

Глава 5 МУФТЫ

Конструкция, расчет и свойства муфт для соединения валов описаны в работах. Некоторые муфты стандартизованы. В работах приведены конструкции муфт с таблицами их размеров.

Для приближенного расчета вращающего момента T_K , нагружающего муфту в приводе, используют зависимость

$$T_K = T_H + T_D = K T_H, \quad (5.1)$$

где T_H – номинальный длительно действующий момент; T_D – динамическая составляющая момента; K – коэффициент режима работы.

При спокойной работе и небольших разгоняемых при пуске массах (приводы конвейеров, испытательных установок) $K = 1,1 \dots 1,4$. При неравномерной работе с толчками и средних разгоняемых массах (поршневые компрессоры, мельницы, металлорежущие станки) $K = 1,5 \dots 2,0$. При ударной нагрузке и больших разгоняемых массах (молоты, прокатные станы) $K = 2,5 \dots 3,0$.

5.1 Установка полумуфт на валах

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конические концы валов. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau \leq 15$ МПа) полумуфты сажают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам типа $H7/k6$; $H7/m6$. При реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах ($\tau > 15$ МПа) применяют посадку $H7/n6$. Для передачи вращающего момента используют шпоночное соединение.

При установке полумуфт на цилиндрические шлицевые концы валов и нереверсивной работе применяют посадки по центрирующим поверхностям: для прямобочных шлицев – $H7/js6$; для эвольвентных шлицев – $7H/7n$.

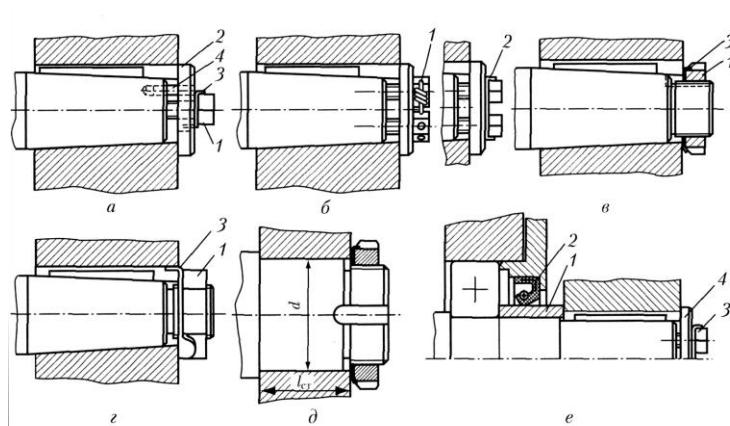


Рис. 5.1

Установка полумуфт на цилиндрические концы валов с натягом и последующее снятие их вызывают затруднения, которые не возникают при конических концах. Затяжкой полумуфт на конические концы можно создать значительный натяг в соединении и обеспечить точное радиальное и угловое положение полумуфты относительно вала. Поэтому при больших нагрузках, работе с толчками, ударами и при реверсивной работе предпочтительно полумуфты устанавливаются на конические концы валов, несмотря на несколько большую сложность их изготовления.

Посадку полумуфты на конический конец вала выполняют с обязательным приложением осевой силы, например, с помощью болта 1 через торцовую шайбу 2 (рис. 5.1, а). Стопорная шайба 3 фиксирует болт относительно шайбы, а цилиндрический штифт 4 фиксирует шайбу относительно вала. При торцовом креплении полумуфты с помощью диска 2 (см. табл. 5.1) болт 1 стопорят относительно вала непосредственно шайбой 3, отогнутый конец которой заходит в гнездо на торце вала. Очень надежно закрепление полумуфты двумя болтами, которые затем стопорят проволокой 1 или планкой 2 (рис. 5.1, б). Надежно также крепление полумуфты гайкой 1 (рис. 5.1, в, г). Гайку после затяжки стопорят шайбой 3.

Для достижения точного базирования при относительно коротком отверстии ($l_{ст}/d < 0,7$) полумуфты, посаженные на гладкий или шлицевый цилиндрический конец вала, поджимают гайкой к торцу заплечика вала (рис. 5.1, д). Часто между подшипником и полумуфтой ставят распорную втулку 1 (рис. 5.1, е), которую охватывает манжетное уплотнение 2. Во избежание проворачивания втулки относительно вала полумуфту обязательно поджимают к торцу втулки болтом 3 через концевую шайбу 4 или гайкой.

При относительно длинном отверстии в случае базирования по цилиндрической поверхности полумуфты фиксируют на валах способами, приведенными на рис. 5, 2.

На рис. 5.2, а полумуфту фиксируют установочным винтом 1, застопоренным пружинным кольцом 2. Если отверстие для винта сверлят не в шпонке, а на валу, то для устранения выпучившегося при за сверловке металла кромку отверстия притупляют фаской.

На рис. 5.2, б полумуфту фиксирует шайба 2, входящая в паз, выполненный в шпонке. Шайбу крепят винтом 1 к торцу полумуфты. Шпонка в этом случае должна быть точно пригнана по длине паза.

На рис. 5.2, в полумуфту фиксируют на валу плоским пружинным кольцом 1. Вследствие погрешностей размеров I , b и a между торцами кольца и полумуфты может возникнуть зазор. Если такой за-

зор нежелателен, между полумуфтой и кольцом 1 ставят компенсаторное кольцо 2 (рис. 5.2, г), толщину K которого подбирают или получают подшлифовкой торцов по результатам измерений при сборке.

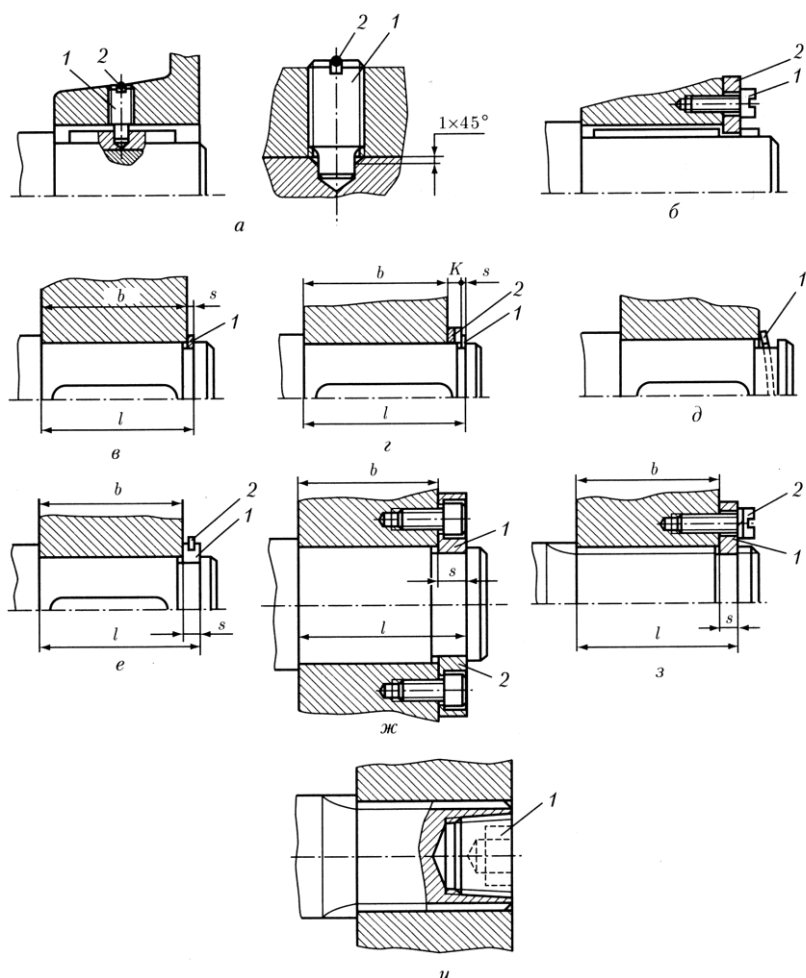


Рис. 5.2

Для этой же цели вместо компенсаторного кольца 2 полумуфту фиксируют изогнутым пружинным кольцом 1 (рис. 5.2, д).

На рис. 5.2, е полумуфту на валу фиксируют два полукольца 1, поставленные в канавку вала. От выпадания полукольца удерживает плоское пружинное кольцо 2. На рис. 5.2, ж фиксирующие полукольца 1 и 2 крепят винтами к торцу полумуфты.

Полумуфту, посаженную на шлицевый конец вала, кроме способов, описанных выше, можно фиксировать шлицевым кольцом 1 (рис. 5.2, з). Кольцо 1 доводят до канавки вала, поворачивают на $1/2$ углового шага зубьев и крепят одним-двумя винтами 2 к торцу полумуфты.

При завинчивании конической пробки 1 (рис. 5.2, и) деформируют шлицевый конец вала, увеличивая его диаметр, и надежно фиксируют полумуфту от осевых смещений.

В способах по рис. 2, е, ж, з возможный зазор между торцами полумуфты и кольца 1, вызванный погрешностями размеров l , b и s , устраняют тем, что толщину s кольца подбирают или подшлифовывают торцы кольца по результатам измерений при сборке.

5.2 Смещения валов

Вследствие погрешностей изготовления деталей и погрешностей сборки валы, соединяемые муфтой, как правило, имеют **смещения: радиальное Δ , угловое** (перекос) γ и **осевое ω** .

На этапе проектирования числовые значения смещений находят из рассмотрения соответствующих размерных цепей, определяющих относительное расположение узлов, например, электродвигателя 1 и редуктора 2, установленных на общей плите (раме) 3 (рис. 5.3, а).

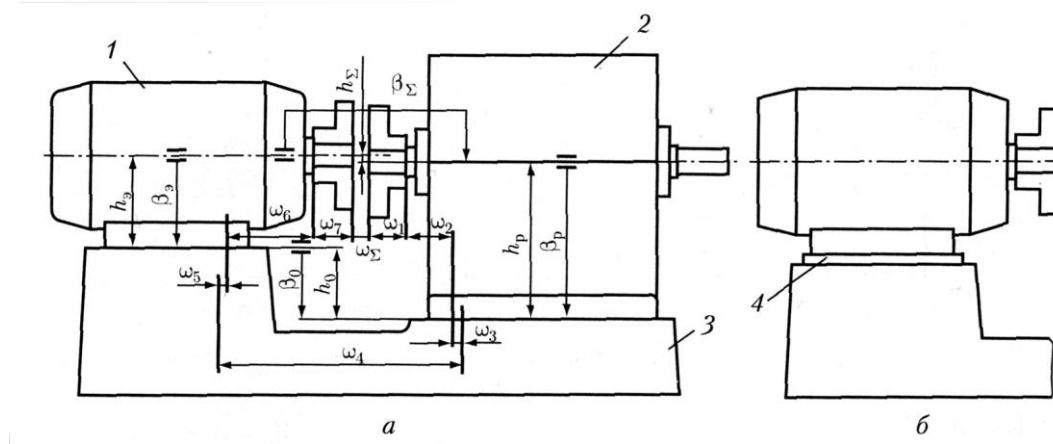


Рис. 5.3

На схеме обозначены: h_i , β_i , – размеры, определяющие радиальное (h_i) и угловое (β_i) смещения валов в вертикальной плоскости; ω_i , – размеры, определяющие осевое смещение между торцами полумуфт (или валов).

Предельные отклонения размеров h_p и h_3 установлены ГОСТ Р 50891–96 и ГОСТ 8592–79 при номинальном значении $h_p(h_3)$ до 250 мм – (-0,5) мм; свыше 250 до 630 мм – (-1,0) мм.

Предельные отклонения угловых размеров установлены следующими: β_p по ГОСТ Р 50891–96 – 0,1/100 мм/мм, β_3 по ГОСТ 8592–79 для электродвигателей нормальной точности – 0,15/100 мм/мм.

Соосность валов в вертикальной плоскости определяют погрешности размеров h_p , h_0 и h_3 а также (β_p , β_0 и β_3).

Соосность валов в горизонтальной плоскости определяют погрешности расстояний от осей валов до линий расположения крепежных отверстий в лапах двигателя и корпуса редуктора.

Радиальные смещения в вертикальной плоскости при необходимости уменьшают применением компенсаторных подкладок 4 (рис. 5.3, б). Под каждую лапу электродвигателя ставят по одной подкладке толщиной ≥ 8 мм, которые фрезеруют или шлифуют до требуемого размера, или набор из двух-трех прокладок, выбранных из ряда толщин (мм): 0,1; 0,2; 0,4; 0,8.

Фирма SKF выпускает специальные калиброванные пластины из коррозионно-стойкой стали девяти различных толщин: 0,05; 0,10; 0,20; 0,25; 0,40; 0,50; 0,70; 1,0; 2,0 мм.

Радиальные смещения в горизонтальной плоскости уменьшают выверкой положения узлов на базовых плоскостях. В этом случае возможное радиальное смещение Δ осей зависит от квалификации сборщиков.

Параллельность осей валов в вертикальной плоскости нельзя достичь применением подкладок одинаковой толщины. Поэтому при повышенной точности сборки под лапы электродвигателя ставят подкладки разной толщины или при одинаковой толщине шлифуют с уклоном, а при высокой точности сборки – шабрят.

Параллельность осей валов в горизонтальной плоскости достигают выверкой – перемещением и поворотом узлов на базовых плоскостях.

Осевое смещение уменьшают выверкой осевого положения узлов.

В табл. 5.1 приведены максимально возможные числовые значения параметров точности, полученные в результате вероятностного суммирования предельных отклонений при различной точности сборки.

Для удобства контроля перекося γ осей валов в технических требованиях на монтаж задают линейным смещением Δl на длине l (например, при $\Delta l = 0,6$ мм на длине $l = 100$ мм пишут $\gamma = 0,6/100$ мм/мм). В литературе и в стандартах допустимые угловые смещения валов для разных типов муфт задают в угловых минутах (или градусах). Перевод производят по соотношению (при $l = 100$ мм):

$$\Delta l, \text{ мм} = \gamma, \text{ мин}/34,5.$$

Таблица 5.1

Параметр точности	Сборка без подкладок		Сборка с подкладками при точности сборки		
			нормальной		повышенной II выскокой
$\Delta_s, \text{ мм}$	1,5*	2,0**	0,3*	0,7**	0,15...0,05

γ_S , мм/мм	0,6/100	0,25/100...0,05/100
ω_S , мм	$\pm 3^{***}$	$\pm 0,5... \pm 0,1^{****}$

* При размере $h_p(h_{3..})$ до 250 мм. ** При размере $h_p(h_3)$ свыше 250 до 630 мм. *** Без выверки осевого положения узлов. **** С выверкой осевого положения узлов.

Например, для допустимого углового смещения $\alpha = 15'$ линейное смещение Δl на длине $l = 100$ мм равно:

$$\Delta l/100 = (15/34,5)/100 = 0,43/100 \text{ мм/мм.}$$

При работе приводов действующие нагрузки деформируют корпуса узлов (редукторов, электродвигателей и др.), а также плиты (рамы). Особенно значительны деформации кручения высоких рам. Эти деформации приводят к дополнительному, главным образом радиальному, смещению валов и, как следствие, к дополнительному нагружению элементов муфт, консольных участков валов. С учетом деформаций радиальное смещение валов может в 1,1...1,6 раза превышать значения, приводимые в табл. 5.1: большие значения при монтаже узлов на высоких рамах, меньшие – на низких рамах и литых плитах.

Выверка точности относительного положения узлов – трудоемкая операция, которую выполняют квалифицированные сборщики. Чтобы не повторять ее при последующих демонтаже и монтаже, положение каждого узла на плите (раме) желательно зафиксировать двумя контрольными коническими штифтами, установленными в специально предусмотренные для этого места (рис. 5.4, а). При отсутствии таких мест фрезеруют наклонные площадки и конические штифты ставят под углом (рис. 5.4, б).

