталей	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 22.6

Значение коэффициента β при изгибе и кручении ($\beta_0 = \beta$)

Вид обработки	σ_0 (сердцевина), МПа	Значение β для валов		
		гладких	при $\alpha_0 = 1,5$	при $\alpha_0 = 1,8 \dots 2$
Точение, шлифование	800...1200	1,1...1,2	—	—
	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
Закалка с нагревом ТВЧ	800...1200	1,3...1,5	—	—
	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Азотирование	700...800	1,4...1,5	—	—
	1000...1200	1,2...1,3	2	—
Цементация	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
	600...1500	1,2...1,3	1,5...1,6	1,8...2,0

по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{m} \sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^n \sigma_i^m n_i} \leq \sigma_{\text{max}} \quad (22.10)$$

где N_0 — число циклов, соответствующее точке перегиба кривой усталости (обычно принимают $N_0 = (3 \dots 5) 10^6$ циклов — для валов небольших сечений и $N_0 = 10^7$ циклов — для валов больших сечений); n_i — общее число циклов нагружений при напряжении σ_i ; i — номер ступени нагружения; m — показатель степени кривой усталости ($m = 9$ для обычных конструкций стальных валов); σ_{max} — напряжение в наиболее нагруженной точке вала при максимальной длительно действующей нагрузке.

При известном значении $\sigma_{\text{экр}}$ запас прочности находится обычным методом. Если окажется, что $\sigma_{\text{экр}} < \sigma_{\text{max}}$, то принимают $\sigma_{\text{экр}} = \sigma_{\text{max}}$, так как вал в этом случае работает в зоне неограниченной долговечности (в зоне горизонтального участка кривой усталости).

В заключение отметим, что высокооборотные валы в ряде конструкций рабо-

тают в условиях изгибных, крутильных и изгибно-крутильных колебаний, вызывающих появление переменных напряжений. Эти напряжения могут быть опасными для прочности вала на резонансных режимах работы.

Для предотвращения резонансных колебаний валов проводят их расчет на колебания.

Для повышения сопротивления усталости валов используют различные конструктивные и технологические методы. Основным конструктивным методом повышения надежности валов — снижение концентрации напряжений в опасных сечениях путем увеличения радиусов галтелей и др. Существенное значение имеет правильный выбор материала и режима термической обработки заготовки (вала).

Для повышения сопротивления усталости валов производят упрочняющую обработку зон концентрации напряжений (выточек, галтелей, шпоночных канавок, резьбы и др.) путем обдувки дробью, лучом лазера и т. п.

Расчет жесткости вала. Упругие перемещения валов оказывают неблагоприят-

ятное влияние на работу связанных с ними соединений (шлицевых, прессовых и др.), подшипников, зубчатых колес и других деталей (узлов): увеличивают концентрацию контактных напряжений и износ деталей, снижают сопротивление усталости деталей и соединений, понижают точность механизмов и т. п.

Большие перемещения сечений вала от изгиба могут привести к выходу из строя конструкции вследствие заклинивания подшипников. Изгибная и крутильная жесткость валов существенно влияет на частотные характеристики системы при возникновении изгибных и крутильных колебаний.

При проектировании валов следует проверять прогибы и углы поворота сечений. Их вычисляют, используя дифференциальное уравнение изогнутой оси балки (см. гл. 8), и другими методами.

Допустимые величины перемещений (прогибов и углов поворота) сечений вала зависят от требований, предъявляемых к конструкции, и особенностей ее работы.

Допустимые величины углов поворота сечения вала в местах расположения деталей (в рад):

Подшипников качения:	
шариковых однорядных	0,005
шариковых сферических	0,05
роликовых цилиндрических	0,0025
роликовых конических	0,0016
Подшипников скольжения	0,001
Зубчатых колес	0,001...0,002

Максимальный прогиб вала несущего зубчатого колеса обычно не должен превышать $(0,0002...0,0003)L$ (L — расстояние между опорами, а допустимый прогиб под колесами составляет): $0,01m$ — для цилиндрических и $0,005m$ — для конических, гипонидных и глобонидных передач (здесь m — модуль зацепления).

Допустимые углы закручивания валов также зависят от требований и условий работы конструкции и лежат в пределах $0,20...1^\circ$ на 1 м длины вала.

Большинство валов машин и механизмов имеют переменное по длине сечение. В упрощенных расчетах жесткость таких валов оценивают по условной эквивалент-

ной модели вала постоянного сечения диаметром

$$d_{эKB} = \left(\sum_{i=1}^m \frac{l_i}{l} \frac{1}{d_i^4} \right)^{-1/4}$$

где i — номер участка вала длиной l_i и диаметром d_i ; l — общая длина вала.

§ 22.3. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МУФТ

Назначение и классификация. *Муфтами* называют устройства для соединения валов совместно работающих узлов (агрегатов) машин, частей составных валов (в валопроводах, трансмиссиях), а также для соединения валов с расположенными на них деталями (зубчатыми колесами, звездочками и т. д.).

Простейшие конструкции имеют так называемые глухие муфты, образующие жесткое соединение валов (составной вал). На рис. 22.5, а, б показаны втулочные муфты на сегментных шпонках и конических штифтах, применяемые для соединения валов относительно небольших диаметров (до 70 мм). Для облегчения монтажа приводов муфты выполняют обычно сборными, состоящими из полумуфт, которые соединяют после установки узлов на раме (станине и т. п.) с помощью болтов (рис. 22.5, в) и другими способами.

Распространены муфты в виде автономных устройств (узлов), изготовляемых на специализированных предприятиях (производствах). Это упрощает стандартизацию муфт.

Кроме соединительных (общих) функций муфты нередко выполняют одновременно и специальные функции, например: управляют работой — включают и выключают исполнительный механизм при работающем двигателе, облегчают запуск машины и др. — управляемые муфты; регулируют параметры — ограничивают частоты вращения (максимальную и минимальную), предохраняют детали и машины от случайных (недопустимых) перегрузок — предохранительные муфты.
Муфты, выполняющие несколько функций одновременно, должны периодически

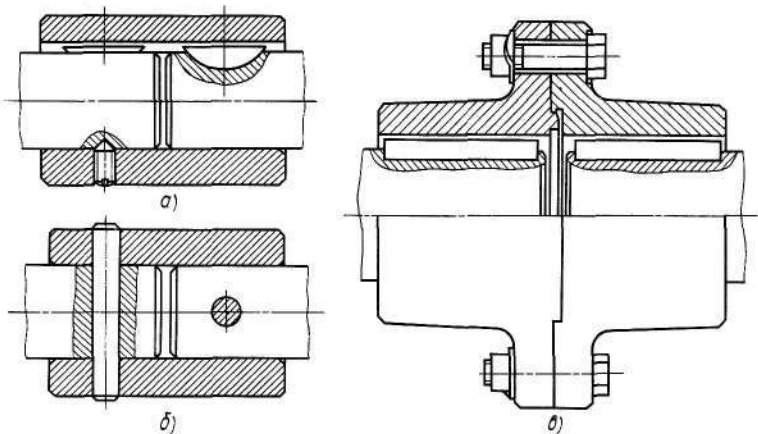


Рис. 22.5. Глухие муфты

ски соединять и разъединять соединяемые валы. Поэтому их называют *сцепными*.

Муфты, выполняющие лишь соединительные функции, называют *постоянными*.

Основная нагрузка и нагрузочная способность. Основной нагрузкой для муфт является вращающий момент. В связи с этим их нагрузочную способность оценивают значением допустимого вращающего момента T_n . Значения T_n , а также размеры, масса и другие данные указывают в паспортах муфт.

Наибольший длительно действующий момент T для муфт может быть определен теоретически или экспериментально. В упрощенном расчете, используя предшествующий опыт проектирования и эксплуатации машин, принимают

$$T = T_n / K,$$

где K — коэффициент режима работы, $K = K_6 K_d$; K_6 — коэффициент безопасности, учитывающий характер последствий при выходе муфты из строя, $K_6 = 1,0 \dots 1,8$; K_d — коэффициент, учитывающий характер передаваемой нагрузки, $K_d =$

$= 1,0 \dots 1,5$ (меньшие значения принимают при спокойной нагрузке, большие — при ударной и реверсивной нагрузке).

Компенсирующая, амортизирующая и демпфирующая способности муфт. Муфты должны обладать определенной компенсирующей способностью, т. е. компенсировать в той или иной степени отклонения от соосного положения соединяемых валов, обусловленные особенностями конструкции, и практически неизбежными отклонениями (смещения), вызванными преимущественно погрешностями монтажа (рис. 22.6, а—г), а также деформациями валов от эксплуатационных нагрузок, тепловых воздействий и т. п. В противном случае детали муфт, соединяемые валы и их опоры (подшипники и корпуса) окажутся под действием неблагоприятных дополнительных нагрузок.

Расчеты и опыт проектирования конструкций показали, что дополнительные изгибающие и перерезывающие нагрузки в системе валы — муфта — опоры можно снизить: уменьшением погрешностей монтажа; увеличением компенсирующей спо-

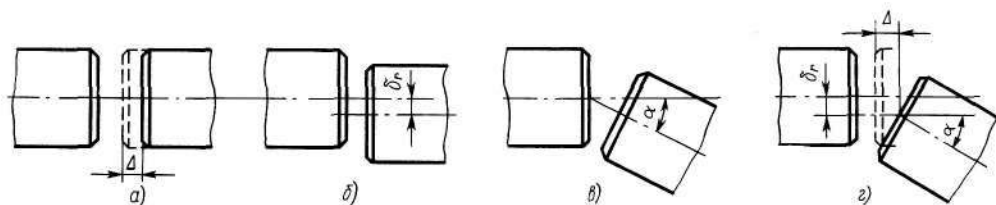


Рис. 22.6. Виды смещения осей от соосного положения

способности системы валы — муфта — опоры за счет взаимных кинематических перемещений деталей под нагрузкой в пределах зазоров или по направляющим элементам муфты — *компенсирующие и подвижные муфты*; увеличением податливости, т. е. компенсирующей способности за счет деформаций одного из звеньев системы. Опыт проектирования показал также, что во многих случаях из конструктивных, технологических и экономических соображений выгодно для этих целей применять муфты с высокой податливостью элементов — *упругие муфты*. Высокую податливость муфтам придают введением в их конструкции упругих элементов (пружин, мембран), а также элементов из материалов с малым модулем упругости (например, резины и т. п.).

Способности амортизировать (ослаблять) и демпфировать (заглушать, успокаивать) колебания внешней нагрузки, толчки и удары в системе валы — опоры — муфта являются также важнейшими свойствами муфт динамически нагруженных агрегатов (особенно при реверсивной нагрузке).

Муфты разнообразны по конструкции, наиболее распространенные из них стандартизованы и рассмотрены ниже.

Выбор типа муфты производят в соответствии с конструктивными особенностями и требованиями, предъявляемыми к приводу (машине) в целом.