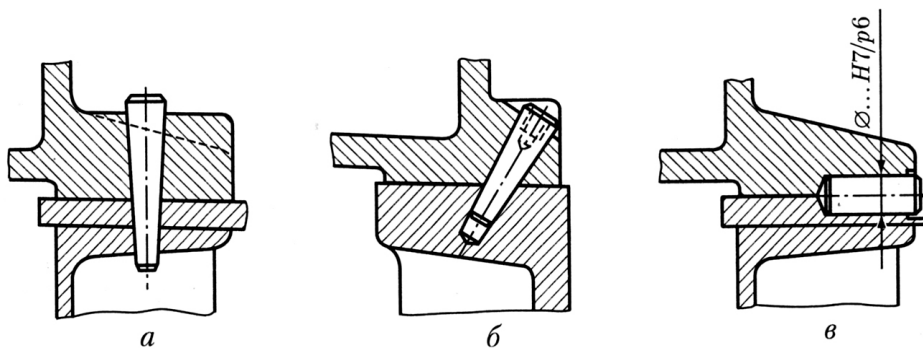


Рис. 5.4

Штифты, которые ставят в глухие отверстия или без доступа для их выколачивания, должны иметь резьбу (наружную или внутреннюю) для удаления при демонтаже привода. Для фиксации узла применяют также четыре горизонтально расположенных цилиндрических штифта, поставленных в стык базовых плоскостей (рис. 5.4, в). В этом

случае оси каждой пары штифтов располагают в плане под углом 90° друг другу.

5.3 Компенсирующие муфты

Из компенсирующих в машиностроении наиболее часто применяют зубчатые и цепные муфты.

Расчет компенсирующих муфт проводят по формулам, приведенным в учебниках и специальной литературе.

Зубчатые муфты (рис. 5.5) широко применяют для соединения валов, особенно в тяжелом машиностроении, где передают большие моменты и затруднена точная установка узлов. Компенсирующую способность муфты обеспечивают созданием зазоров между сопряженными зубьями и приданием бочкообразной формы зубьям зубчатых венцов втулок.

Зубчатые сопряжения муфт работают в масляной ванне. В муфтах предусмотрены отверстия для слива и залива в них масла, уплотнения для герметизации.

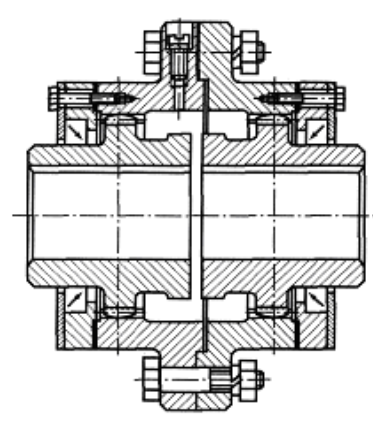


Рис. 5.5

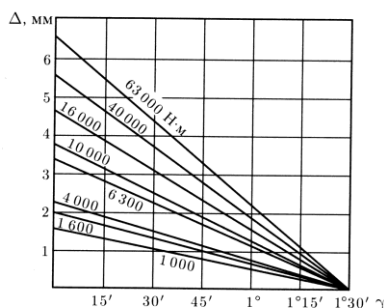


Рис. 5.6

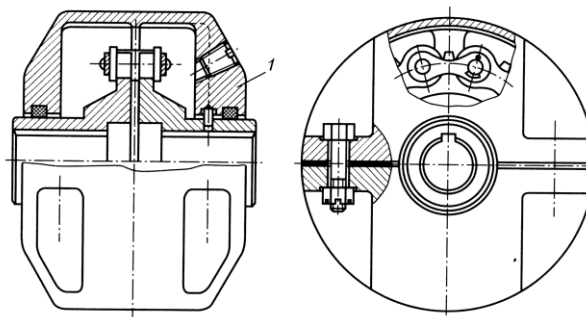


Рис. 5.7

Смещение Δ и отклонение γ от параллельности осей валов вызывают поворот обоймы относительно втулок. Допускаемая комбинация радиальных Δ и угловых γ смещений осей втулок для муфт с различным номинальным вращающим моментом приведена на рис. 5.6.

Зубчатые муфты выбирают по ГОСТ Р 50895-96. Муфты должны обеспечивать 90%-ный ресурс не менее 17 000 ч.

Цепные муфты. В цепных муфтах в качестве соединительного элемента применяют цепи роликовые однорядные (рис. 5.7), двухрядные, а также зубчатые.

Достоинство муфт: при монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов. Цепные муфты стандартизованы – ГОСТ 20742-93.

Для удержания смазочного материала муфту закрывают кожухом 1, разъемным в осевой плоскости. Чтобы предотвратить утечку масла, в кожух встраивают уплотнения. Кожух обычно выполняют литым из легких сплавов. При сборке между плоскостями разъема ставят уплотняющую прокладку. Так как вследствие отклонений от соосности валов звездочки-полумуфты имеют радиальные и угловые смещения, кожух надевают на ступицы звездочек с некоторым зазором. Чтобы кожух вращался вместе со звездочками, его фиксируют на ступице установочным винтом или штифтом, который одновременно удерживает кожух от смещения в осевом направлении.

Так как в шарнирах самой цепи и в сопряжении ее со звездочками имеются зазоры, цепные муфты не применяют в реверсивных приводах, а также в приводах с большими динамическими нагрузками.

За счет выборки зазоров цепные муфты допускают перекося валов до 1° , а также радиальные смещения Δ , зависящие от передаваемого момента:

$T_k, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	св. 63 до 250	св. 250 до 1000	св. 1 000 до 4 000
$\Delta, \text{ мм}$	0,2	0,4	0,6

Так как допускаемые смещения Δ малы (сравните со значениями в табл. 5.1), то для достижения требуемой соосности валов, соединяемых цепными муфтами, должны быть применены компенсирующие подкладки.

Силу, с которой муфта воздействует на вал, можно принимать в долях от F_0 – окружной силы на делительном диаметре звездочки:

$$F_k \approx 0,25F_0$$

5.4 Упругие муфты

Упругие муфты состоят из двух полумуфт, соединенных упругими элементами, которые выполняют из стали или резины

5.4.1 Муфты с металлическими упругими элементами

Для металлических упругих элементов применяют углеродистые пружинные стали марок 60, 65, 70 и 85 и легированные стали марок 40Х13, 50ХГА, 60С2, 50ХГФА, 60С2ХФА и др.

В машиностроении наиболее часто для витых цилиндрических пружин растяжения – сжатия используют стальную углеродистую холоднокатаную проволоку круглого сечения диаметром от 0,2 до 8 мм по ГОСТ 9389–75.

Для изготовления плоских пружин (пластин) используют стальную пружинную холоднокатаную термообработанную ленту групп прочности 1, 2П, 3П с механическими свойствами по ГОСТ 21996–76. В соответствии со стандартом лента имеет ширину от 3 до 100 мм, толщину от 0,05 до 1,2 мм. Ее изготавливают из стали марок У7А, 65Г, 60С2А, 70С2ХА, 13Х.

Допускаемые напряжения в зависимости от вида упругого элемента и марки материала можно принимать по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Вид упругого элемента	Марка материала	Диаметр проволоки или проката, мм	Допускаемые напряжения				
			кручения [τ] _ф , МПа		изгиба [σ], МПа		
Пружина растяжения-сжатия	Стальная углеродистая пружинная проволока(по ГОСТ 9389-75)	3,2...3,6	I*	II*	—		
		4	990	930			
		4,5...5,0	960	900			
		5,6...6,0	900	840			
		6,3...8,0	870	810			
60С2, 50ХФА 60С2Н2А 40Х13	5...42	900		—			
	8...42	900		—			
	1...42	450		—			
Стержень круглого сечения	60С2А	—			1120		
	60С2ХА	—			1260		
	65С2ВА	—			1330		
Пластина	Стальная пружинная термообработанная холоднокатаная лента(по ГОСТ 21996-76)				1П** 910	2П** 1130	3П** 1430

Для муфт с металлическими упругими элементами радиальное смещение Δ является основным видом отклонений, вызывающим тем большую радиальную силу F_к, чем больше Δ. Величина этой силы за-

висит также от конструкции муфты. Сила, действующая на наиболее нагруженный упругий элемент, в K_p раз больше, чем при соосных валах.

В практических расчетах дополнительное нагружение упругих элементов, вызванное радиальным смещением валов, удобнее учитывать при определении расчетного вращающего момента:

$$T = K_p T_K, \quad (5.2)$$

где $K_p = 1,1 \dots 1,3$ – для муфт с пружинами сжатия и муфт со стальными стержнями; $K_p = 1,2 \dots 1,6$ – для муфт с пакетами плоских пружин.

Муфта с цилиндрическими пружинами сжатия. На рис. 5.8 дана конструкция муфты «Карделис» (Германия) с цилиндрическими витыми пружинами сжатия -1. Пружины посажены на несущие сегменты 2, имеющие возможность качательного движения на пальцах 3. Посадка в сопряжении пальца с сегментом H9/d9. Сегменты изготовляют из износостойких пластмасс при централизованном производстве или из чугуна при мелкосерийном и единичном производстве. Пружины ставят с предварительным сжатием. При передаче момента осадка половины пружин увеличивается, остальных – уменьшается. Пальцы закрепляют коническими хвостовиками попеременно в ведущей и ведомой полумуфтах. Поверхность контакта сегмента с пальцем смазывают графитовым смазочным материалом.

Муфта допускает сборку соединяемых узлов без их осевого перемещения. При этом пальцы устанавливают через соответствующие отверстия второй половины муфты.

При перегрузке пружины сжимаются до соприкосновения витков и муфта становится практически жесткой.

При конструировании муфт принимают (размеры в мм, рис. 5.8):

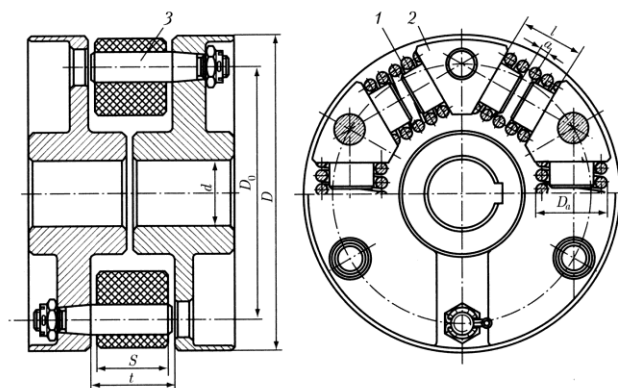


Рис.5.8

$$D_0 = (20 \dots 22) \sqrt[3]{T}; \quad D = (1,2 \dots 1,3) D_0;$$

$$S = 1,15 D_0; \quad t = 1,2 D_0; \quad l = H_0 - \lambda_0; \quad a = 0,5 \lambda_{пред}$$

где T – расчетный вращающий момент, $H \cdot m$ [см. (5.1), (5.2)]; D_0 – наружный диаметр пружины; l – длина пружины после предварительного сжатия; H_0 – длина пружины в ненагруженном состоянии; $\lambda_0 = \lambda/2$ – предварительная деформация пружины, равная половине общей деформации под нагрузкой; a – зазор между цилиндрическими направляющими двух соседних сегментов; $\lambda_{пред}$ – предельная деформация пружины ($\lambda_{пред} = H_0 - H_{пр}$).

Пружины сжатия рассчитывают по силе F_{II} (H), действующей на одну пружину, и необходимой деформации сжатия λ (мм):

$$F_{II} = 2 \cdot 10^3 e T / (D_0 z); \quad \lambda = \varphi D_0$$

где $z = n/2$ – число ведущих пальцев на одной полумуфте; n – общее число пружин; e – коэффициент, зависящий от n ; φ – угол относительного поворота полумуфт при передаче момента ($\varphi < 0,087$ рад).

Диаметр проволоки (мм) вычисляют по формуле

$$d = 1,6 \sqrt{(C + 1,45) F_{II} / [\tau]}.$$

Индекс пружины $C = D_m / d$ задают. Обычно $C = 4 \dots 5$. Допускаемые напряжения $[\tau]_{пред}$ для расчета пружин на прочность при полном сжатии витков принимают по табл. 20.2, а допустимые рабочие напряжения $[\tau]$ назначают

$$[\tau] = (0,7 \dots 0,8) [\tau]_{пред}.$$

Полученный расчетом диаметр проволоки округляют в ближайшую сторону до стандартного. (

Определяют другие параметры пружины (модуль сдвига $G = 8 \cdot 10^4$ МПа): число витков пружины $i = G d \lambda / (8 C^3 F_{II})$;

полное число витков $i_0 = i + (1,5 \dots 2,0)$;

шаг пружины $p = d + (1,1 \dots 1,2) \lambda / i$;

наружный диаметр $D_a = D_m + d$; $D_m = C d$;

длина пружины, сжатой до соприкосновения витков $H_{пр} = (i_0 - 0,5) d$;

длина пружины в ненагруженном состоянии $H_0 = H_{пр} + i(p - d)$.

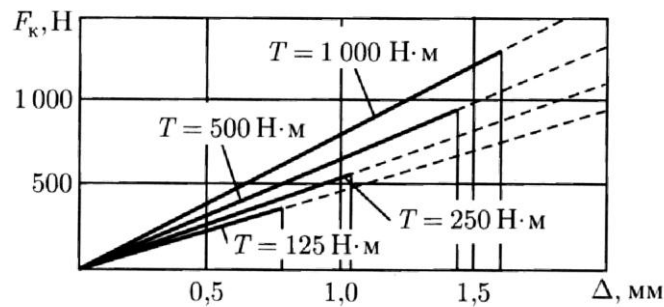


Рис. 5.9

На рис. 5.9 представлены зависимости между силой F_k и допускаемым смещением Δ валов для муфт с различными значениями расчетных моментов. По приведенным графикам для каждой муфты можно определить силу F_k при конкретном значении радиального смещения Δ или по задаваемой величине силы F_k найти допускаемое радиальное смещение Δ валов и выбрать метод сборки (см. табл. 5.1).

Муфта со стальными стержнями. На рис. 5.10 представлена муфта, в которой упругими элементами являются аксиально расположенные цилиндрические стержни. Стержни устанавливают в отверстия полумуфт по посадке H8/h9, которая допускает определенную подвижность стержней. Монтаж и демонтаж муфты можно выполнять без осевого смещения соединяемых узлов.

При передаче муфтой вращающего момента в местах контакта стержней с отверстиями возникают высокие напряжения смятия. Поэтому стержни изготавливают из рессорно-пружинных сталей, полумуфты – из углеродистых конструкционных сталей. Вследствие деформирования упругих элементов под нагрузкой, а также из-за отклонений от соосности валов стержни перемещаются в отверстиях полумуфт. Для уменьшения изнашивания муфту заполняют при сборке пластичным смазочным материалом, для удерживания которого применяют уплотнение, например в виде резиновой гофры 1 с браслетными пружинами 2.

При необходимости стержни могут быть установлены в отверстиях, расположенных на окружностях разных диаметров (в два ряда). В зависимости от формы отверстий для стержней муфты могут быть переменной (исполнение I) или постоянной (исполнение II) жесткости.

В муфте исполнения I длина свободного участка стержня, а вместе с ней и крутильная жесткость, изменяется с изменением передаваемого момента. В муфте исполнения II длина свободного участка постоянна.