§ 22.4. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ И УПРУГИЕ ПОСТОЯННЫЕ МУФТЫ

При выборе и использовании компенсирующей и упругой муфты стремятся к тому, чтобы вклад деформаций валов и опор в компенсацию отклонений от соосного положения оказался бы несущественным. Муфта становится в этом случае «компенсатором» системы не только при монтаже, но и в эксплуатации приводов, так как отклонения валов от соосного положения образуются также в результате их деформации от рабочей нагрузки и температуры.

Компенсирующие муфты. На рис. 22.7, а показана конструкция компенсирующей крестовой муфты, допускающей соединение валов с повышенны-

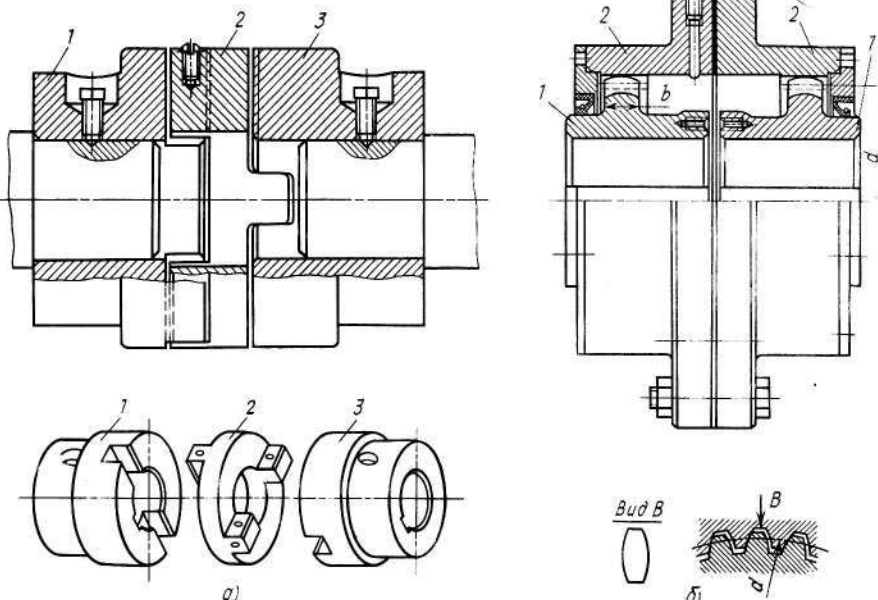


Рис. 22.7. Компенсирующие муфты

от этих элементов выбирать

демпфировать

компенсирующие упругие муфты
верно

ми взаимными смещениями осей ($\sigma, < 0,05d; \alpha \leq 1^\circ$). Она состоит из двух полумуфт 1 и 3 с пазами (направляющими) и промежуточного диска 2 с крестообразно расположенными выступами.

Зубчатые муфты (ГОСТ 5006—83) (рис. 22.7, б) применяют в высоконагруженных конструкциях для валов диаметрами от 40 до 200 мм. Они допускают угловое смещение до $0,5^\circ$ при радиальном смещении $\sigma_r = 0,008L$, где L — расстояние между зубчатыми соединениями муфты.

Муфта состоит из двух втулок 1 и двух обоев 2 соответственно с внешними и внутренними эвольвентными зубьями (угол профиля $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 0,8$). Соединение втулок с валом осуществляется шпонкой и посадкой с натягом или шлицами.

Большое число одновременно работающих зубьев эвольвентного профиля обеспечивают компактность и высокую нагрузочную способность.

При вращении валов, установленных с перекосом, происходит циклическое смещение (продольное и радиальное) зубьев втулок относительно обоев. Это смещение (скольжение) вызывает изнашивание зубьев — основная причина их повреждения. Для повышения износостойкости активные поверхности зубьев выполняют твердыми (45...55 HRC), а внутрь муфты заливают масло.

Подбор муфт также производится по расчетному вращающему моменту. Экспериментально установлено, что износ зубьев муфты в течение ресурса будет допустимым, если средние контактные

напряжения (давления) на рабочих поверхностях

$$p = \frac{2TK_n}{b_m d_m z} \leq [p],$$

где $K_n = 1,1 \dots 1,3$ — коэффициент концентрации нагрузки; b_m и d_m — длина зуба и диаметр делительной окружности; h — рабочая высота зуба, $h \approx 1,8m$; z — число зубьев полумуфты; $[p]$ — допускаемое номинальное контактное напряжение (давление), $[p] = 3,6 \dots 4,6$ МПа при твердости муфт после термоулучшения 280...320 НВ; $[p] = 10 \dots 12$ МПа — после химико-термической обработки зубьев.

Цепные муфты (ГОСТ 20742—82) (рис. 22.8) применяют для соединения валов диаметрами от 20 до 140 мм при передаче вращающего момента от 63 до 8000 Н·м с частотой вращения до $n = 500 \dots 1600$ мин⁻¹ (большая частота допускается для муфт с меньшими внешними диаметрами). Муфты компенсируют радиальное смещение валов до 1,2 мм и угловое смещение до 1° . Для предохранения от загрязнения и лучшего смазывания муфты целесообразно закрывать кожухом с уплотняющими элементами. Вращающий момент передается с помощью звездочек и цепи.

Соединение полумуфт с валами может осуществляться с помощью прямобочных или эвольвентных шлицев, а также шпонками.

Муфты имеют простую конструкцию и просты в обслуживании, надежны, технологичны в изготовлении, имеют малые

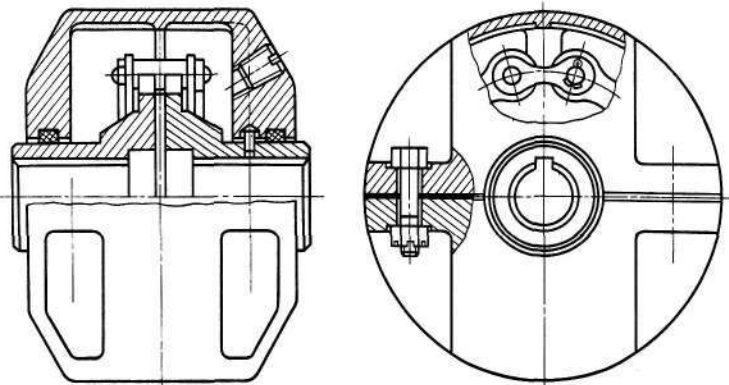


Рис. 22.8. Цепная муфта

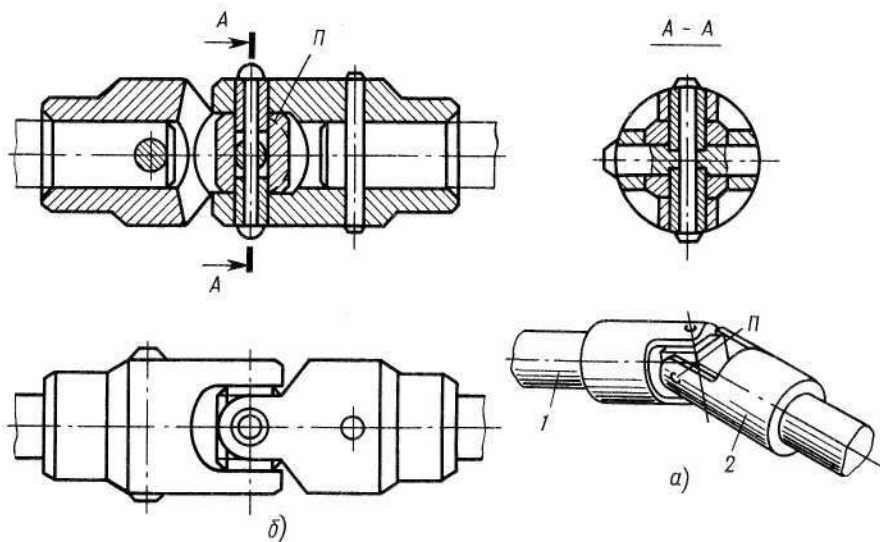


Рис. 22.9. Малогабаритная шарнирная муфта (а) и ее сечения (б)

габариты и массу, удобны в монтаже и демонтаже. Их недостаток — наличие «мертвого» хода, который ограничивает их применение в реверсивных передачах.

Шарнирные муфты (ГОСТ 5147—80) (рис. 22.9, а, б) могут соединять валы, имеющие наибольшие углы перекося (до 45°) по сравнению с муфтами других типов. Это достигается с помощью шарниров трения скольжения и промежуточного звена *П* в виде параллелепипеда с двумя отверстиями, оси которых пересекаются под прямым углом. Муфты изготавливаются для валов с диаметрами от 8 до 40 мм, а передаваемый момент колеблется от 11,2 до 1120 Н·м.

Упругие муфты. За счет использования упругих силовых элементов муфты способны не только компенсировать радиальные и угловые смещения, но и демпфировать колебания, амортизировать толчки и удары.

Упругие втулочно-пальцевые муфты типа МУВП (ГОСТ 21424—75) (рис. 22.10, а) применяют в приводе от электродвигателя и в других случаях для валов диаметрами 10...180 мм при вращающих моментах 6,3...16 000 Н·м. Стандартом предусмотрены муфты типа *I* (с цилиндрическим отверстием для валов) и типа *II* (с коническим отверстием для валов); они могут быть выполнены в двух

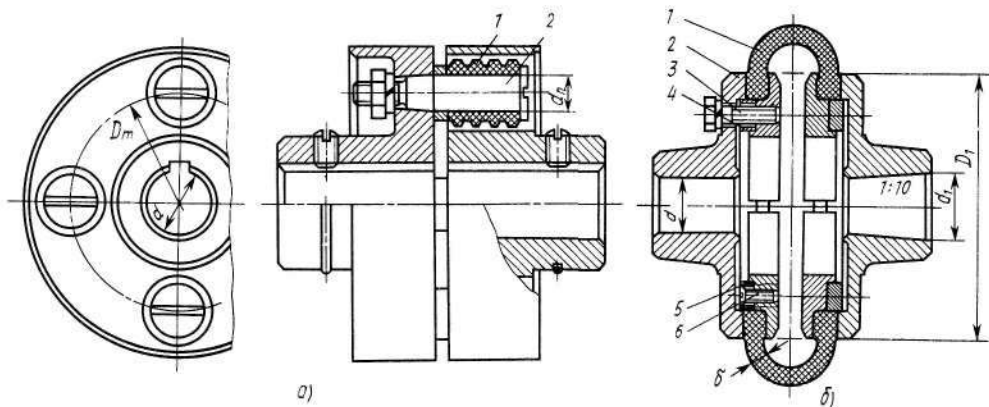


Рис. 22.10. Упругие муфты

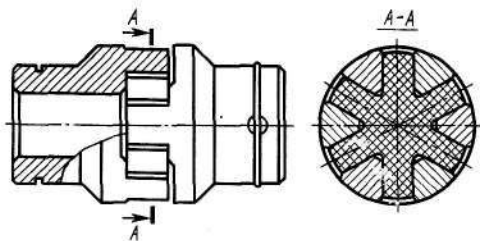


Рис. 22.11. Упругая муфта со звездочкой

исполнениях (для длинных и коротких концов валов). Вращающий момент между полумуфтами передается через резиновые гофрированные втулки 1, надетые на пальцы 2. Муфты допускают в зависимости от типоразмера радиальное смещение осей валов на 0,2...0,4 мм, продольное смещение валов на 10...15 мм и угловое смещение — на 1°. Их работоспособность определяется стойкостью втулок. Диапазон рабочих температур — от -40 до +50 °С.