При проектировании муфты принимают (размеры в мм, рис. 5.10):

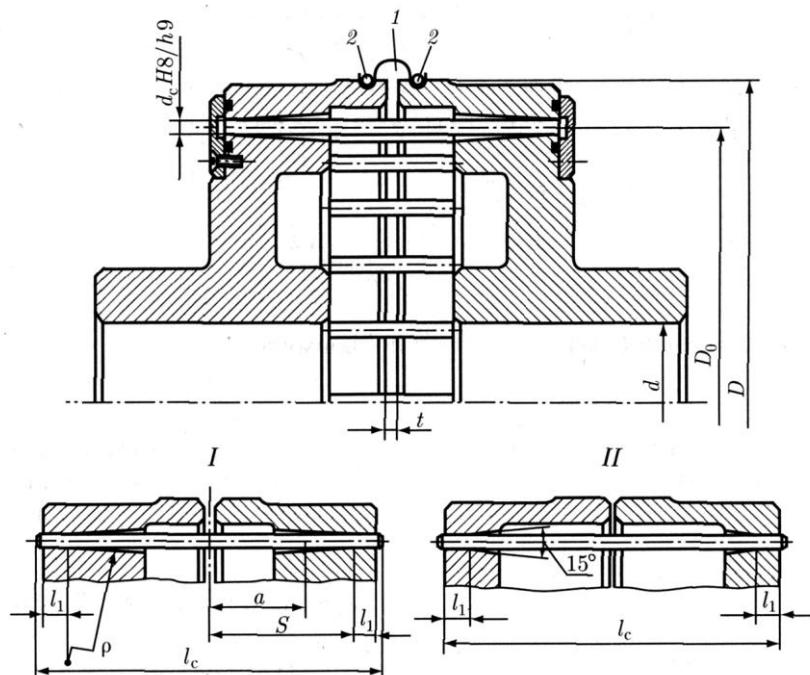


Рис. 5.10

$$D_0 = (15...18)\sqrt[3]{T}; D = (1,15...1,20)D_0;$$

$$S = \xi D_0 = (0,26...0,27)D_0; t = 0,1S;$$

$$l_c = 2,4S; l \approx 0,075l_c,$$

где T – расчетный вращающий момент, Н·м [см. (5.1), (5.2)]. Далее определяют (см. [5]):

d_c – диаметр стержней (мм)

$$d_c = 4[\sigma]_u D_0 \xi^2 (3 - \psi^3) / (3E\varphi)$$

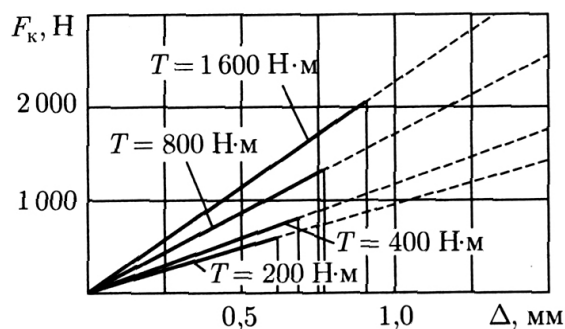


Рис. 5.11

где $[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение изгиба материала стержня (табл. 5.2), МПа; $E = 2,15 \cdot 10^5$ – модуль упругости стали, МПа; $\xi = 0,26...0,27$; $\psi = a/S$, где a и S – расстояния от средней плоскости муфты до точки начала контакта стержня с полумуфтой при передаче и отсутст-

вии нагрузки соответственно (рис. 5.10). Для муфт постоянной жесткости $\psi = 1,0$, для муфт переменной жесткости $\psi = 0,6 \dots 0,7$. Угол относительного поворота полумуфт – до $\varphi = 0,035$ рад; число стержней

$$z = 64 \cdot 10^3 \xi \psi T / (\pi [\sigma]_u d_c^3),$$

ρ – радиус кривизны (мм) гнезда в осевом сечении (для муфт переменной жесткости)

$$\rho = E d_c / (2 [\sigma]_u).$$

Муфты постоянной жесткости (исполнение II на рис. 5.10) характеризует меньшая жесткость при одинаковой с исполнением I величине S ; они допускают примерно в три раза большие радиальные смещения валов при одинаковой силе F_K .

На рис. 5.11 приведены зависимости между силой F_K , действующей со стороны муфты на валы, и допускаемым радиальным смещением Δ валов для муфт с различными расчетными моментами. Если требуется ограничить силу F_K , то по графикам находят допускаемое радиальное смещение валов и назначают способ сборки (по табл. 5.1).

Муфта с пакетами плоских пружин. На рис. 5.12 показана муфта с пакетами пластинчатых пружин, расположенных параллельно оси вала. Пакеты пружин 1 вставлены в хвостовики 2 и 3 и удерживаются в них штифтами 4. Плоские пружины, собранные с хвостовиками, образуют кассеты. Кассета одним концом связана с полумуфтой 5 плоским пружинным кольцом 6, а другим свободно вставлена в отверстие полумуфты 7.

При отклонениях от соосности соединяемых валов и деформировании пружин под нагрузкой свободные концы кассет могут перемещаться по отверстиям полумуфты. Для уменьшения изнашивания в отверстия запрессованы втулки 8 из антифрикционного материала. При сборке поверхности отверстий и хвостовиков натирают графитовым смазочным материалом.

Дополнительная нагрузка на упругие элементы, возникающая при отклонениях от соосности соединяемых валов, распределяется неравномерно между отдельными пакетами пластин. Большая нагрузка приходится на элементы, расположенные в плоскости, перпендикулярной радиальному смещению осей валов. Поэтому коэффициент K_p для муфт с пакетами пластинчатых пружин отличается большими значениями, чем для муфт с пружинами сжатия или со стальными стержнями.

Необходимую жесткость при кручении достигают изменением количества пакетов, толщины пружин и подбором их материала. При исполнении I (рис. 12) паза хвостовика муфта имеет линейную зави-

симось изменения жесткости при кручении. Для получения нелинейной характеристики пазу придают криволинейный профиль (исполнение II).

Муфта допускает монтаж и демонтаж без осевого смещения узлов.

При проектировании муфты принимают (размеры в мм, рис. 5.12)

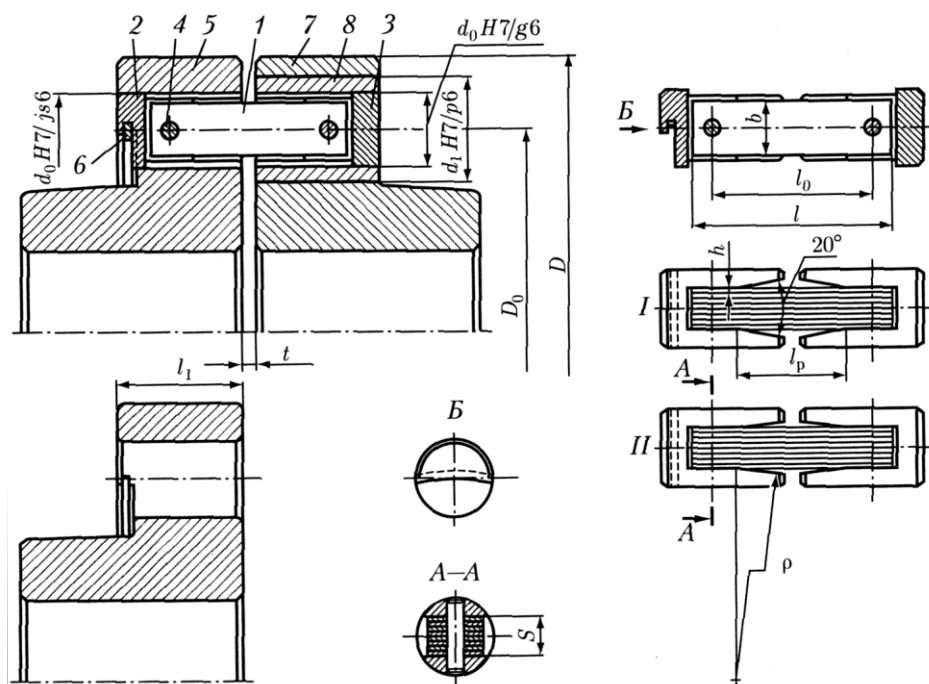


Рис. 5.12

$$D_0 = (13...14)\sqrt[3]{T}; \quad D = (1,13...1,4)D_0; \quad l_1 \approx 0,3D_0$$

$$l_0 = 0,4D_0; \quad l_p = 0,7l_0; \quad b \approx 0,13D_0; \quad t = 4...6 \text{ мм};$$

где T – расчетный вращающий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$ [см. (5.1), (5.2)].

Толщина одной пружины

$$h = 1,33[\sigma]_и l_p^2 / (ED_0 \varphi),$$

число плоских пружин в пакете

$$i = 16 \cdot 10^3 T l_p^3 / (EzD_0^2 b h^3 \varphi)$$

где $[\sigma]_и$ – допускаемое напряжение материала пружины на изгиб (табл. 5.2), МПа; l_p – расчетная длина пружины, мм; $E = 2,15 \cdot 10^5$ – модуль упругости стали, МПа; φ – угол относительного поворота полумуфт – до $\approx 0,052$ рад; $z = 8...12$ – число пакетов пружин; b – ширина пружины, мм.

Толщина одного пакета пружин $S = ih$, но не более $0,75b$.

Для изготовления плоских пружин используют стальную пружинную холоднокатаную термообработанную ленту по ГОСТ 21996-76.

Для закрепления пакета пружин в полумуфтах принимают:

$$d_0 = (1,3... 1,4), d_1 = (1,35...1,45) d_0$$

Радиус кривизны паза хвостовика (для муфт переменной жесткости)

$$\rho = Eh/(2[\sigma]_u)$$

На рис. 5.13 представлены зависимости силы F_K , действующей со стороны муфты на валы, от радиального смещения Δ для муфт с различными расчетными моментами. По графикам для допускаемого смещения Δ определяют силу F_K и назначают способ сборки по табл. 5.1.

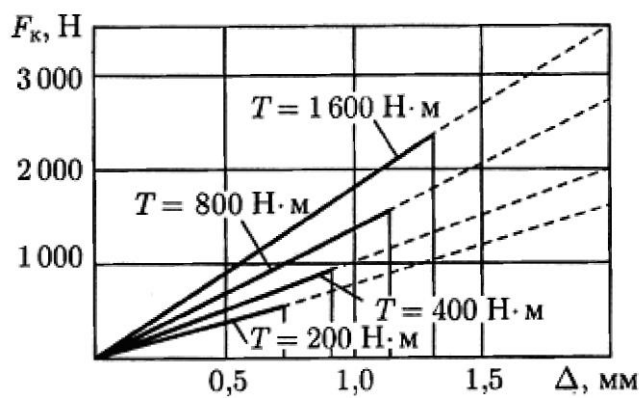


Рис. 5.13

5.4.2 Муфты с резиновыми упругими элементами





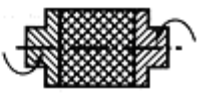
Упругие свойства резины характеризуют модулями упругости E первого и G второго рода, между которыми в силу постоянства объема резины при деформировании существует зависимость $G = E/3$.

Прочность технической резины существенно зависит от ее состава, поэтому допускаемые напряжения, приведенные в табл. 5.3, являются приближенными. Меньшие значения величин в каждом интервале принимают для резин с меньшими значениями модуля упругости E . Прочность привулканизации резины к металлу близка (при хорошем ее качестве) к прочности самой резины.

Напряжения в упругих элементах муфты, вызываемые радиальным и угловым смещениями валов, являются циклическими. Нагрузку на упругие элементы, вызванную отклонениями от соосности валов, и особенности напряженного состояния, зависящего от конструкции муфты, учитывают понижением допускаемых напряжений по сравнению с указанными в табл. 5.3. Рекомендуемые значения для каждого типа муфт оговорены особо.

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) (рис. 5.14) получили широкое распространение вследствие относительной простоты конструкции и удобства замены упругих элементов. Однако их характеризует невысокая компенсирующая способность, а при соединении несоосных валов – недостаточно

Таблица 5.3

Схема нагружения		Допускаемые напряжения, МПа, при нагрузке		
		статической	ударной	циклической
Растяжение		1 ... 2	1,0 ... 1,5	0,5 ... 1,0
Сжатие		3 ... 5	2,5 ... 5,0	1,0 ... 1,5
Параллельный сдвиг		1 ... 2	1 ... 2	0,3 ... 0,5
Крутильный сдвиг		2	2	0,3 ... 1,0
Кручение		2	2	0,3 ... 0,5

большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро разрушаются. Муфты МУВП стандартизованы – ГОСТ 21424–93.

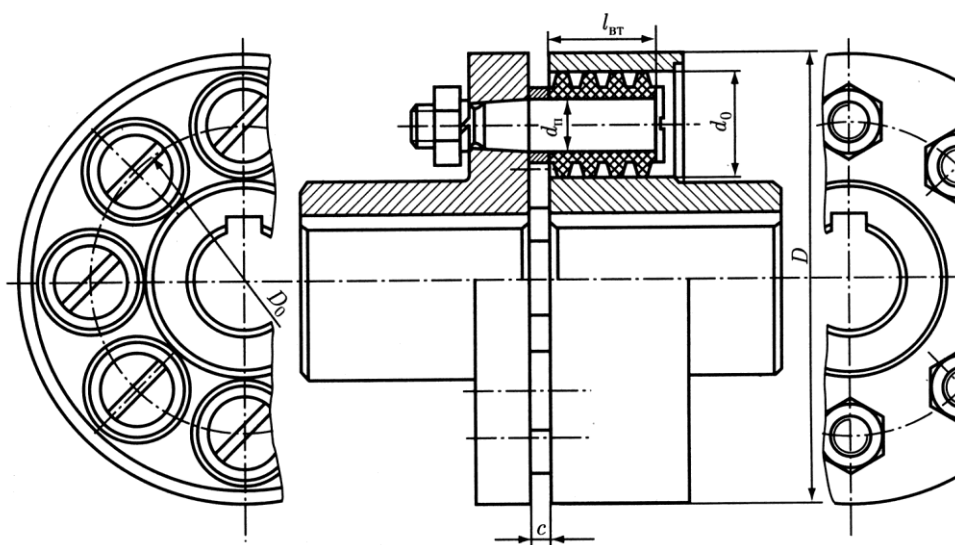


Рис.5.14

Размеры муфты по заданному моменту подбирают по справочникам и атласу. Если необходимо уменьшить размеры муфты по сравнению с размерами по стандарту, проектируют специальную муфту, в которой размещают большее число упругих элементов.

При этом пальцы и кольца оставляют стандартными, размещая их так, чтобы было выполнено условие

$$z_c d_0 < 2,8D_0,$$

где z_c – число пальцев; d_0 – диаметр отверстия под упругий элемент; D_0 – диаметр окружности расположения пальцев (см. [5]), мм. Наружный диаметр муфты: $D = D_0 + (1,5... 1,6) d_0$.

Упругие элементы такой специальной муфты проверяют на смятие в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 10^3 T_k / (z_c D_0 d_{п} l_{BT}) \leq [\sigma]_{см},$$

где T_k – вращающий момент, Н · м (20.1); d_H – диаметр пальца, мм; l_{BT} – длина упругого элемента, мм; $[\sigma]_{см} = 2$ МПа – допускаемые напряжения.

Пальцы муфты изготавливают из стали 45 и рассчитывают на изгиб:

$$\sigma_u = 2 \cdot 10^3 T_k (0,5l_{BT} + c) / (z_c D_0 0,1d_p^3) \leq [\sigma]_u$$

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_u = (0,4... 0,5)\sigma_T$, где σ_m – предел текучести материала пальцев, МПа. Зазор между полумуфтами $c = 3... 5$ мм.

Так как муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью, их применение целесообразно при установке соединяемых узлов на плитах (рамах) большой жесткости. Кроме того, сборку узлов необходимо производить с повышенной точностью и с применением подкладок.

Предельные смещения валов следует принимать: радиальные $\Delta = 0,10... 0,15$ мм; угловые $\gamma = 0,6/100$ мм/мм; осевые $\omega = 3$ мм.

Так как возможные угловые смещения валов даже при обычной точности монтажа незначительны, то нагрузку от угловых смещений на элементы муфты, валы и их опоры можно не учитывать.

Приближенно принимая характеристику радиальной жесткости муфты линейной, радиальную силу F_K , вызванную смещением Δ , можно определить по соотношению $F_K = C_p \Delta$, где C_p – радиальная жесткость муфты:

Диаметр вала,	16	20	25	30	40
---------------	----	----	----	----	----

мм					
C_p , Н/мм	1550	2160	2940	3920	5 400

Радиальная жесткость C_{pc} специальной муфты пропорциональна табличному значению C_p и отношению чисел пальцев z_c и z специальной и стандартной муфт: $C_{pc} = C_p z_c / z$.