Для ограничения износа среднее контактное давление пальца на втулку находят по формуле

$$p = \frac{2T}{zD_m d_n l} \leq [p],$$

где z — число пальцев, $z=6$; D_m — диаметр окружности расположения осей пальцев; d_n — диаметр пальцев; l — длина упругого элемента; $[p]$ — допускаемое давление для резиновых втулок, обычно $[p]=2$ МПа.

Упругая муфта с торообразной оболочкой выпуклого профиля (ГОСТ 20884-82) (рис. 22.10, б) обладает хорошими компенсирующими свойствами. Она состоит из резинового упругого элемента (оболочки) 1 и полумуфт 2, к которым винтами 3 через кольца 4 притягиваются прижимные полукольца 5. При сборке муфты полукольца соединяют с кольцом 4 винтами 6, расположенными между винтами 3. Вращающий момент с полумуфт на оболочку передается силами трения, созданными при затяжке винтов 3.

Муфта может соединять валы диаметрами 14...240 мм и передавать вращающие моменты в диапазоне 20...40 000 Н·м. В зависимости от типоразмера она может компенсировать про-

должные смещения (до 11 мм), радиальные (до 5,0 мм) и угловые (до 1,5°) смещения, но имеет большие диаметральные габариты.

При отклонении от соосного положения валов муфта создает дополнительные нагрузки на валы. Радиальная сила и изгибающий момент при этом сравнительно невелики, а осевая сила от единичного осевого смещения достигает 300 Н/мм и должна учитываться в расчетах подшипников.

Потеря работоспособности муфты обычно вызывается разрушением упругого элемента у зажима. Напряжения среза в сечении у зажима

$$\tau = \frac{2T}{\pi D_1^2 \delta} \leq [\tau],$$

где D_1 — диаметр оболочки в расчетном сечении; δ — толщина оболочки; $[\tau]$ — допускаемое напряжение при срезе, $[\tau]=0,4$ МПа.

Упругая муфта со звездочкой (ГОСТ 14084-76) (рис. 22.11) применяется для соединения валов в диапазоне диаметров 12...45 мм при вращающем моменте $T=2,5...400$ Н·м. Она допускает смещение осей валов до 0,4 мм, угол перекося 1,5°, может работать при температуре от -40 до +50° С.

Муфта состоит из двух одинаковых полумуфт, которые снабжены торцовыми кулачками. Между этими кулачками помещается резиновая звездочка с четырьмя или шестью лепестками. Первая из них может передавать вращающий момент до 6,3 Н·м при частоте вращения $n=5000...6500$ мин⁻¹, вторая — вращающий момент от 16 до 400 Н·м при $n=1500...45000$ мин⁻¹ (большая частота вращения допускается для муфт меньшего диаметра).

Муфты просты по конструкции, имеют высокие эксплуатационные качества, но допускают сравнительно небольшой передаваемый вращающий момент и требуют смещения валов или полумуфт при монтаже.

Отметим, что при использовании упругих и компенсирующих муфт проблемы работоспособности и надежности приводов частично переносятся с валов и

опор на муфты, точнее — на их компенсирующие элементы. Последние имеют значительные взаимные смещения (линейные, угловые и окружные) под нагрузкой или испытывают повышенные деформации и напряжения, а потому подвержены повреждениям (износу, разрушениям).

§ 22.5. СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

В зависимости от способа соединения и разъединения полу муфт в процессе работы различают управляемые и самоуправляемые (автоматические) сцепные муфты.

Управляемые муфты предназначены для соединения или разъединения валов, а также валов и установленных на них деталей в подвижном или неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Их используют в коробках скоростей и других механизмах при необходимости изменения режима работы. Передача вращающего момента осуществляется либо за счет зацепления (зубчатые или кулачковые муфты), либо силами трения (фрикционные муфты).

Конструкции управляемых муфт разнообразны. На рис. 22.12, а показана зубчатая муфта с электромагнитным дистанционным управлением. Одна из полу муфт 1 имеет наружные зубья, другая полу муфта 2 — внутренние зубья; числа зубьев и модуль одинаковые. Полу муфта 1 со-

единена винтами и штифтом с зубчатым колесом. Полу муфта 2 имеет составную конструкцию. Соединение через зубья 3 ее частей и включение зубчатого колеса происходит с помощью электромагнита 4.

Зубчатые сцепные муфты выходят из строя из-за износа зубьев. Их расчет будет в форме ограничения среднего контактного напряжения (давления) на зубьях.

Фрикционные сцепные муфты передают вращающий момент между полу муфтами за счет сил трения на рабочих поверхностях (дисковой или конической формы). Давление на поверхностях контакта (смазываемых или сухих) создают с помощью устройств и механизмов включения различного типа (пружинно-рычажных механизмов, электрических, гидравлических и пневматических устройств).

При включении фрикционных муфт вращающий момент нарастает с увеличением усилия нажатия (контактных давлений на поверхностях трения). Благодаря этому можно соединить валы под нагрузкой. Пробуксовывание муфты в процессе включения обеспечивает плавный разгон ведомого вала.

На рис. 22.12, б в качестве примера показана конструкция такой муфты. Муфта состоит из посаженного на вал 1 барабана 2 с внутренними шлицами, шлицевой втулкой 8, посаженной на ведомый вал 9, а также трех ведущих 5 и двух ведомых дисков 4, сжимаемых по-

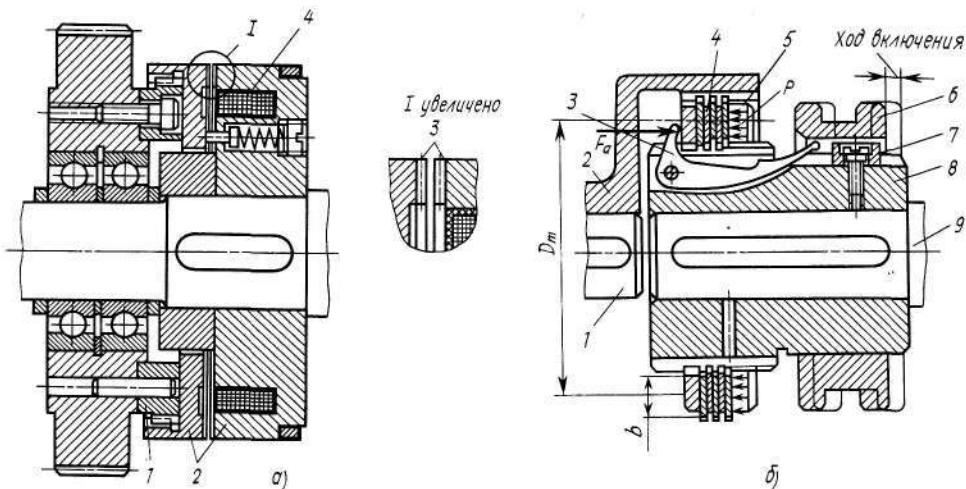


Рис. 22.12. Управляемые муфты

Допускаемые контактные напряжения $[p]$ и коэффициенты трения f между стальным диском и дисками из различных материалов при скорости скольжения $v_{ск} < 2,5$ м/с*

Расчетные параметры	Материалы одного из дисков				
	Металло-керамика **	Сталь	Чугун	Феродо **	Текстолит
$[p]$, МПа	$\frac{2,5...3,5}{1,5...1,5}$	0,4...0,6	0,4...0,5	$\frac{—}{0,2...0,3}$	0,4...0,6
f	$\frac{0,15}{0,25}$	0,12	0,15	0,35	0,12

Примечание. * В числителе — значения параметров при смазанных дисках, в знаменателе — для дисков без смазывания.

** Значения $[p]$ следует снижать: на 15 % — при $v_{ск} \approx 5$ м/с; на 30 % — при $v_{ск} \approx 10$ м/с и на 35 % — при $v_{ск} \approx 15$ м/с.

дком 3 при осевом перемещении втулки 6 по направляющей шпонке 7. Осевое перемещение тормозных дисков происходит на счет скольжения их выступов по шлицевым пазам барабана и втулки.

Фрикционные муфты должны обладать надежностью сцепления, высокой износостойкостью и теплостойкостью контактирующих поверхностей.

Материал трущихся деталей (накладок) выбирается в зависимости от среднего контактного напряжения (давления)

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{2TK}{fD_m z A} \leq [p],$$

где F_a — осевая сила; T — вращающий момент; $K = 1,3...1,5$ — коэффициент запаса сцепления; D_m — средний диаметр контакта (рис. 22.12, б); f — коэффициент сцепления (трения покоя); z — число пар поверхностей трения; A — площадь поверхности трения; $[p]$ — допускаемое контактное напряжение (табл. 22.7).

Площадь поверхности соприкосновения (контакта)

$$A = \pi D_m b.$$

Здесь b — ширина поверхности трения, ее принимают в зависимости от диаметра D_m ; $b = \psi D_m$. Обычно $\psi = 0,15...0,25$ — для дисковых и конусных муфт; $\psi = 0,2...0,3$ — для цилиндрических муфт.

Несложно заметить, что для увеличения передаваемого вращающего момента

можно увеличить число пар поверхностей трения. При этом осевая сила, сжимающая детали, остается неизменной. Это обстоятельство реализуют на практике, применяя многодисковые муфты (рис. 22.12, б).

Интенсивность изнашивания муфт зависит от мощности, расходуемой на трение:

$$P_f = f p v_{ск} \leq [P_f],$$

где $v_{ск} = 0,5 \omega D_m$ — средняя скорость скольжения; $[P_f]$ — допускаемая мощность трения.

Сцепные самоуправляемые муфты выполняют автоматически одну из следующих функций: ограничение передаваемой нагрузки — предохранительные муфты; передачу нагрузки (момента) только в одном направлении — обгонные муфты; включение и выключение при заданной скорости — центробежные муфты.

Ниже даны лишь краткие сведения. Полные данные содержатся в специальной литературе.

Предохранительные муфты срабатывают, когда вращающий момент превышает некоторую установленную величину. На рис. 22.13 показана пружинно-шариковая муфта. При достижении вращающим моментом предельной величины под действием осевых усилий, обусловленных формой впадин (см. вид В—В на рис. 22.13) полушарики 1, шарики смещаются в осевом направлении (преодолевая