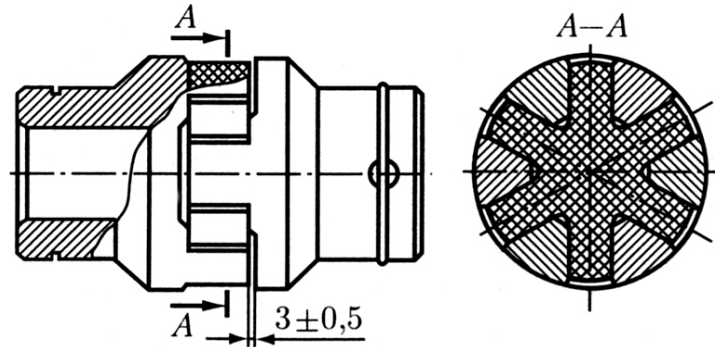


Рис. 5.15

Муфты упругие с резиновой звездочкой. Компенсирующие способности муфты (рис.5.15) невелики. При соединении несоосных валов муфта оказывает на них значительное силовое воздействие, хотя и меньшее, чем муфта МУВП. Она требует точного монтажа узлов. Размеры муфты по расчетному моменту подбирают по справочникам.

Эти муфты обладают большой радиальной, угловой и осевой жесткостью. Поэтому их применение так же, как и муфт МУВП, возможно при установке узлов на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку узлов необходимо выполнять с повышенной точностью, применяя подкладки и контролируя положение узлов.

Предельные смещения валов следует принимать: радиальные $\Delta = 0,10 \dots 0,15$ мм; угловые $\gamma = 0,8/100$ мм/мм.

Ввиду малых возможных угловых смещений валов даже при обычной точности монтажа нагрузку от угловых смещений в расчете не учитывают.

Приближенно принимая характеристику радиальной жесткости C_p муфты линейной, радиальную силу F_K , вызванную смещением Δ , можно определить по соотношению $F_K = C_p \Delta$. Значения C_p для муфт по ГОСТ Р 50894-99

Диаметр вала	12; 14	16; 18	20; 22	25; 28	32; 36	40; 45
C_p , Н/мм	300	490	800	900	1120	1320

90%-й ресурс муфт при непрерывной работе с постоянной нагрузкой, равной номинальному вращающему моменту, с частотой вращения, равной 70 % от значения предельной частоты вращения – не менее 2,5 лет.

Муфты с резиновыми брусками, расположенными радиально. Муфту с упругими элементами в форме брусков б, расположенных радиально, отличает простота конструкции упругого элемента.

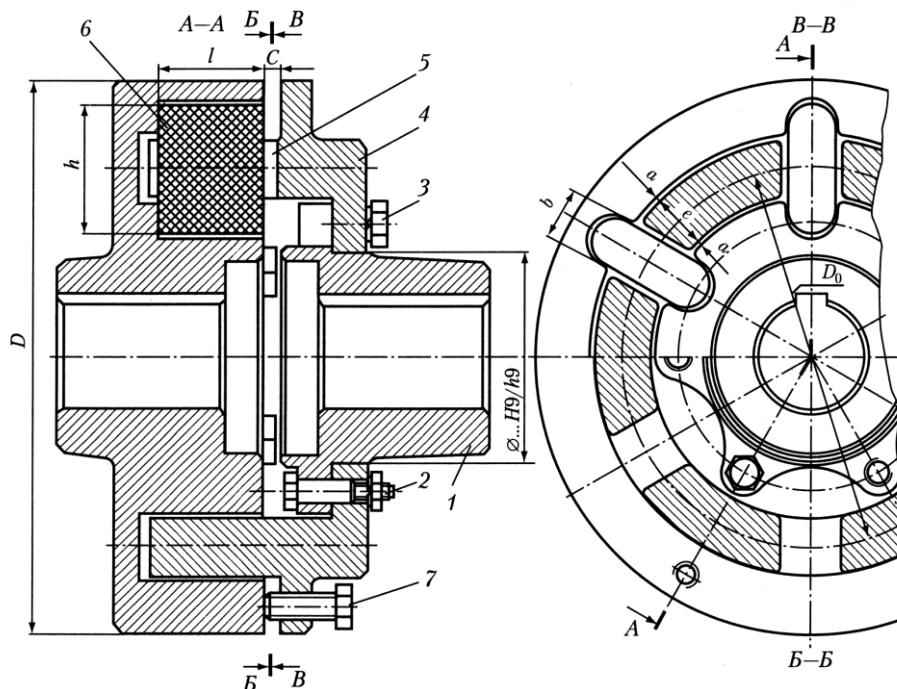


Рис 5.16

Применяют муфту в двух исполнениях. В первом исполнении (рис. 5.16) при замене упругих элементов кольцо 4, несущее торцовые кулачки 5, перемещают в осевом направлении с помощью двух отжимных винтов 7. Это исключает необходимость осевого смещения соединяемых муфтой узлов при замене упругих элементов. Кольцо 4 закрепляют на полумуфте 1 винтами 3, обеспечивая двумя болтами 2, поставленными без зазора, точное центрирование соединяемых деталей и передачу вращающего момента. Во втором исполнении (рис. 5.17) торцовые кулачки выполнены как одно целое с полумуфтой. Для замены упругих элементов у такой муфты необходимо осевое смещение узлов. Второе исполнение применяют для муфт малых диаметров D обычно менее 100 мм.

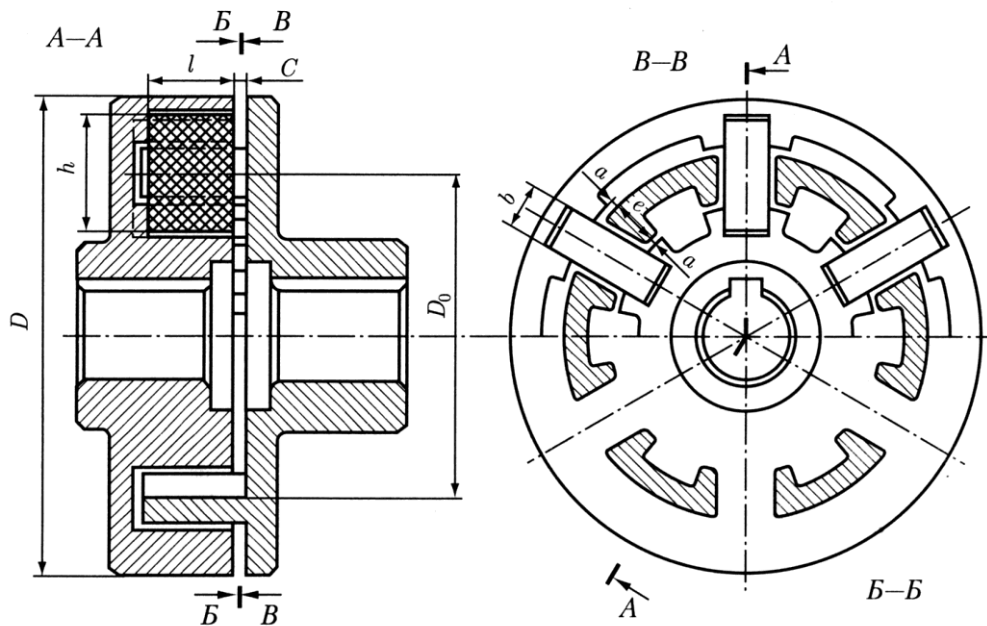


Рис. 5.17

Упругие элементы выполняют двух вариантов: первый (Гипроуглемаш) показан на рис. 16, второй (фирма «Ойпекс», Германия) – на рис. 5.17. На рис. 5.17 полумуфты выполнены облегченной конструкции, применяемой и для первого исполнения муфты.

Ориентировочные значения основных размеров (мм) элементов муфты:

$$D_0 = (22 \dots 24) \sqrt[3]{T_k}; \quad b = (0,11 \dots 0,14) D_0; \quad h = 2,5b;$$

$$l = 2b;$$

$$D = 1,1D_0 + h; \quad e = 1,3b - 2a \quad a = 1,0 \dots 1,5 \text{ мм},$$

где T_k – вращающий момент, Н·м.

Условный расчет на прочность упругих элементов проводят на сдвиг и изгиб:

$$\tau_{сд} = 10^3 T_k / (D_0 z b l) \leq [\tau]_{сд};$$

$$\sigma_{из} = 3 \cdot 10^3 T_k (2a + e) / (D_0 z b^2 l) \leq [\sigma]_{из}$$

где T_k – в Н·м; D_0, b, l, a, e – в мм; $\tau_{сд}$ и $\sigma_{из}$ – в МПа.

Число упругих элементов принимают $z = 6, 8$ или 10 .

Упругие элементы выполняют из резины (модуль упругости $E \approx 5 \text{ МПа}$), армированной кордом, или из вулкана. Допускаемые напряжения принимают: $[\tau]_{сд} = 0,8 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{из} = 1,5 \text{ МПа}$.

Муфта допускает радиальное смещение Δ валов в пределах зазора $a = 1,0 \dots 1,5 \text{ мм}$ между кулачком и полумуфтой, осевое смещение ψ в пределах зазора $C = 4 \dots 5 \text{ мм}$ между полумуфтами. Допустимое угловое смещение γ составляет $1^\circ 30'$.

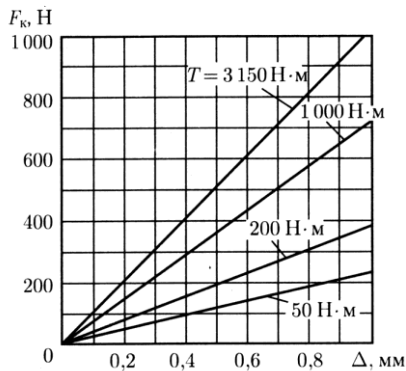


Рис. 5.18

Радиальную силу F_K , действующую со стороны муфты на валы при их смещении на величину Δ , можно найти по графику (рис. 5.18), построенному для марок резины с модулем упругости $E = 5$ МПа. При использовании резины с модулем упругости E' для определения радиальной силы E'_K силу F_K , снятую с графика, пересчитывают: $F'_K = E'F_K / E$. Нагрузку на валы от угловых смещений ввиду ее малости в расчет можно не принимать.

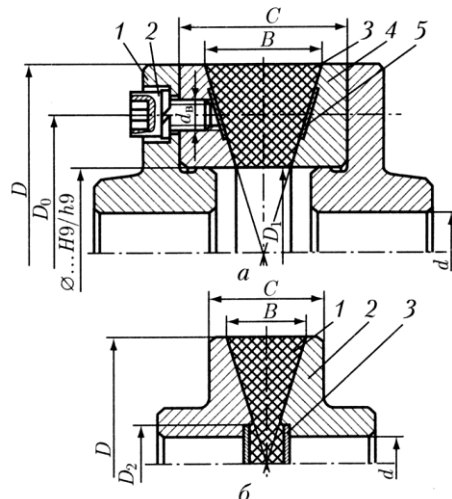


Рис. 5.19

Муфты упругие с конусной шайбой. Муфты с конусной резиновой шайбой фирмы «Швингметалл» (Германия) (рис. 5.19) отличаются простотой конструкции. Они требуют точного осевого расположения узлов вследствие большой осевой жесткости муфты.

Применяют муфты двух исполнений: первое (рис. 5.19, а) – для средних и больших моментов и второе (рис. 5.19, б) – для малых моментов, обычно при $D < 100$ мм.

Муфта по рис. 5.19, а состоит из двух одинаковых полумуфт 1, соединенных с резинOMETаллическим упругим элементом винтами 2. Резиновая шайба 3 привулканизирована к стальным дискам 4. Заглушки 5 предохраняют резьбовые отверстия от попадания в них резины.

В муфте (рис. 5.19, б) резиновая шайба 1 привулканизирована к полумуфтам 2 и заглушкам 3.

Вращающий момент с полумуфты 1 (рис. 5.19, а) передают на упругий элемент 3 силами трения, созданными затяжкой винтов 2. В упругом элементе действуют касательные напряжения кручения T_K , одинаковые во всех точках (вследствие постоянного в любом сечении отношения ширины упругого элемента к расстоянию до этого сечения от оси вращения).

Ориентировочные значения основных размеров (мм) элементов муфты:

$$D \geq 17\sqrt[3]{T_K / [\tau]_K}; D_1 = (0,45 \dots 0,50)D; B = (0,25 \dots 0,3)D;$$

$$C = 1,4B; D_0 = 0,5(D + D_1); D_2 = 1,4d$$

Допускаемые касательные напряжения принимают $[\tau]_K = (0,2 \dots 0,3)$ МПа. Число z винтов предварительно принимают:

D , мм	до 160	св. 160 до 300	св. 300
z	4	6	8

Далее определяют требуемую силу затяжки и диаметр винта d_B .

Радиальная сила F_K и изгибающий момент M_y действующие на валы, в зависимости от величины смещений Δ и γ могут быть приближенно определены по графикам (рис. 5.20), построенным для резины с модулями упругости $E = 3,6$ МПа и $G = 1,2$ МПа.

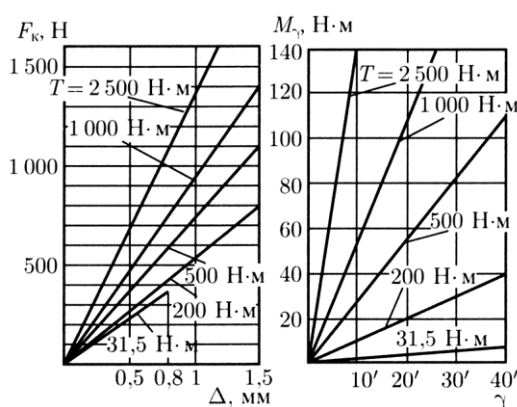


Рис. 5.20

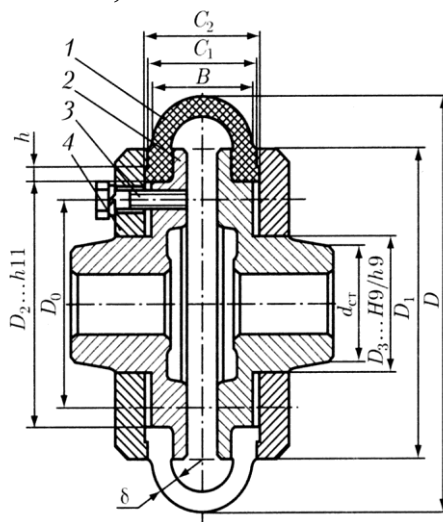


Рис. 5.21

Муфта допускает радиальное смещение Δ валов до $0,8 \dots 4$ мм (меньшие значения для малых муфт), угловое смещение γ до $1 \dots 2^\circ$ (большие значения для малых муфт).

Муфты упругие с торообразной оболочкой. Муфты с торообразной упругой оболочкой обладают большой крутильной, радиальной и угловой податливостью. В соответствии с ГОСТ Р 50892-96 муфты изготовляют с оболочкой выпуклого профиля и с оболочкой вогнутого профиля.

Муфты с оболочкой выпуклого профиля применяют в двух исполнениях: с разрезной (рис. 5.21) и неразрезной по ГОСТ 20884-93 оболочкой (рис. 5.22).

Муфта по рис. 5.21 состоит из резинового упругого элемента 1 и полумуфт 2, к которым винтами 3 притягивают прижимные кольца 4. Муфта по рис. 5.22 состоит из упругого элемента 1 и полумуфт 2, к которым винтами 3 через центрирующие кольца 4 притягивают прижимные полукольца 5. При сборке муфты полукольца 5 соединяют с кольцом 4 винтами 6, расположенными между винтами 3.

Полумуфты устанавливают как на цилиндрические, так и на конические концы валов. 90%-ный ресурс муфт при непрерывной работе не менее 2,5 лет.

Вращающий момент с полумуфт на оболочку передают силами трения, созданными при затяжке винтов 3. При передаче момента в оболочке действуют касательные напряжения крутильного сдвига T_k .

Ориентировочные значения основных размеров (мм) элементов муфты:

$$D \geq 28\sqrt[3]{T_k / [\tau]_k}; D_1 = 0,75D; D_2 = 0,6D; \delta = 0,5D;$$

$$D_3 \geq d_{CT} + (3...5) \text{ мм}; B = 0,25D; C_1 = 1,06B; C_2 = 1,12B;$$

$$h = 0,0375D; D_0 = (0,5...0,52)D$$

Оболочки диаметром $D < 300$ мм выполняют из резины: допускаемые касательные напряжения $[\tau]_k = 0,45...0,5$ МПа. При $D > 300$ мм для повышения нагрузочной способности и срока службы оболочки армируют нитями корда. Для них $[\tau]_k = 0,70...0,75$ МПа.