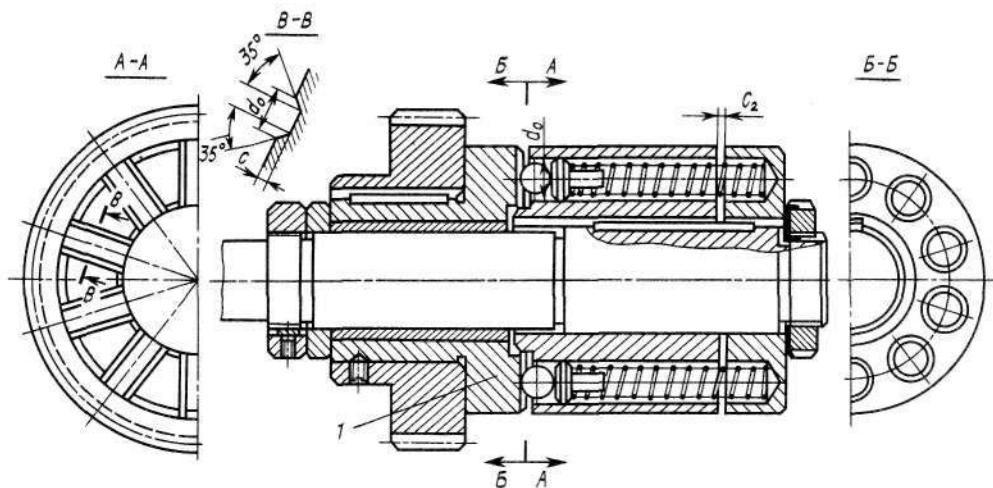


Рис. 22.13. Пружинно-шариковая муфта

сопротивление пружины) и размыкают муфту с последующим прощелкиванием.

Пружинно-шариковые муфты (ГОСТ 15621—77) для диаметров валов от 8 до 48 мм допускают крутящие моменты 4...400 Н·м.

На практике используют также пружинно-фрикционные, пружинно-кулачковые и некоторые другие типы предохранительных муфт.

Обгонные муфты (муфты свободного хода) предназначены для передачи вращающего момента только в одном направлении.

Наибольшее распространение получили фрикционные обгонные муфты, передающие вращающий момент за счет заклинивания между полумуфтами промежуточных тел (в основном роликов). Такие муфты бесшумны, компактны, могут рабо-

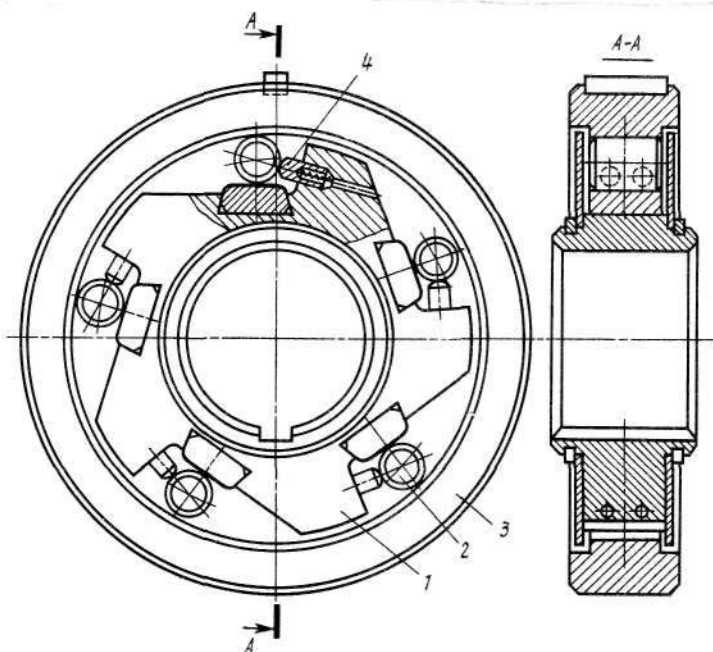


Рис. 22.14. Роликовая обгонная муфта

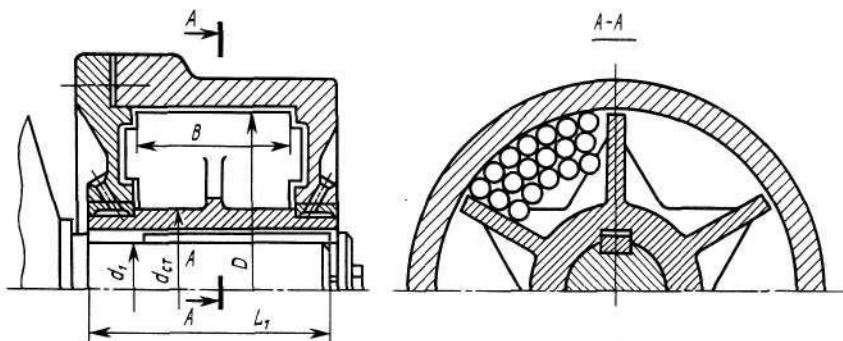


Рис. 22.15. Центробежная муфта

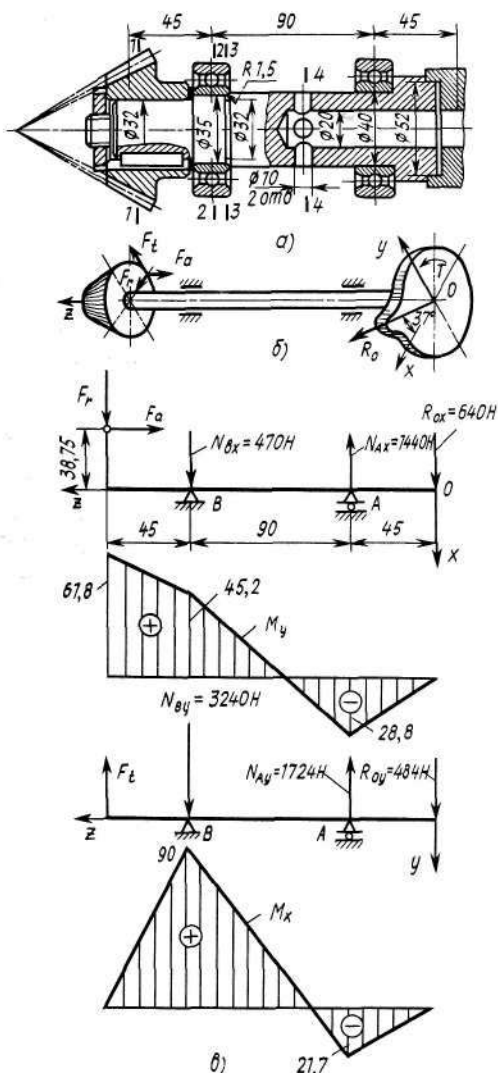


Рис. 22.16. Сечение и расчетная схема вала

тать при высокой частоте вращения. Их изготавливают для валов диаметром 10...90 мм и передачи момента до 750...800 Н·м.

На рис. 22.14 показана роликовая обгонная муфта. При вращении звездочки 1 по часовой стрелке ролики 2 заклиниваются между звездочкой и наружным кольцом 3 и передают вращение соединенному с ним ведомому валу. Прижимные устройства 4 уменьшают «мертвый» ход и способствуют равномерному распределению нагрузки между роликами. При вращении звездочки в обратном направлении ролики заклиниваться не будут и вращение не будет передаваться.

Муфта свободного хода позволяет ведомому звену вращаться (например, по инерции) при остановленном ведущем звене. Этот эффект используется в передачах велосипедов, мотоциклов, станков, автомобилей и т. д.

В роликовой муфте ведущим может быть и наружное кольцо при вращении против часовой стрелки.

Пусковые (центробежные) муфты используют для плавного пуска приводов грузоподъемных машин, конвейеров и т. п. Основой таких муфт могут быть автоматические самоуправляемые центробежные муфты различных конструктивных исполнений. Они позволяют электродвигателю легко разогнаться и по достижении им определенной скорости начать плавный разгон рабочего органа. Одновременно пусковые муфты выполняют и предохранительные функции.

На рис. 22.15 показана центробежная муфта со стальными шариками. Ведомая

Расчет запасов прочности вала

Параметры	Сечение по рис. 22.16, а			
	1	2	3	4
Диаметр вала d , мм	32	35	32	40
Момент сопротивления, мм ³ :				
$W_n \cdot 10^{-3}$	2,73	4,21	3,22	3,5
$W_k \cdot 10^{-3}$	5,94	8,42	6,43	7,0
Изгибающий момент M_n , Н·м	71	101,5	87,6	28,5
Крутящий момент T , Н·М	78	78	78	78
Напряжения, МПа:				
изгиба σ_n	25,2	23,7	24,1	8,2
кручения τ_k	13,2	9,25	12,1	11,1
Эффективный коэффициент концентрации напряжений:				
нормальных K_σ	1,75	1,76	1,93	2,0
касательных K_τ	1,54	1,3	1,45	1,75
Коэффициент, учитывающий масштабный эффект:				
при изгибе $K_{\sigma d}$	0,88	0,88	0,88	0,85
при кручении $K_{\tau d}$	0,77	0,76	0,77	0,73
Коэффициент запаса:				
n_σ	5,0	5,25	6,0	13,75
n_τ	5,75	9,7	6,6	5,71
Запас прочности n	3,78	4,63	4,44	4,74

часть муфты расположена в данном при-
мере на подшипниках скольжения.

Распространены колдочные и диско-
вые центробежные фрикционные муфты.
Центробежные муфты устанавливаются на
вал электродвигателя. При наличии ре-
менной передачи от электродвигателя к
рабочему органу наружную ведомую
часть муфты конструируют в виде шкива.

Передаваемый муфтой момент (Н·м)
рассчитывают по формуле

$$T = mr (\pi n)^2 f Dz / 1800,$$

где m — масса одного груза (масса
стальных шариков в одной полости), кг;
 $r = 0,25(D + d_{ст})$ — расстояние центра мас-
сы груза от оси вращения, м; n — частота
вращения, мин⁻¹; f — коэффициент
трения ($f = 0,2$ для стальных шариков);
 D — диаметр муфты.

Пример. Произвести проверочный расчет
вертикального вала пневморанпирного механиз-
ма ткацкого станка (рис. 22.16, а). Вал изгото-
влен методами резания из стали 45 ($\sigma_n =$
 $= 650$ МПа; $\sigma_\tau = 470$ МПа; $\sigma_{-1} = 275$ МПа;
 $\tau_{-1} = 160$ МПа).

Вращающий момент на водило механизма
передается валом от конического зубчатого ко-
леса. Из кинематического и силового расчетов

известно, что вращающий момент, изменяю-
щийся по пульсационному циклу, достигает на-
ибольшего значения $T_{max} = 78$ кН·м, когда
центробежная сила $R_{0max} = 800$ Н составляет с
осью x угол, равный 37° ; проекции усилий на
коническое колесо при этом составляют
(рис. 22.16, б): $F_t = 2000$ Н, $F_r = 360$ Н, $F_a =$
 $= 1600$ Н.

Эпюры изгибающих моментов, действую-
щих на вал, в плоскостях xOz и xOy показаны
на рис. 22.16, в. В табл. 22.8 приведены резуль-
таты расчета запасов прочности в четырех наи-
более нагруженных сечениях с концентратора-
ми напряжений. Расчет проведен по описанной
выше методике.

Из табл. 22.8 видно, что запасы прочности
во всех сечениях достаточно высокие.

Вопросы для самопроверки

1. Каково назначение валов и осей и как
их классифицируют?
2. Укажите формы сопряжения переходных
участков и ступеней валов.
3. Какие расчетные модели используют в
расчетах валов?
4. Для чего используются муфты?
5. Назовите и охарактеризуйте основные
типы компенсирующих и упругих муфт.
6. Для каких целей используют слепные
муфты?