После предварительных расчетов проверяют прочность оболочки в кольцевом сечении диаметром D_1 .

$$\tau_k = 2 \cdot 10^3 T_k / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau_k]$$

Число z винтов предварительно принимают:

D , мм	до 160	св. 160 до 300	св. 300
z	4	6	8

Далее определяют требуемую силу затяжки и диаметр винта 3. Затяжку винтов контролируют.

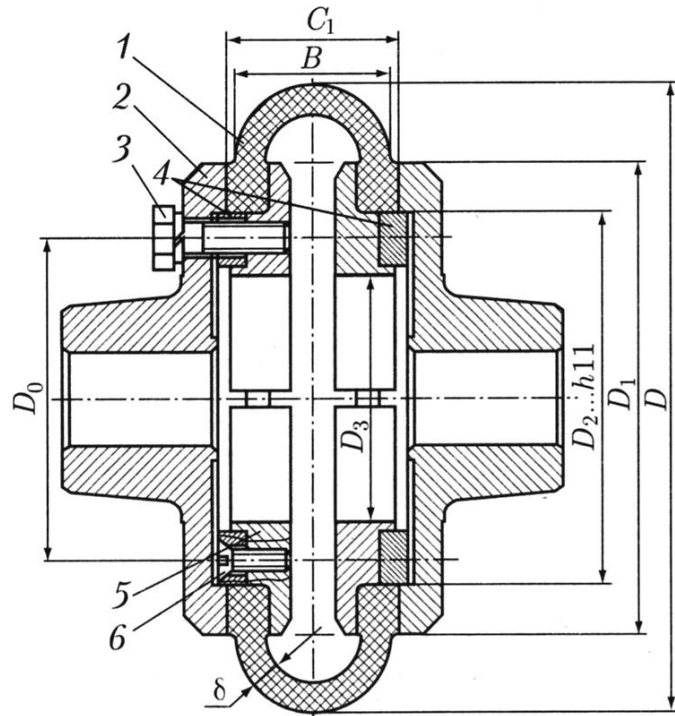


Рис. 5.22

При отклонении валов от соосности муфта нагружает валы: осевой силой F_{ω} – при компенсации осевого смещения валов, радиальной силой и изгибающим моментом – при компенсации радиального и углового смещений. От действия центробежных сил и деформирования оболочки при передаче муфтой вращающего момента возникает осевая сила $F_{ц}$.

Допустимые для муфт значения смещений каждого вида (при условии, что смещения других видов близки к нулю): осевое $\omega = 1...4,5$ мм; радиальное $\Delta = 1...4$ мм, угловое γ до $1^{\circ}00'$ (ГОСТ 20884-93, $D = 100...400$ мм; меньшие значения для муфт малого диаметра).

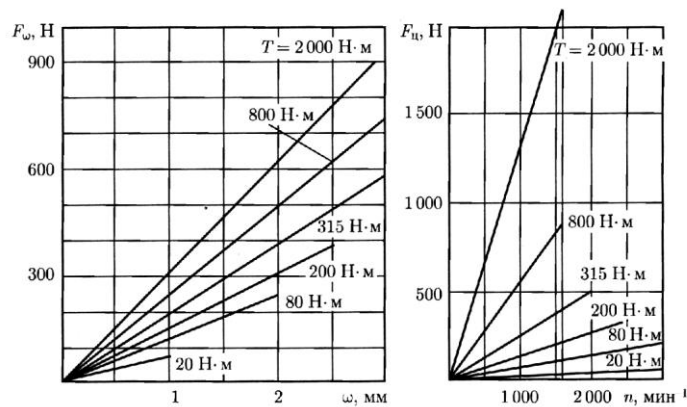


Рис 5.23

Даже при предельно допустимых для муфты смещениях радиальная сила и изгибающий момент невелики, поэтому при расчете валов и их опор этими нагрузками можно пренебречь. Силы, действующие на валы, могут быть определены по графикам рис. 5.23. При построении графика F_ω модуль упругости для резин принят $E = 5$ МПа. Для резин с другим значением E силу F_ω , снятую с графика, пересчитывают, принимая прямую пропорциональность между F_ω и E .

5.5 Сцепные муфты

В машиностроении чаще всего применяют кулачковые, зубчатые и фрикционные сцепные муфты.

Кулачковые муфты. Принципиальная конструктивная схема кулачковой муфты показана на рис. 5.24. Муфту этого типа применяют в тех случаях, когда при небольших габаритных размерах требуется передавать относительно большие вращающие моменты, а включение производят сравнительно редко (во время свободного хода после выключения двигателя).

Одна полумуфта (на рисунке это зубчатое колесо с кулачками) свободно установлена на валу. Другая полумуфта соединена с валом шпонкой или шлицами, ее можно перемещать вдоль вала. Перемещение производят с помощью рычагов, вилок, переводных камней и других деталей механизма управления муфтой.

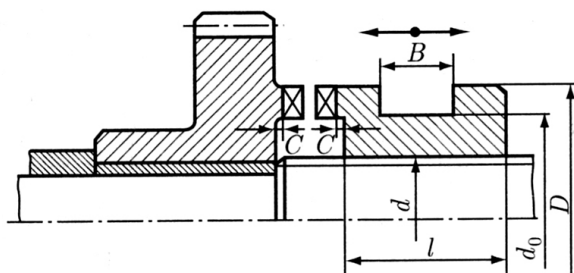


Рис. 5.24

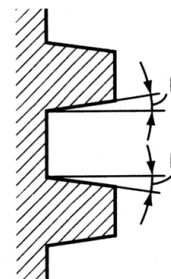


Рис. 5.25

Основным элементом кулачковых сцепных муфт являются кулачки различных профилей. Для трапецеидального профиля (рис. 5.25) угол S обычно принимают в пределах $3...5^\circ$. Число кулачков от 3 до 15. Размеры кулачков определяют из расчета по критериям износостойкости и прочности на изгиб. Размеры других конструктивных элементов муфты (рис. 5.24):

$$l = (1,4...1,5)d; d_0 = 1,5d + 5\text{мм}; D = d_0 + 2s,$$

где s берут в зависимости от ширины B кольцевого паза. Размер B выполняют с полем допуска H11.

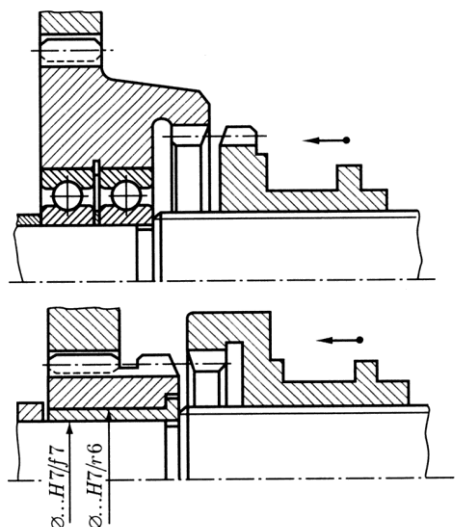


Рис. 5.26

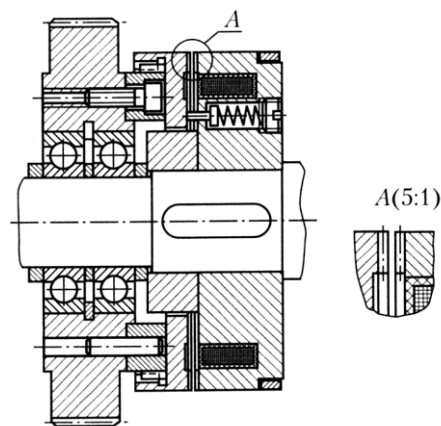


Рис. 5.27

При конструировании кулачковых муфт предусматривают перепад C поверхностей для выхода фрезы. Полумуфты изготовляют из сталей марок 20X, 12ХН3А и других с цементацией и закалкой кулачков и посадочной поверхности до твердости 54...60 HRC.

Зубчатые муфты. Зубчатые сцепные муфты широко применяют в коробках передач автомобилей, тракторов, станков и других машин при необходимости получить малые габариты. Одна из полумуфт имеет наружные, а другая – внутренние зубья. Модуль и число зубьев одинаковые. Муфты конструируют по схемам, представленным на рис. 5.26. Включение производят введением в зацепление полумуфт за время свободного хода после выключения двигателя или на ходу с применением синхронизаторов.

Применяют зубчатые муфты с электромагнитным дистанционным управлением (рис. 5.27), подбирая размеры по передаваемому моменту. Полумуфты изготовляют из стали марки 40X с закалкой ТВЧ до твердости 48...54 HRC.

Фрикционные муфты. В машиностроении широко используют различные по конструктивному исполнению фрикционные муфты. Рассмотрим только наиболее распространенные многодисковые муфты, в которых диски имеют простейшую форму, а сила включения обычно невелика.

На рис. 5.28 показана принципиальная схема многодисковой фрикционной муфты. При передаче вращающего момента шлицы испытывают значительные напряжения смятия, особенно шлицы вала, где окружные силы намного больше сил, действующих на шлицы на-

ружных дисков. При конструировании фрикционных муфт шлицы обязательно проверяют расчетом на смятие.

Толщину стальных дисков для муфт, работающих в масле, принимают 1,5...2,5 мм, а для муфт, работающих всухую, с учетом толщины фрикционных накладок – 2,5...5 мм.

Во включенном состоянии диски сжаты силой F . С помощью нажимных механизмов осевую силу передают на диски обычно в трех точках, расположенных по окружности через 120° . Чтобы давление сжатия равномернее распределить по всей поверхности дисков, крайние диски, которые чаще всего соединены с валом, делают большей толщины (6...10 мм).

В многодисковых муфтах общее число дисков ограничивают, так как давление на последующие диски постепенно уменьшается вследствие трения в шлицевом соединении. Число наружных дисков должно быть не более: стальных с фрикционным покрытием, работающих в масле, – 11; стальных с фрикционными накладками, работающих всухую, – 4. Следует предусматривать при выключенной муфте зазоры: между металлическими дисками – 0,2...0,5 мм; между дисками с накладками – 0,5...1,0 мм. Для надежного расцепления внутренние диски иногда делают неплоскими (синусные диски).

Чтобы уменьшить разность окружных скоростей по ширине поверхности дисков и создать условия для более равномерного изнашивания, обычно принимают (см. рис. 28) отношение $D_1/D_2 = 0,5...0,8$.

Большое влияние на надежность фрикционной муфты оказывают нажимные механизмы. На рис. 29, а, б приведены широко распространенные схемы нажимных рычажно-кулачковых механизмов. Выигрыш в силе здесь получают, как обычно, выбором плеч рычагов и угла конуса нажимной втулки. При включенном положении концы рычагов находятся на цилиндрических поверхностях втулок. В этом случае сила сжатия дисков на опоры вала не передается. Нажимной механизм получается самотормозящимся. Однако при работе машины в результате неизбежных вибраций нажимная втулка может сместиться (по рисунку вправо), что вызовет выключение муфты. Для предупреждения этого рычаги, управляющие нажимными втулками, должны быть зафиксированы в конечных положениях.

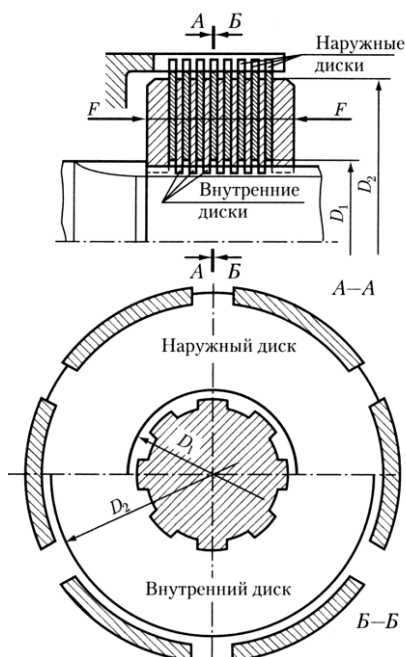


Рис. 5.28

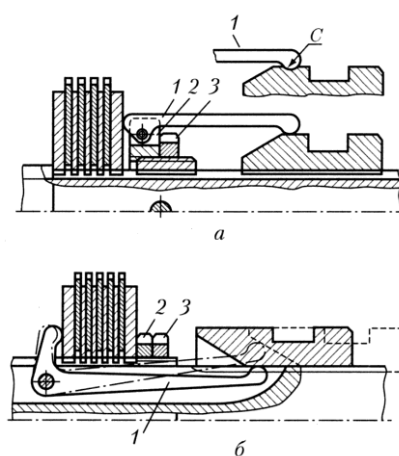


Рис. 5.29

Иногда на цилиндрической поверхности нажимных втулок делают порожек С (рис. 5.29, а), за который заходят концы рычагов 1. При переходе порожка С происходит перегрузка дисков и деталей нажимного механизма. Поэтому первоначально определяют допустимую величину перегрузки, а затем, исходя из нее, – высоту порожка С.

Требуемой податливости нажимных механизмов достигают выбором сечений рычагов. Силу сжатия дисков регулируют гайкой 2, которую затем стопорят контргайкой 3.

Описанные выше муфты относят к муфтам с механическим управлением, которое обычно применяют при передаче небольших и средних по величине вращающих моментов и когда не требуется дистанционного управления муфтой. При передаче больших моментов фрикционные муфты должны иметь пневматическое или гидравлическое управление.

Очень широко применяют многодисковые фрикционные муфты с электромагнитным управлением, особенно в коробках скоростей станков. Дистанционное управление и точное срабатывание этих муфт позволяют легко автоматизировать управление скоростями резания и подачи станков.

На рис. 30 показана конструкция такой муфты. Описание муфт, подбор по передаваемому моменту и методы расчета см. в [9, 13, 15].

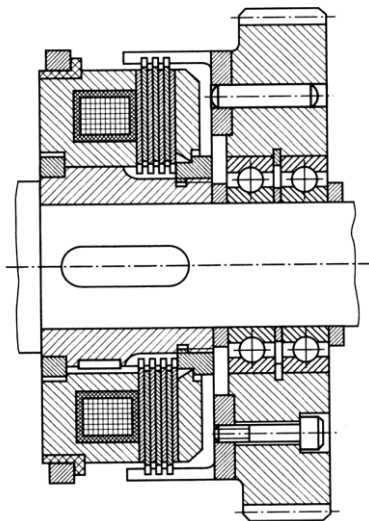


Рис. 5.30

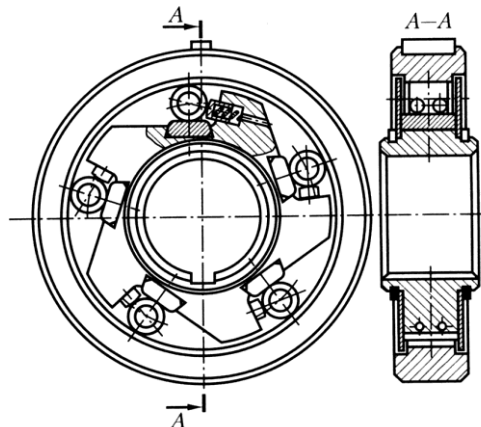


Рис. 5.31

Муфты свободного хода, или обгонные муфты, передают вращающий момент только в одном направлении. Наибольшее распространение в машиностроении получили роликовые муфты (рис. 5.31). Внутреннюю деталь такой муфты называют звездочкой, а внешнюю – обоймой. Как та, так и другая могут быть ведущей частью муфты. Для правильной работы муфты важно, чтобы обойма была концентрична звездочке. Для этого обойму с установленной на ней деталью базируют по валу или по другим деталям на том же валу. На рис. 5.32, а, б приведены возможные схемы базирования обойм в случае применения муфт по ОСТ 27-60-721-84. Муфта на рисунке изображена в виде контура, а деталь, связанная с обоймой, условно показана в виде зубчатого колеса (вместо зубчатого колеса может быть любая деталь). При проектировании специальных муфт можно встроить подшипники качения в обойму и звездочку (рис. 5.32, в).

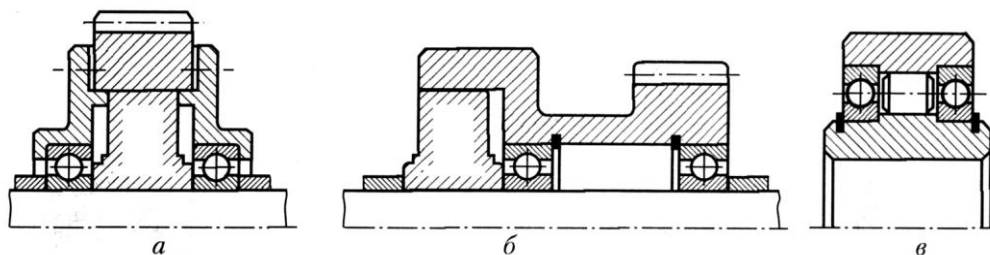


Рис. 5.32

Исполнение по рис. 5.32 не единственное и дано в качестве одного из возможных конструктивных решений.

5.6 Предохранительные муфты

В качестве предохранительных муфт в машиностроении применяют: муфты с разрушающимся элементом, кулачковые, шариковые (разновидность кулачковых) и фрикционные. Последние три типа муфт стандартизованы (ГОСТ 15620-93, Р 50893-96 и 15622-96). Предохранительные муфты независимо от типа могут работать только при строгой соосности валов.

Поскольку все звенья кинематической цепи испытывают перегрузку различной степени, предохранительные муфты следует располагать как можно ближе к месту возникновения перегрузки.

Муфты с разрушающимся элементом. Муфты этого типа отличаются компактностью и высокой точностью срабатывания. Их применяют в тех случаях, когда по роду работы машины перегрузки могут возникнуть лишь случайно. Конструктивные схемы муфт приведены на рис. 5.33.

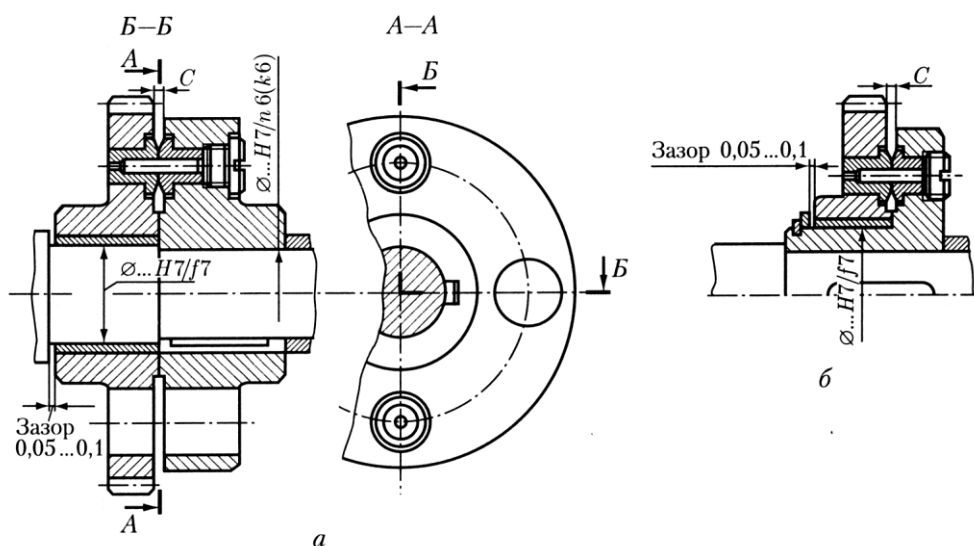


Рис. 5.33

В качестве разрушающегося элемента обычно используют штифты, выполняемые из стали (45, У8А) или из хрупких материалов (серый чугун, бронза, силумин и др.). Применяют муфты с одним и с несколькими срезающимися штифтами. В момент срабатывания (при перегрузке) штифт разрушается и предохранительная муфта разъединяет кинематическую цепь.

Штифты размещают в закаленных до высокой твердости (50... 60 HRC) втулках, изготавливаемых обычно из стали марки 40Х.

После разрушения штифта на плоскости среза остаются заусенцы, мешающие удалению остатков штифта из втулки. Поэтому штифты выполняют иногда с канавкой по месту среза (рис. 5.34, а, б).

Штифты с канавкой удобны также тем, что позволяют опытным путем определить диаметр шейки для заданного вращающего момента. Канавки должны быть небольшой ширины (2...3 мм), чтобы штифты при срабатывании муфты разрушались вследствие среза, а не изгиба. Иногда применяют длинные штифты с несколькими канавками; после срабатывания муфты штифты передвигают в новую позицию.

Заусенцы на торцах срезанных штифтов могут производить задиры на торцевых поверхностях полумуфт. Для предотвращения этого между фланцами полумуфт в зоне расположения штифтов предусматривают зазор $C = 2...4$ мм (рис. 5.33, а, б и 5.34, в, г).

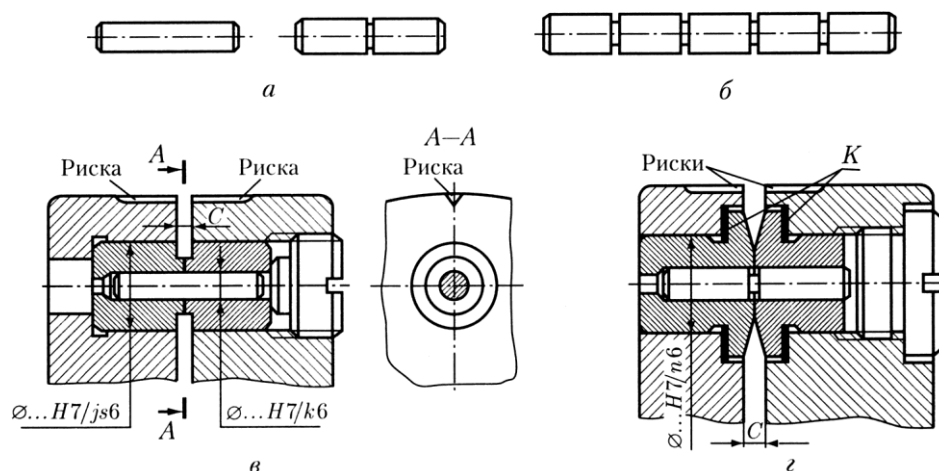


Рис. 5.34

В станкостроении для удобства эксплуатации муфты в гнезде ставят комплект втулок вместе со штифтом. В этом случае сопряжение втулок с полумуфтами $H7/h6$ или $H7/js6$, штифта с втулками $H7/js6$ или $H7/k6$ (рис. 5.34, в). Перед установкой нового штифта или комплекта втулок полумуфты поворачивают до совмещения рисок.

После срабатывания одна полумуфта вращается относительно другой. Поэтому одну из полумуфт устанавливают по посадке $H7/f7$, предусматривая по торцам минимальный зазор 0,05...0,10 мм (см. рис. 5.33, а, б).

Для обеспечения чистого среза штифтов торцы втулок в собранной муфте должны соприкоснуться друг с другом. Но подвижная полумуфта имеет осевую игру на величину зазора. Поэтому после срабатывания муфты торцы втулок могут задевать друг за друга. Чтобы этого не происходило, между торцами втулок следует предусматривать зазор на 0,05...0,10 мм больший, чем между торцами полумуфт.

В муфтах с несколькими срезными штифтами рабочие торцы втулок должны быть расположены в одной плоскости. Этого достигают совместным шлифованием их после постановки в полумуфту.

Зазор между торцами втулок (рис. 5.34, г) можно также регулировать подбором и постановкой под фланцы втулок компенсаторных колец К.

В некоторых зарубежных конструкциях штифты располагают во втулках, которые завинчивают в диски полумуфт (рис. 5.35). Чтобы можно было затянуть втулки до упора и создать минимальный зазор между их торцами, под фланцы втулок ставят компенсаторные кольца К.

Вследствие погрешностей изготовления, а также посадочных зазоров в сопряжениях общая нагрузка распределена между штифтами неравномерно. Поэтому муфты с одним штифтом срабатывают точнее.

При проектировании муфты предусматривают возможность замены срезанных штифтов. Для этого фланцы полумуфт выполняют по рис. 5.36:

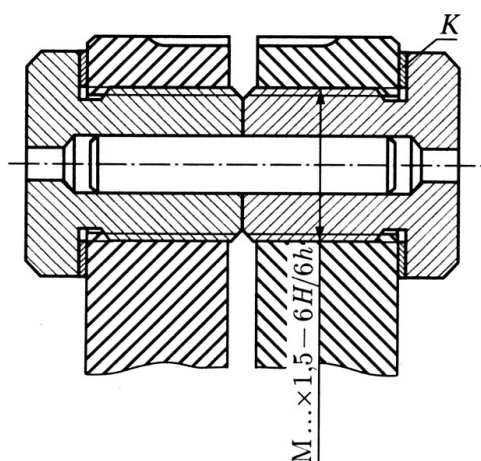


Рис. 5.35

срезанные штифты удаляют, повернув полумуфты относительно друг друга (показано штриховой линией). В круглых фланцах полумуфт делают одно-два отверстия большого диаметра (см. рис. 5.33, а) по окружности расположения штифтов; для удаления срезанных штифтов полумуфты поворачивают друг относительно друга до совмещения их с этими отверстиями.

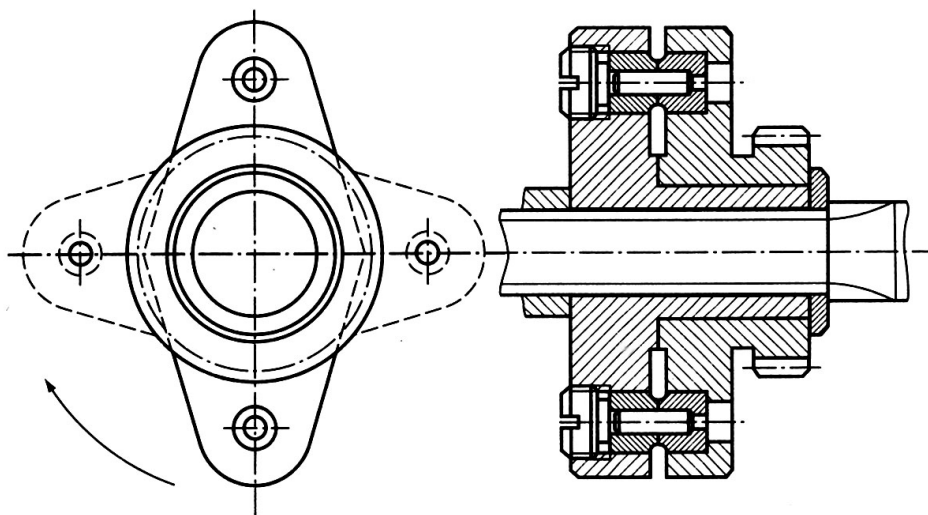


Рис. 5.36

В муфтах со срезающимися штифтами полумуфты располагают на валу рядом (см. рис. 5.33, а). Для уменьшения осевых размеров применяют конструктивное решение, представленное на рис. 5.33, б.

Кулачковые муфты. Кулачковые предохранительные муфты широко применяют при небольших скоростях и моментах. При перегрузке кулачковые муфты многократно расцепляются и снова включаются, подавая своего рода звуковой сигнал о перегрузке. Однако эти повторные включения муфты происходят с ударами, что вызывает перегрузки деталей механизма.

Кулачковые предохранительные муфты по конструкции аналогичны сцепным кулачковым. Отличие в том, что подвижная в осевом направлении полумуфта поджата пружинной к неподвижной, а рабочие грани кулачков имеют большой угол наклона ($\beta = 30 - 60^\circ$). Работа кулачковых муфт сопровождается изнашиванием кулачков, поэтому последние должны иметь высокую твердость ($> 56 \text{ HRC}$).

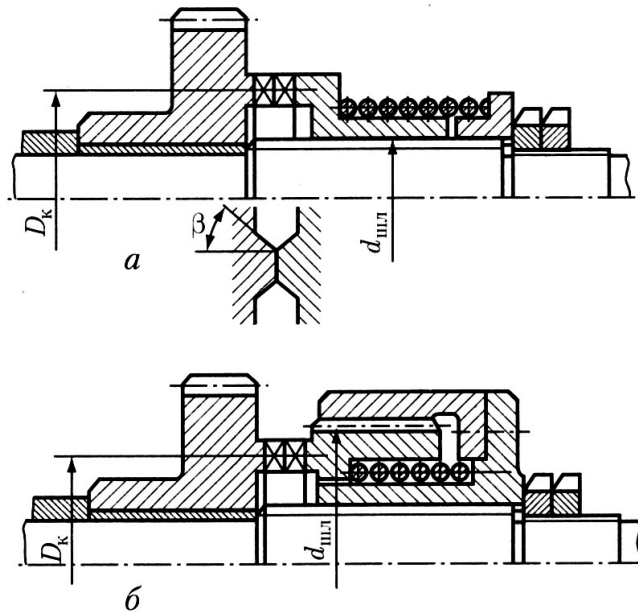


Рис. 5.37

На рис.5.37, а, б показаны конструктивные схемы двух кулачковых муфт в момент их срабатывания (кулачки вышли из зацепления). Для повышения точности срабатывания муфты высоту кулачков следует делать по возможности небольшой и применять пружины малой жесткости. Необходимо предусмотреть также регулирование силы нажатия пружины, замыкающей кулачковую предохранительную муфту. В муфтах (рис. 5.37, а, б) регулирование осуществляют гайкой, которую затем стопорят контргайкой.

Обычно пружины кулачковых предохранительных муфт имеют большую длину. При $H/D \leq 2,6$, где H – высота пружины в свободном состоянии, а D – ее средний диаметр, пружина устойчива. При отношении $H/D > 2,6$ может быть поперечный изгиб пружины. Для предупреждения этого пружину следует устанавливать на направляющие поверхности, обычно на поверхность подвижной части муфты (рис. 5.37, а).

Регулировочные гайки должны воздействовать на пружину через втулки, соединенные шпонкой или шлицами с валом, иначе они будут не только сжимать пружину, но и закручивать ее силами трения.

Осевая сила, действующая в муфте, не должна нагружать опоры вала. Для этого кулачковую предохранительную муфту конструируют так, чтобы силу пружины воспринимали гайки или другие детали, связанные с валом.

Желательно, чтобы отношение $D_k/d_{шп.л}$ диаметра расположения кулачков к диаметру шлицев, по которым перемещают подвижную

часть муфты, было близко к единице или меньше ее. Тогда муфта работает надежно и менее чувствительна к колебаниям коэффициентов трения на кулачках и на шлицах. На рис. 5.37, б приведена схема муфты, у которой $D_k/d_{\text{шп}} < 1$

Шариковые предохранительные муфты по принципу действия аналогичны кулачковым.

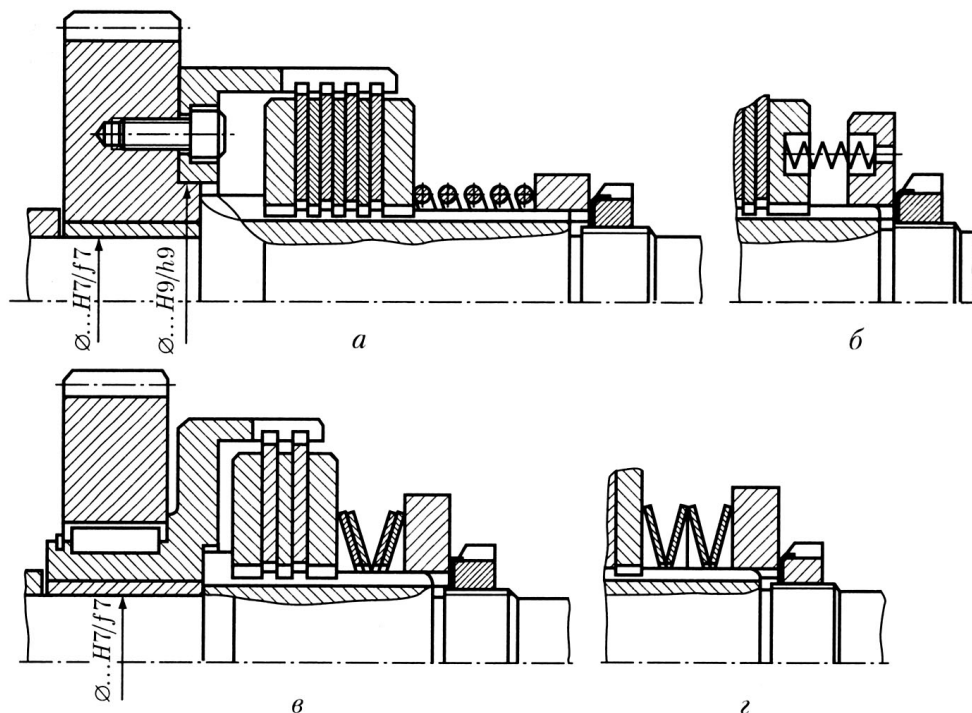


Рис. 5.38

Фрикционные предохранительные муфты применяют при частых кратковременных перегрузках, главным образом ударного действия. По конструкции они аналогичны сцепным фрикционным муфтам. Отличие в том, что вместо механизмов управления в предохранительные фрикционные муфты встраивают пружины.

Наибольшее распространение получили многодисковые фрикционные предохранительные муфты. Их конструируют по схемам рис. 5.38.

На рис. 5.38, а фрикционные диски сжимает одна центральная пружина сжатия, на рис. 5.38, б – несколько расположенных по окружности пружин, на рис. 5.38, в – тарельчатые пружины. Если тарельчатые пружины расположить так, как показано на рис. 5.38, г, то жесткость комплекта пружин будет меньше, что повысит точность срабатывания муфты. Получают распространение тарельчатые пружины с очень малой жесткостью на некотором участке их характеристики. Такую пружину ставят одну.

Основные размеры фрикционных предохранительных муфт в зависимости от передаваемого момента принимают по ГОСТ 15622–96.

В рассмотренных выше предохранительных муфтах при срабатывании происходит скольжение по поверхности $\varnothing... H7/f7$, которая должна быть смазана. Подвод смазочного материала к этой поверхности обычно затруднен. Кроме того, скольжение поверхностей происходит сравнительно редко (только при срабатывании муфты). Для таких условий вращающуюся деталь муфты лучше устанавливать на самосмазывающиеся подшипники скольжения, изготовленные из пористого материала (металлокерамика с включениями бронзы), пропитанного фторопластом.

5.7 Комбинированные муфты

Нередко от муфты требуется определенный комплекс свойств, например, ограничение передаваемой нагрузки при несоосно расположенных валах. В этом случае предохранительную муфту объединяют с компенсирующей и называют комбинированной. В дальнейшем для простоты компенсирующими будем называть как собственно компенсирующие, так и упругокомпенсирующие муфты.

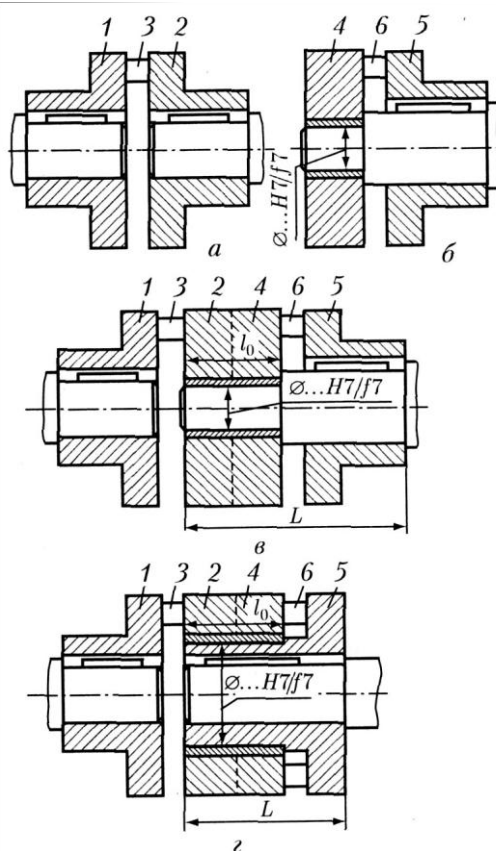


Рис. 5.39

Сущность комбинирования компенсирующих муфт с предохранительными заключается в следующем. Выбирают наиболее подходящие для данного случая компенсирующую (рис. 5.39, а) и предохранительную (рис. 5.39, б) муфты; на рисунках-схемах обозначены: 1, 2 – полумуфты, 3 – плавающий или упругий элемент компенсирующей муфты; 4 и 5 – полумуфты предохранительной муфты, соответственно свободно сидящая на валу и соединенная с валом шпонкой или шлицами, 6 – предохранительный элемент.

Порядок комбинирования (рис. 5.39, в):

– полумуфты 1 и 5 устанавливают на соединяемые валы без изменения конструкции;

– полумуфты 2 и 4 объединяют в одно целое и свободно устанавливают на конец вала, общего с полумуфтой 5. При этом стараются предельно уменьшить размер

– объединенные в одно целое полумуфты 2, 4 связывают плавающим (или упругим) элементом 3 с полумуфтой 1, а предохранительным элементом 6 – с полумуфтой 5.

Очень важно, чтобы консоль вала (расстояние L на рис. 5.39, в) была минимальна. Для ее уменьшения полумуфты 2 и 4 следует по возможности располагать на полумуфте 5 (рис. 5.39, г).

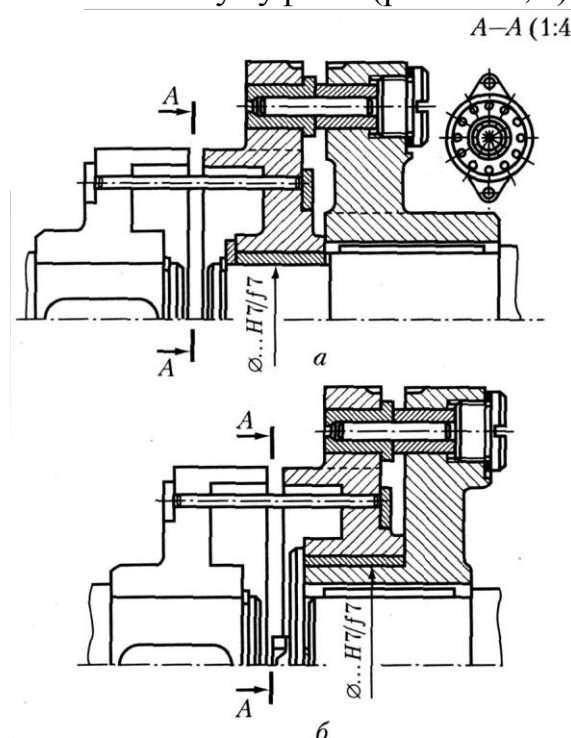


Рис. 5.40

На рис. 5.40 показана комбинированная муфта в двух исполнениях. В исполнении по рис. 5.40, б осевые размеры муфты меньше, чем в исполнении по рис. 5.40, а.

На рис. 5.41 изображены комбинированные муфты, в которых упругая муфта с металлическими стержнями объединена с предохранительной кулачковой (рис. 5.41, а) и фрикционной (рис. 5.41, б).

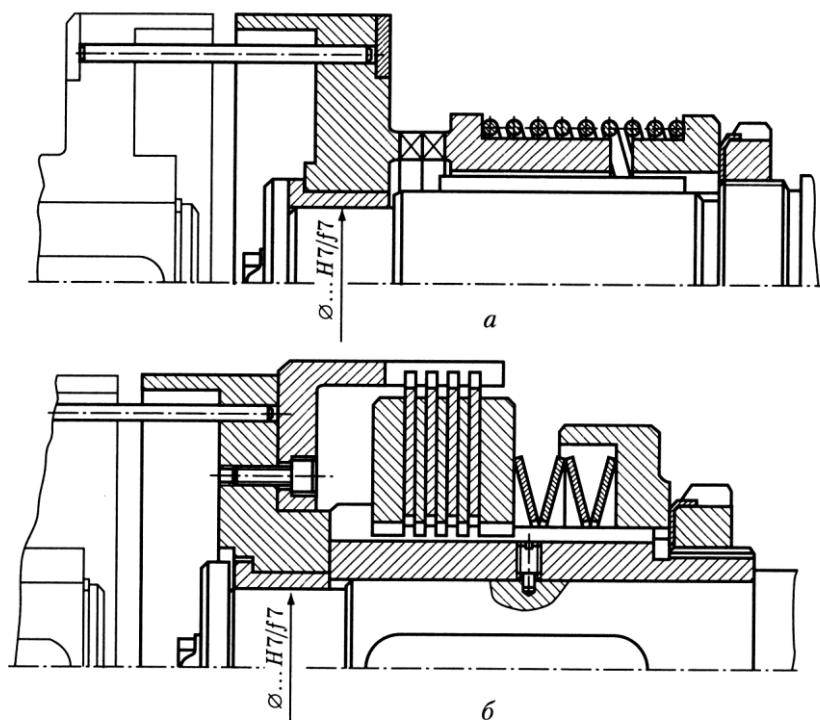


Рис. 5.41

Во всех комбинированных муфтах так же, как и в предохранительных, вращающаяся часть лучше устанавливать на самосмазывающиеся подшипники скольжения.

5.8 Пусковые муфты

Для пуска приводов с большими инерционными массами (грузоподъемные машины, приводы конвейеров, прессов, центрифуг и др.) электродвигатели должны обладать большими пусковыми моментами. При жестком соединении звеньев кинематической цепи разгон масс происходит быстро, в течение долей секунды (обычно до 0,5 с). Это приводит к большим инерционным нагрузкам деталей привода. В таких приводах следует применять пусковые муфты. Основой таких муфт могут быть автоматические самоуправляемые центробежные муфты различных конструктивных исполнений. Пусковые муфты позволяют электродвигателю легко разогнаться и по достижении им оп-

ределенной частоты вращения начать плавный разгон рабочего органа. Одновременно пусковые муфты являются и предохранительными.

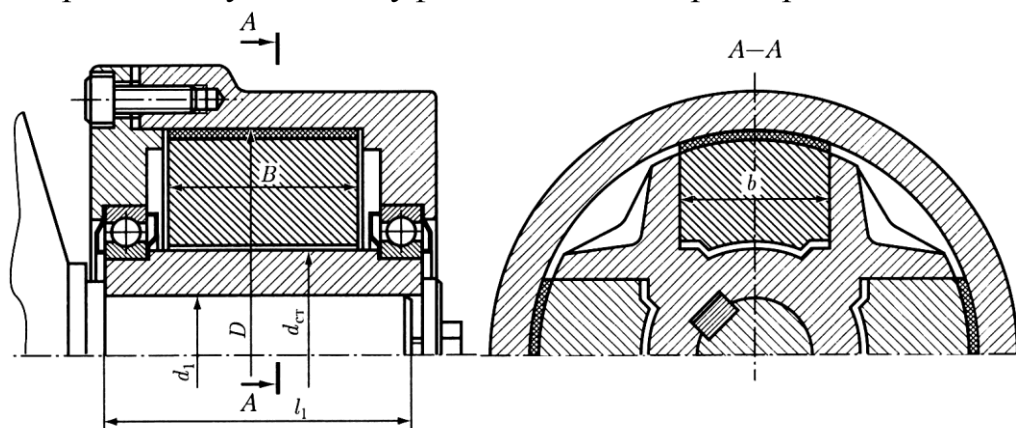


Рис. 5.42

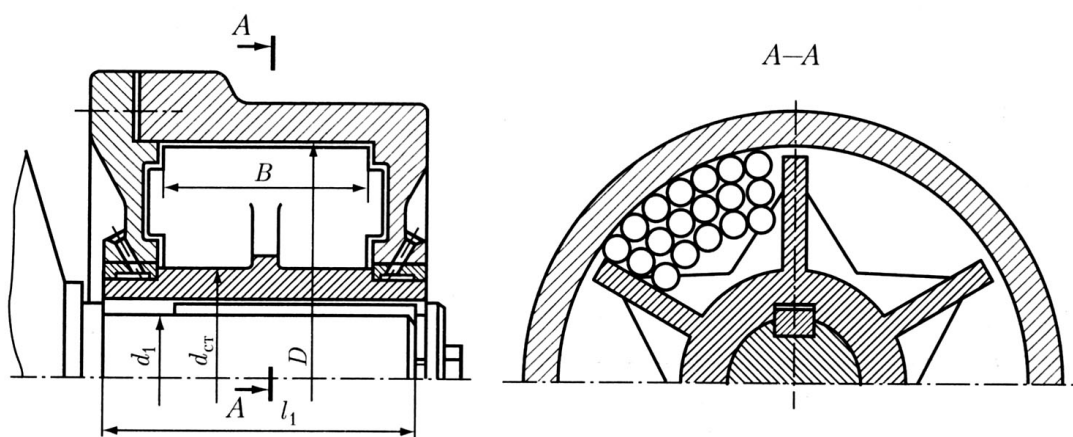


Рис. 5.43

На рис. 5.42 и 5.43 приведены центробежные муфты с колодками и со стальными шариками. Ведомая часть муфты может быть расположена на подшипниках качения сверхлегкой серии диаметров (рис. 5.42) или на подшипниках скольжения (рис. 5.43). Центробежные муфты устанавливают на вал двигателя. При наличии ременной передачи между двигателем и рабочим органом наружную ведомую часть муфты конструируют в виде шкива.

Если оси валов электродвигателя и рабочего органа номинально соосны, то для компенсации отклонений от соосности валов движение от двигателя к рабочему органу необходимо осуществлять от центробежной к компенсирующей муфте, которую конструктивно объединяют с центробежной.

На рис. 5.44 приведены конструктивные схемы комбинации центробежных муфт по рис. 5.42 и 5.43 с компенсирующими упругими муфтами: втулочно-пальцевой (рис. 5.44, а), с пакетами плоских ак-

сиально расположенных пружин (рис. 5.44, б), с торообразной оболочкой (рис. 5.44, в) и со стальными стержнями (рис. 5.44, г).

Во всех этих примерах наружную ведомую часть центробежных муфт видоизменяют, придавая ей конструктивные признаки соответствующих компенсирующих муфт. Помимо приведенных могут быть использованы для комбинации и другие конструкции центробежных и компенсирующих муфт.

Передаваемый муфтой момент рассчитывают по формуле

$$T_M = mr\pi^2 n^2 f D_z / 1800,$$

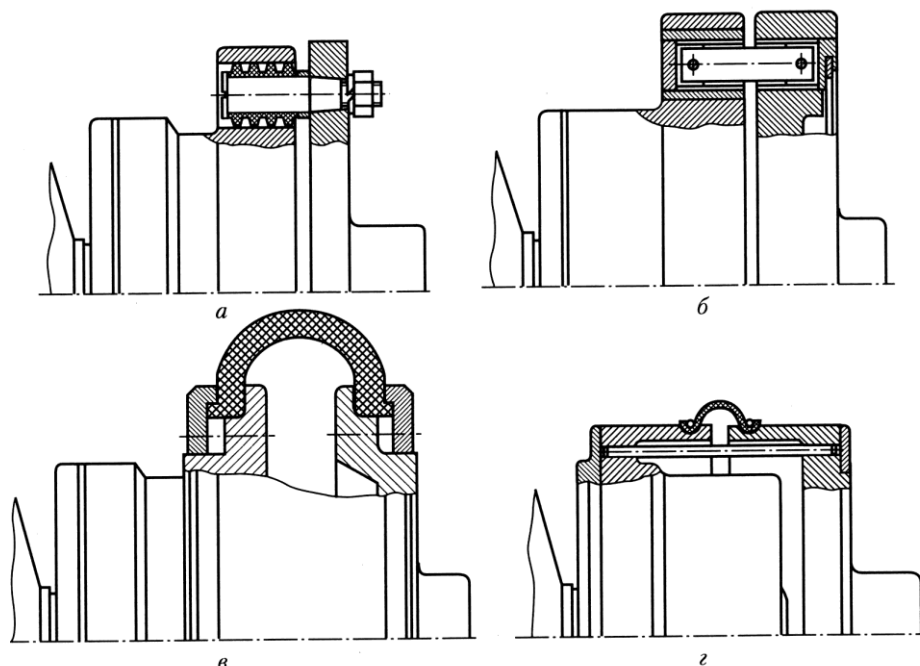


Рис. 5.44

где m – масса одного груза (колодки) или масса стальных шариков в одной полости, кг; $r \approx 0,25(D + d_{CT})$ – расстояние центра масс груза от оси вращения, м; n – частота вращения, мин⁻¹; f – коэффициент трения:

$f = 0,4$ для пары сталь (чугун) – порошковая металлическая обкладка или закаленная сталь – металлокерамика, $f = 0,2$ – для стальных шариков; D – диаметр муфты, м (рис. 5.42 и 5.43); z – число грузов (колодок) или число полостей для шариков.

После подбора электродвигателя выполняют расчет и конструирование центробежной и компенсирующей муфт. При конструировании центробежной муфты принимают (см. рис. 5.42 и 5.43):

$$D = (3,5 \dots 6,0)d_1; d_{CT} \approx 1,5d_1; b \approx 1,3d_1; B = (0,6 \dots 0,7)l_1$$

где d_1 и l_1 – диаметр и длина конца вала электродвигателя. Окончательно размер B определяют при выполнении расчета муфты.

Для плавного пуска рабочего органа вращающий момент T_m центробежной муфты должен превышать номинальный момент $T_э$ электродвигателя.

При редких пусках (1...4 раза в рабочую смену) время разгона масс рабочего органа не имеет существенного значения. И тогда центробежную муфту рассчитывают по моменту $T_m = (1,2... 1,4) T_э$.

При частых пусках бывает важно ограничить время разгона рабочего органа. Тогда центробежную муфту рассчитывают по моменту T_m при заданном времени пуска t_{II} при выполнении условия $T_m \geq 1,2 T_э$.

Время разгона масс рабочего органа t_{II} (с):

$$t_{II} = \pi J_{np} n / [30(T_m - T_c)].$$

Отсюда требуемый момент муфты (Н·м)

$$T_m = T_c + \pi J_{np} n / 30(t_{II}).$$

где J_{np} – момент инерции разгоняемых масс, приведенный к валу муфты, кг·м²; $T_c = T_{вых} / (u_{II} \eta_{II})$ – момент сил сопротивления, приведенный к валу муфты. Здесь $T_{вых}$ – момент сопротивления на выходном валу рабочего органа, Н·м; u_{II} и η_{II} – общее передаточное число и общий КПД привода от электродвигателя до выходного вала.

Пример. Подобрать центробежную муфту с колодками по следующим данным: мощность электродвигателя $P = 3$ кВт; частота вращения ротора $n = 955$ мин⁻¹; размеры конца вала электродвигателя: $d_1 = 32$ мм, $l_1 = 80$ мм; пуск рабочего органа производят один раз в смену.

Решение. Номинальный момент электродвигателя

$$T_э = 9550P/n = 9550 \cdot 3/955 = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Требуемый момент центробежной муфты

$$T_m = (1,2...1,4)T_э = (1,2...1,4)30 = 36...42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Примем по приведенным выше соотношениям некоторые размеры колодочной муфты:

$$D = (3,5...6,0)d_1 = (3,5...6,0)32 = 112...192 \text{ мм};$$

$$d_{CT} \approx 1,55d_1 = 1,55 \cdot 32 = 50 \text{ мм}; \quad b \approx 1,3d_1 = 1,3 \cdot 32 = 42 \text{ мм};$$

$$B = (0,6...0,7)l_1 = (0,6...0,7)80 = 48...56 \text{ мм}. \quad \text{Примем } B=50 \text{ мм}$$

Вращающий момент центробежной муфты $T_m = mr\pi^2 n^2 f D_z / 1800$.

Отсюда находим произведение (mDr) для пары сталь – порошковая металлическая обкладка ($f = 0,4$) и четырех грузов-колодок ($z = 4$):

$$mDr = 1800T_m / (\pi^2 n^2 f z) = 1800(36...42) / (3,14^2 \cdot 955^2 \cdot 0,4 \cdot 4) = 0,0045...0,0052 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Здесь m – масса в кг; D и r – в м.

Масса одного стального груза $m = 0,5(D - d_{CT})Bb\rho$, где $\rho = 7\ 800$ кг/м³ – плотность стали.

Подбором параметров m ; D и r обеспечивают необходимые инерционные характеристики центробежной муфты.

Примем в первом приближении $D = 120$ мм (ранее определено $D = 112 \dots 192$ мм). Тогда

$$m = 0,5 \cdot (0,102 - 0,050) \cdot 0,050 \cdot 0,042 \cdot 7800 = 0,5733 \text{ кг};$$

$$r = 0,25(D + d_{CT}) = 0,25(0,12 + 0,05) = 0,0425 \text{ м};$$

$$mDr = 0,5733 \cdot 0,12 \cdot 0,0425 = 0,00292 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

что меньше требуемой величины $0,0045 \dots 0,0052$ кг·м².

Выполним второе приближение – примем $D = 140$ мм. Тогда

$$m = 0,5 \cdot (0,140 - 0,050) \cdot 0,050 \cdot 0,042 \cdot 7800 = 0,737 \text{ кг};$$

$$r = 0,25(0,14 + 0,05) = 0,0475 \text{ м};$$

$$mDr = 0,737 \cdot 0,14 \cdot 0,0475 = 0,00490 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

что находится в требуемом интервале: $0,0045 \dots 0,0052$ кг·м².

Определим момент, передаваемый муфтой,

$$T_m = mr\pi^2 n^2 f D_z / 1800 = 0,737 \cdot 0,0475 \cdot 3,14^2 \cdot 955^2 \cdot 0,4 \cdot 0,14 \cdot 4 / 1800 = 39,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

что находится в требуемом интервале ($36 \dots 42$ Н·м).

По моменту $T_m = 39,2$ Н·м рассчитывают детали центробежной и компенсирующей муфт.

Расчет момента центробежной муфты со стальными шариками производят аналогично. При определении массы шариков, расположенных в одной полости муфты, объем полости умножают на коэффициент заполнения K , учитывающий пустоты между шариками. Обычно принимают $K = 0,5 \dots 0,7$.

Размеры центробежных муфт можно подбирать также по [15].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев. — М.: Машиностроение, 2001.
2. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч.2 / В. Д. Мягков и др. — Л.: Машиностроение, 1983. — 448 с.
3. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч.1 / В. Д. Мягков и др. — Л.: Машиностроение, 1982. — 544 с.
4. Дунаев П.Ф. Расчет допусков размеров / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. — М.: Машиностроение, 2001.
5. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений. — М.: Изд. Центр Академия, 2006.-496 с.
6. Джамай В.В. и др. Прикладная механика. — М.: Дрофа, 2004. — 416 с.
7. Зубчатые передачи: Справочник / Е. Г. Гинзбург и др. Под общ. Ред. Е. Г. Гинзбурга. — Л.: Машиностроение, 1980. — 416 с.
8. Иванов М. Н. Детали машин. — М.: Высш. шк., 1998. — 383 с.
9. Иосилевич Г. Б. Прикладная механика. — М.: Высшая школа, 1989. — 352 с.
10. Кузьмин А. В. и др. Курсовое проектирование деталей машин. Ч. 1.— Мн.: Высшейш. шк., 1982.— 208 с.
11. Кудрявцев В. Н. Детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с.
12. Мурин А. В., Осипов В. А. Основы конструирования деталей и узлов машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие. — Томск: Изд-во ТПУ, 2009. — 312 с.
13. Осецкий В.М. Прикладная механика. — М. Машиностроение:, 1977. — 488 с.
14. Решетов Д. Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.
15. Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам / Под ред. О. А. Ряховского. — Л.: Политехника, 1991. — 384 с.
16. ГОСТ 2.105-95. Межгосударственный стандарт. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. Взамен ГОСТ 2.105-79, ГОСТ 2.906-71. — Мн., 1996. — 37 с.
17. Федоренко В. А., Шошин А .И. Справочник по машиностроительному черчению. — Л.: Машиностроение, 1987. — 336 с.

18. Чернилевский Д. В. Основы проектирования машин. – М.: УМ и
НЦ учебн. литература, 1998. – 472 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Глава 1 ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ	Ошибка! Закладка не определена.
1.1 Структура (строение) механизмов	Ошибка! Закладка не определена.
1.1.1 Основные понятия и определения	Ошибка! Закладка не определена.
1.1.2 Составные части механизма	Ошибка! Закладка не определена.
1.1.3 Классификация кинематических пар	Ошибка! Закладка не определена.
1.1.4 Кинематические цепи	Ошибка! Закладка не определена.
1.1.5 Степень подвижности кинематической цепи.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.1.6 Принципы строения и структурная классификация механизмов	Ошибка! Закладка не определена.
1.1.7 Структурно-конструктивная функциональная классификация механизмов	Ошибка! Закладка не определена.
1.2 Кинематика механизмов...	Ошибка! Закладка не определена.
1.2.1 Задачи и методы кинематического анализа	Ошибка! Закладка не определена.
1.2.2 Кинематический анализ механизмов графическим методом	Ошибка! Закладка не определена.
1.3 Динамический анализ механизмов	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.1 Цели и задачи динамического анализа	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.2 Силы, действующие на звенья механизма, и их классификация.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.3 Трение в механизмах. Общие сведения о трении в механизмах	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.4 Уравнения движения механизмов с одной степенью свободы. Приведение сил и масс в плоских механизмах	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.5 Стадии (режимы) движения механизма.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.6 Коэффициент полезного действия механизма	Ошибка! Закладка не определена.
Глава 2 СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ	Ошибка! Закладка не определена.
2.1 Основные модели прочностной надежности элементов конструкций	Ошибка! Закладка не определена.

- 2.1.1 Задачи и методы сопротивления материалов..... **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.2 Модели прочностной надежности**Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.3 Внешние и внутренние силы**Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.4 Понятие о напряжениях. Напряженное состояние в точке **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.5 Основные гипотезы и допущения**Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.2 Растяжение и сжатие..... **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.2.1 Напряжения и перемещения. Закон Гука **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.2.2 Механические характеристики и свойства материалов **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.2.3 Допускаемые напряжения и запасы прочности ... **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.2.4 Напряженное состояние при растяжении и сжатии **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.2.5 Напряжения в наклонных площадках при плоском и объемном напряженных состояниях. Обобщенный закон Гука **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.3 Изгиб прямолинейного бруса**Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.3.1 Общие понятия. Типы опор и определение опорных реакций.**Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.3.2 Поперечная сила и изгибающий момент **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.3.3 Геометрические характеристики плоских сечений **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.3.4 Напряжения при изгибе. Расчеты на прочность .. **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.4 Кручение **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.4.1 Чистый сдвиг и его особенности**Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.4.2 Кручение стержня круглого поперечного сечения **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.4.3 Расчеты на прочность и жесткость**Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.4.4 Напряженное состояние и разрушение при кручении **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.5 Сложное сопротивление... **Ошибка! Закладка не определена.**

2.5.1 Понятие о теориях прочности **Ошибка! Закладка не определена.**

2.5.2 Косой изгиб..... **Ошибка! Закладка не определена.**

2.5.3 Изгиб с растяжением (сжатием) **Ошибка! Закладка не определена.**

2.5.4 Изгиб с кручением **Ошибка! Закладка не определена.**

2.6 Местные напряжения..... **Ошибка! Закладка не определена.**

2.6.1 Видимые местные напряжения **Ошибка! Закладка не определена.**

2.6.2 Концентрация напряжений **Ошибка! Закладка не определена.**

2.6.3 Контактные напряжения **Ошибка! Закладка не определена.**

2.7 Прочность материалов при переменном напряжении **Ошибка! Закладка не определена.**

2.7.1 Основные понятия об усталостной прочности **Ошибка! Закладка не определена.**

2.7.2 Предел выносливости при симметричном цикле. Диаграмма пределов выносливости **Ошибка! Закладка не определена.**

2.7.3 Факторы, влияющие на величину предела выносливости **Ошибка! Закладка не определена.**

2.7.4 Расчеты на прочность при переменных напряжениях **Ошибка! Закладка не определена.**

Глава 3 ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ И КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ **Ошибка! Закладка не определена.**

3.1 Принципы построения единой системы допусков и посадок **Ошибка! Закладка не определена.**

3.2 Отклонения формы и расположения поверхностей.

Шероховатость поверхностей **Ошибка! Закладка не определена.**

3.3 Отклонения и допуски формы **Ошибка! Закладка не определена.**

3.4 Отклонения и допуски расположения **Ошибка! Закладка не определена.**

3.5 Шероховатость поверхностей **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6 Конструкционные материалы **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.1 Стали..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.2 Чугуны..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.3 Легкие сплавы..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.4 Медные сплавы..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.5 Баббиты **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.6 Титановые сплавы **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.7 Никелевые сплавы..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.8 Сплавы тугоплавких металлов **Ошибка! Закладка не определена.**

3.6.9 Композиционные материалы **Ошибка!** Закладка не определена.

3.6.10 Неметаллические материалы **Ошибка!** Закладка не определена.

Глава 4 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ **Ошибка!** Закладка не определена.

4.1 Общие сведения **Ошибка!** Закладка не определена.

4.1.1 Привод **Ошибка!** Закладка не определена.

4.1.2 Основные характеристики редуктора **Ошибка!** Закладка не определена.

4.1.3 Оценка и применение зубчатых передач **Ошибка!** Закладка не определена.

4.2 Краткие сведения о геометрии и кинематике **Ошибка!** Закладка не определена.

4.3 Изготовление зубчатых колес **Ошибка!** Закладка не определена.

4.3.1 Материалы зубчатых колес **Ошибка!** Закладка не определена.

4.3.2 Точность зубчатой передачи **Ошибка!** Закладка не определена.

4.4 Критерии работоспособности и расчета **Ошибка!** Закладка не определена.

4.4.1 Расчетная нагрузка **Ошибка!** Закладка не определена.

4.4.2 Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность **Ошибка!** Закладка не определена.

4.5 Особенности расчета косозубых и шевронных цилиндрических передач **Ошибка!** Закладка не определена.

4.6 Конические зубчатые передачи **Ошибка!** Закладка не определена.

4.7 Конические передачи с непрямыми зубьями **Ошибка!** Закладка не определена.

4.8 Краткие сведения о зубчатых передачах с перекрещивающимися осями (винтовых и гипоидных) **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9 Червячные передачи **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.1 Геометрические параметры и способы изготовления передач **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.2 Кинематические параметры передач **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.3 К. п. д. червячной передачи **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.4 Силы в зацеплении **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.5 Оценка и применение **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.6 Расчет прочности зубьев **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.7 Материалы и допускаемые напряжения **Ошибка!** Закладка не определена.

4.9.8	Тепловой расчет, охлаждение и смазка передачи	Ошибка! Закладка не определена.
4.9.9	Глобоидные передачи.	Ошибка! Закладка не определена.
4.10	Ременные передачи	Ошибка! Закладка не определена.
4.11	Шкивы и натяжные устройства ременных передач	Ошибка! Закладка не определена.
4.11.1	Конструкции шкивов	Ошибка! Закладка не определена.
4.11.2	Натяжные устройства	Ошибка! Закладка не определена.
Глава 5	МУФТЫ.....	1
5.1	Установка полумуфт на валах	1
5.2	Смещения валов	4
5.3	Компенсирющие муфты	7
5.4	Упругие муфты.....	8
5.4.1	Муфты с металлическими упругими элементами	8
5.4.2	Муфты с резиновыми упругими элементами.....	16
5.5	Сцепные муфты.....	26
5.6	Предохранительные муфты	31
5.7	Комбинированные муфты	37
5.8	Пусковые муфты	39
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	321

Учебное издание

МУРИН Алексей Викентьевич
ОСИПОВ Вениамин Анатольевич

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Учебное пособие

Научный редактор
*кандидат технических наук,
доцент А.В. Мурин*
Компьютерная верстка *И.А. Быховец*
Дизайн обложки *А.И. Сидоренко*

Подписано к печати 05.11.2010. Формат 60х84/16. Бумага «Снегурочка».


Печать XEROX. Усл.печ.л. 19. Уч.-изд.л. 19

Заказ . Тираж ___ экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru