

Конструирование ПОДШИПНИКОВЫХ узлов

Доцент кафедры
самолетостроение
К.т.н. Мухин Д.В.

1. КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ. ДОПУСТИМЫЕ ОКРУЖНЫЕ СКОРОСТИ

Главные источники потерь в подшипниках качения:

- гистерезисные потери при циклической упругой деформации сжатия материала тел качения и беговых дорожек в точках контакта;
- проскальзывание тел качения относительно беговых дорожек, вызванное сдвиговой деформацией материала в точках контакта;
- скольжение тел качения относительно беговых дорожек при нарушении качения в результате сдвигов и перекосов обойм подшипника под нагрузкой;
- трение тел качения о сепаратор и трение сепаратора об обоймы (в подшипниках с центрированным сепаратором);
- выдавливание и вязкий сдвиг масла в точках контакта;
- завихрение и разбрызгивание смазочного материала, соприкасающегося с подшипником.

В роликовых подшипниках дополнительным источником потерь является трение роликов о направляющие бурты; в подшипниках с углом контакта, не равным нулю (упорные и радиально-упорные шариковые подшипники) — верчение шариков под действием гироскопических моментов; в бессепараторных подшипниках (игольчатые подшипники) — трение между телами качения. В некоторых типах подшипников (упорные подшипники с цилиндрическими роликами, сфероконические подшипники) чистое качение неосуществимо и движение роликов сопровождается проскальзыванием по беговым дорожкам.

Потери на трение зависят от точности изготовления подшипника. Погрешности профиля беговых дорожек, формы тел качения, отклонения их размеров, отклонения формы и расположения посадочных и рабочих поверхностей нарушают плавность хода и вызывают циклические нагрузки, резко повышающие трение.

Коэффициент трения подшипников качения определяют как отношение окружной силы трения $F_{тр}$ на диаметре d вала к действующей на подшипник нагрузке P :

$$f = \frac{F_{mp}}{P} = 10^3 \frac{2M_{mp}}{Pd}$$

где $M_{тр}$ — момент трения, Н*м;
 d — диаметр вала, мм.

Коэффициенты трения и допустимые окружные скорости

Типы подшипников	Коэффициент трения f		Допустимая окружная скорость $v_{\text{окр}}$ м/с	$nd_{\text{ср}} \cdot 10^{-6}$
	при радиальной нагрузке	при осевой нагрузке		
Шариковые радиальные	0,001 — 0,002	0,002 — 0,003	10 — 30	0,2 — 0,6
Шариковые сферические	0,002 — 0,004	—	10 — 20	0,2 — 0,4
Шариковые радиально-упорные	0,002 — 0,003	0,0025 — 0,004	10 — 20	0,2 — 0,4
Роликовые	0,002 — 0,003	—	10 — 20	0,2 — 0,4
Роликовые сферические	0,003 — 0,005	—	10 — 20	0,2 — 0,4
Роликовые конические	0,004 — 0,008	0,01 — 0,02	5 — 15	0,1 — 0,3
Игольчатые	0,005 — 0,01	—	5 — 10	0,1 — 0,2
Упорные шариковые	—	0,004 — 0,006	5 — 10	0,1 — 0,2
Упорные с коническими роликами	—	0,01 — 0,02	5 — 10	0,1 — 0,2
Упорные с цилиндрическими роликами	—	0,02 — 0,03	2 — 5	0,05 — 0,1

Коэффициент трения зависит от размеров подшипника, окружной скорости, рабочей температуры, свойств и способа подачи смазочного материала, точности изготовления подшипника, способа его установки, условий восприятия нагрузки и правильности монтажа. При неблагоприятных условиях (чрезмерный подвод и высокая вязкость смазочного материала; износ поверхностей качения; неправильный монтаж, приводящий к перекосам и защемлению тел качения) коэффициент трения может значительно превысить приведенные в таблице значения.

Допустимую частоту вращения оценивают величиной условной окружной скорости $v_{окр}$ по центральной линии тел качения или (что практически одно и то же) по среднему диаметру подшипника [$d_{cp} = 0,5 (D + d)$]:

$$v_{окр} = 0,5 \cdot 10^{-3} \omega d_{cp} = 0,5 \cdot 10^{-3} \frac{\pi n}{30} d_{cp} \approx 5 \cdot 10^{-5} n d_{cp}$$

где n — частота вращения, об/мин; d_{cp} — средний диаметр подшипника, мм. Наряду с окружной скоростью для оценки скорости вращения подшипников применяют фактор равный согласно уравнению

$$n d_{cp} = 2 \cdot 10^4 v_{окр}$$

Средние значения $v_{окр}$ и $n d_{cp}$ для различных типов подшипников так же были приведены в табл

2. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Подшипники качения нормальной точности рассчитывают на долговечность и несущую способность по эмпирической формуле:

$$\left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha} = L$$

где C — номинальная динамическая грузоподъемность, приводимая в каталоге, Н; P — приведенная нагрузка, Н; α — показатель степени: для шариковых подшипников $\alpha = 3$, для роликовых $\alpha = 10/3$; L — номинальная долговечность, млн. оборотов.

Приведенную нагрузку P вычисляют по формуле

$$P = (XVF_r + YF_a)k_{\sigma}k_t$$

где F_r — радиальная нагрузка, Н; F_a — осевая нагрузка, Н; X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, приводимые в каталоге в зависимости от типа подшипника; V — коэффициент вращения: при вращающемся относительно вектора нагрузки F_r внутреннем кольце $V = 1,0$, наружном — $V = 1,2$; k_{σ} — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник; k_t — температурный коэффициент.

Коэффициент Y приведения осевой нагрузки

Типы подшипников	Серия	Диаметр подшипника	Y при F_r/F_a			
			> 2	2	1	0
Шариковые однорядные	—	Для всех размеров	1,5	1,7	1,9	2
Шариковые сферические	Легкая	< 17	2,5	2,9	3,1	3,4
		20—40	3,5	4,0	4,3	4,7
		> 45	4,5	5,1	5,6	6,0
	Средняя	< 30	3,0	3,45	3,75	4,0
		> 35	4,0	4,6	5,0	5,6
	Широкая	Для всех размеров	2,5	2,9	3,1	3,4
Роликовые сферические двухрядные Шариковые радиально-упорные	Легкая	То же	4,5	5,1	5,6	6,0
	Средняя	»	3,5	4,0	4,3	4,7
	—	»	0,6	0,7	0,75	0,8
Роликовые конические	Легкая	»	1,5	1,7	1,9	2,0
	Средняя	»	1,8	2,0	2,25	2,4
	С большим углом конуса	»	0,7	0,8	0,88	0,95

Коэффициент нагрузки k_σ

Характер нагрузки	k_σ
Спокойная	1
С легкими толчками: кратковременные перегрузки	1—1,2
Пульсирующая: кратковременные перегрузки до 150 %	1,3—1,8
Пульсирующая: кратковременные перегрузки до 200 %	1,8—2,5
Ударная: кратковременные перегрузки до 300 %	2,5—3

Коэффициент k_t равен 1 при $t < 105^\circ$ и $k_t = (108 + 0.4t)/150$ при $t > 105^\circ$.

Рабочая температура подшипника,

$^\circ\text{C}$	100	125	150	175	200	225	250
k_t	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Расчет чаще всего заключается в подборе подшипника, т. е. в определении необходимой динамической грузоподъемности C по заданным приведенной нагрузке, частоте вращения n и долговечности L_h .

$$L = 60nL_h/10^6 \Rightarrow C = P(60nL_h/10^6)^{1/\alpha}$$

При поверочном расчете, зная C , P и n , определяют долговечность подшипника:

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha \frac{10^6}{60n}$$

При подборе подшипника, зная частоту вращения n и задаваясь долговечностью L_h , находят на оси ординат графика величину $(60nL_h/10^6)^{0,3}$, после чего определяют необходимую динамическую грузоподъемность по формуле.

При проверочном расчете подшипника зная ,

$$(60nL_h/10^6)^{0,3} = C/P$$

проводят горизонталь до пересечения с перпендикуляром, восстановленным исходя из соответствующего значения n , и в точке встречи находят по сетке кривых L_h , долговечность подшипника.

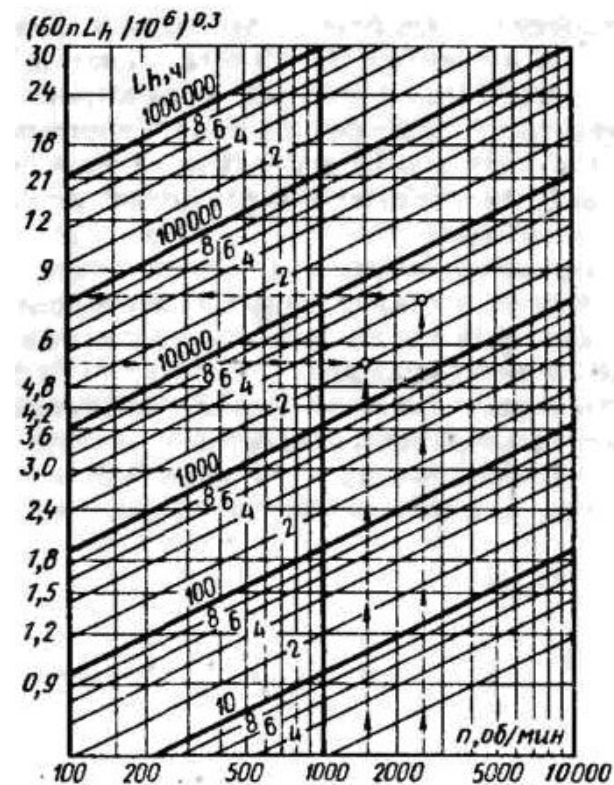


График функции $(nL_h)^{0,3}$

Долговечность подшипников должна быть согласована с долговечностью машин, которая колеблется в зависимости от назначения машины, степени напряженности ее рабочих органов, условий эксплуатации и сроков технического устаревания, определяемых в основном продолжительностью срока H службы машины, равного

$$H = \frac{L_h}{\eta_{исп}} \quad \text{где } L_h \text{ — долговечность; } \eta_{исп} \text{ — коэффициент использования}$$

машины (доля фактической работы машины за период ее эксплуатации).

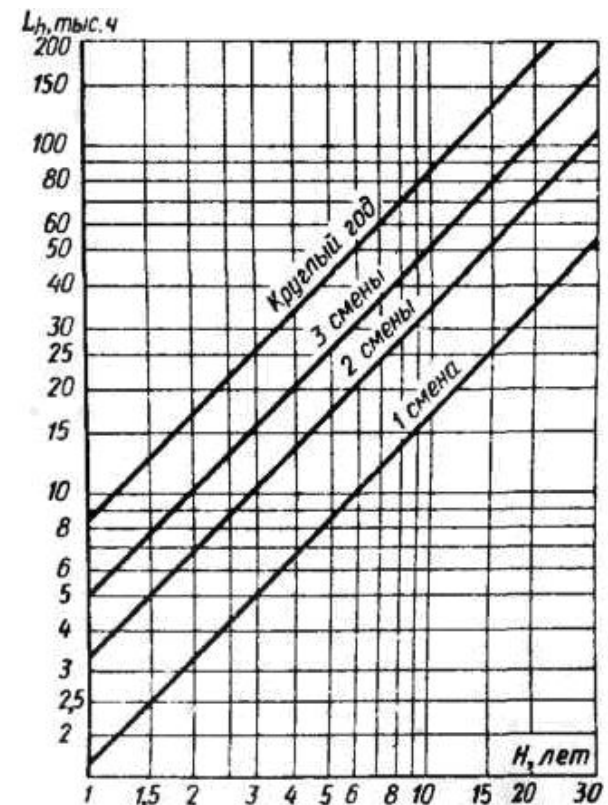
Для машин общего назначения, работающих по календарному режиму,

$$\eta_{исп} = \eta_{см} \eta_{вых} \eta_{пр}$$

где $\eta_{см}$ — коэффициент сменности (при одно-, двух- и трехсменной работе соответственно $\eta_{см} = 0,3; 0,6; 0,9$); $\eta_{вых}$ — коэффициент выходных дней (в среднем $\eta_{вых} = 0,8$); $\eta_{пр}$ — коэффициент вынужденных простоев.

$$\eta_{исп} = 0,64 \eta_{см}$$

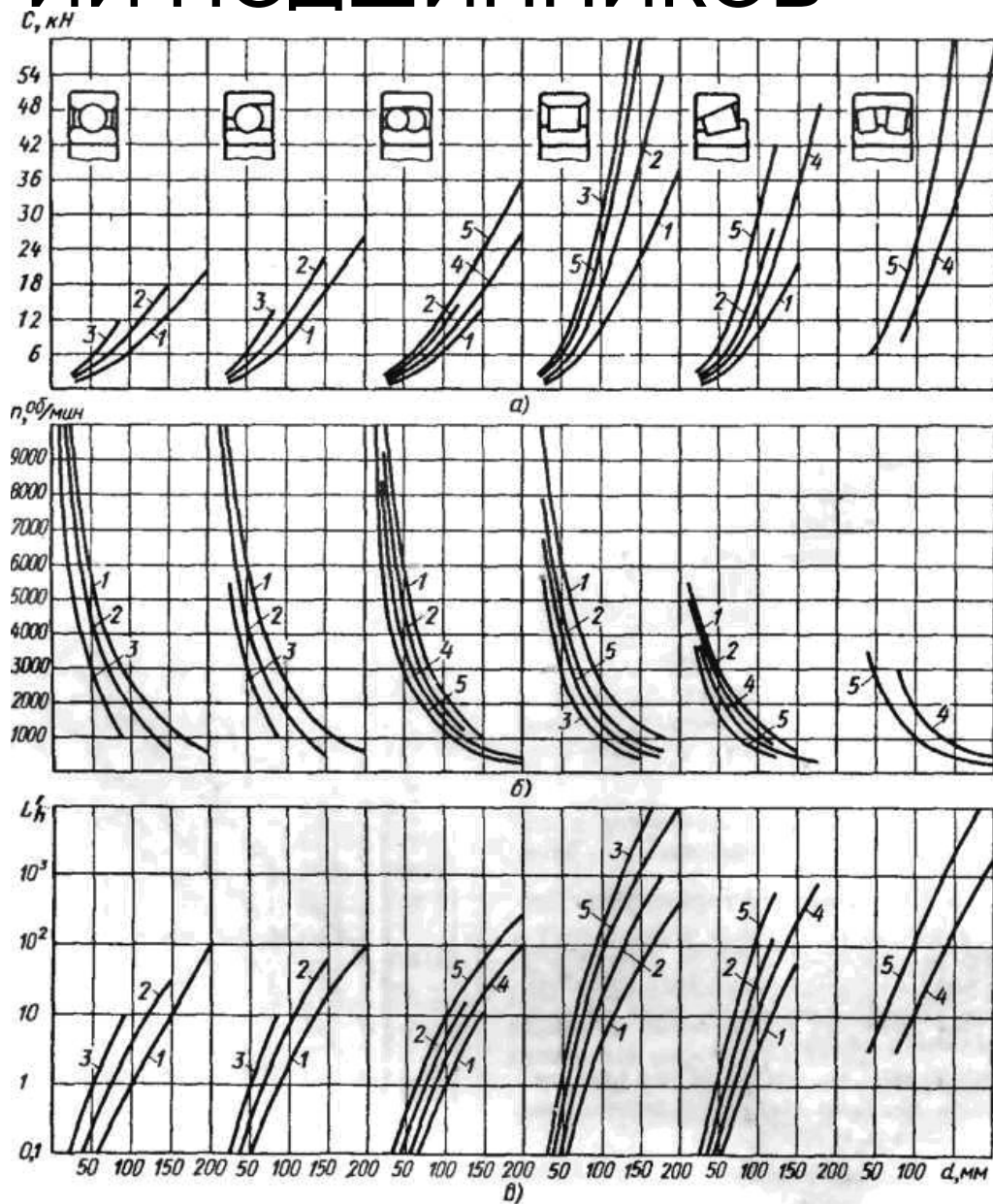
$$L_h = 0,64 \eta_{см} H$$



Зависимость расчетной долговечности от срока службы и режима работы

3. ВЫБОР СЕРИИ ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения почти всех типов выпускают нескольких разновидностей (серий), отличающихся размерами, нагрузочной способностью и предельной частотой вращения. Динамическая грузоподъемность возрастает, а частота вращения падает с переходом от легких серий к более тяжелым и с увеличением диаметра подшипника.



Динамическая грузоподъемность C , предельная частота вращения n и относительная долговечность L_h подшипников серий:

1 — легкой; 2 — средней; 3 — тяжелой; 4 — легкой широкой; 5 — средней широкой

Долговечность подшипников из-за ее степенной зависимости от динамической грузоподъемности возрастает с переходом на более тяжелые серии более существенно.

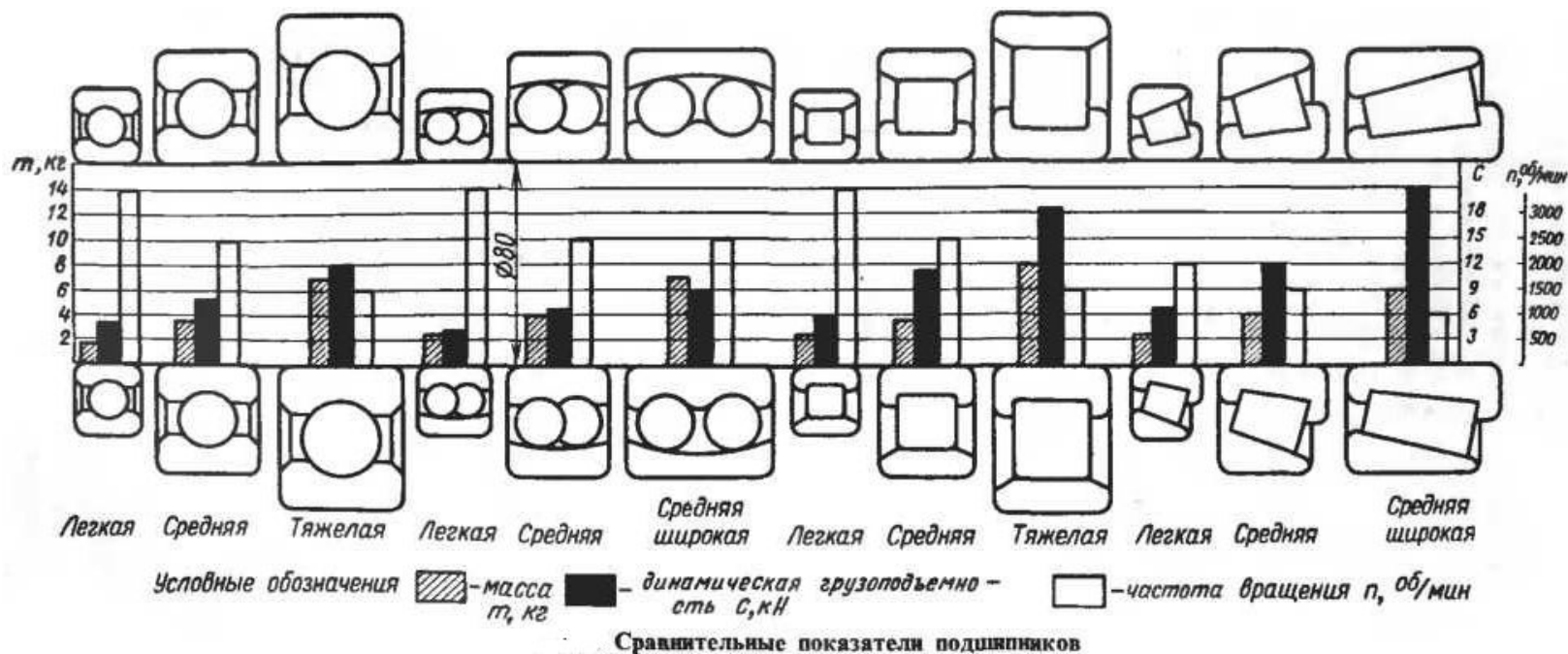
Согласно

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha} \frac{10^6}{60n}$$

долговечность при $n = \text{const}$ и $P = \text{const}$ пропорциональна C^{α} .

Относительная долговечность подшипников			
Подшипники	Серия		
	лег- кая	сред- няя	тяже- лая
Шариковые	1	4	15
Роликовые	4	25	150

При выборе серии, помимо несущей способности, следует учитывать габариты, массу и быстроходность подшипника.



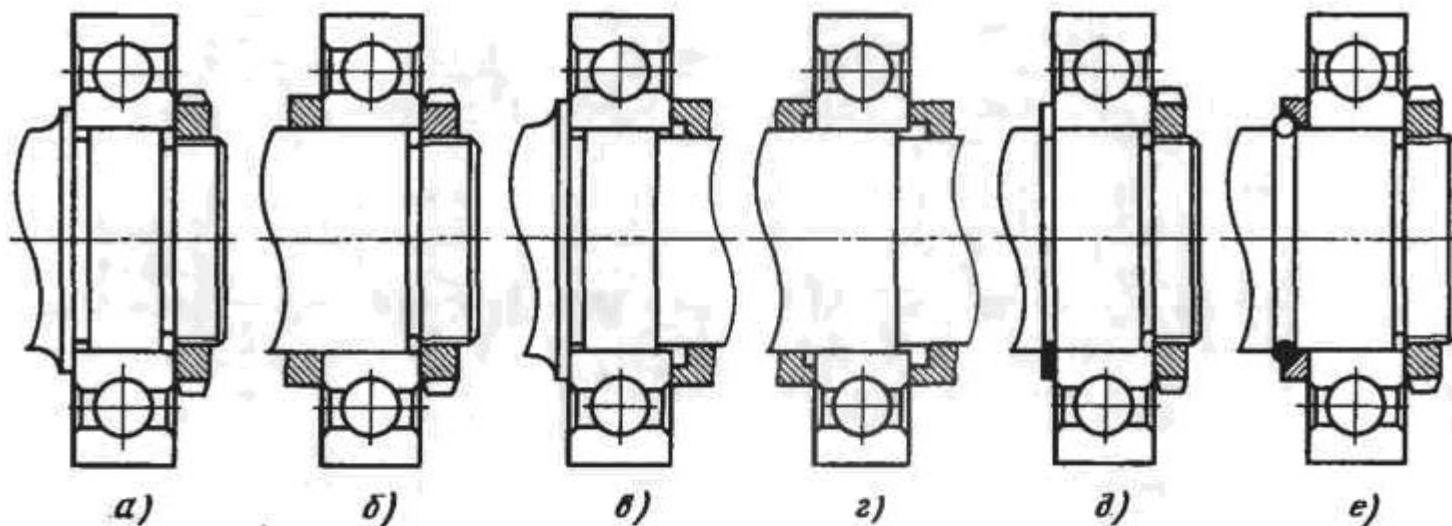
Чаще всего применяют подшипники легких и средних серий, предпочитая в необходимых случаях повышать динамическую грузоподъемность путем увеличения диаметра вала, что является столь же эффективным средством повышения несущей способности и долговечности, как и утяжеление серии. Этот способ соответствует современной тенденции применения в силовых узлах пустотелых валов увеличенного диаметра как средства повышения прочности и жесткости и уменьшения массы конструкции.

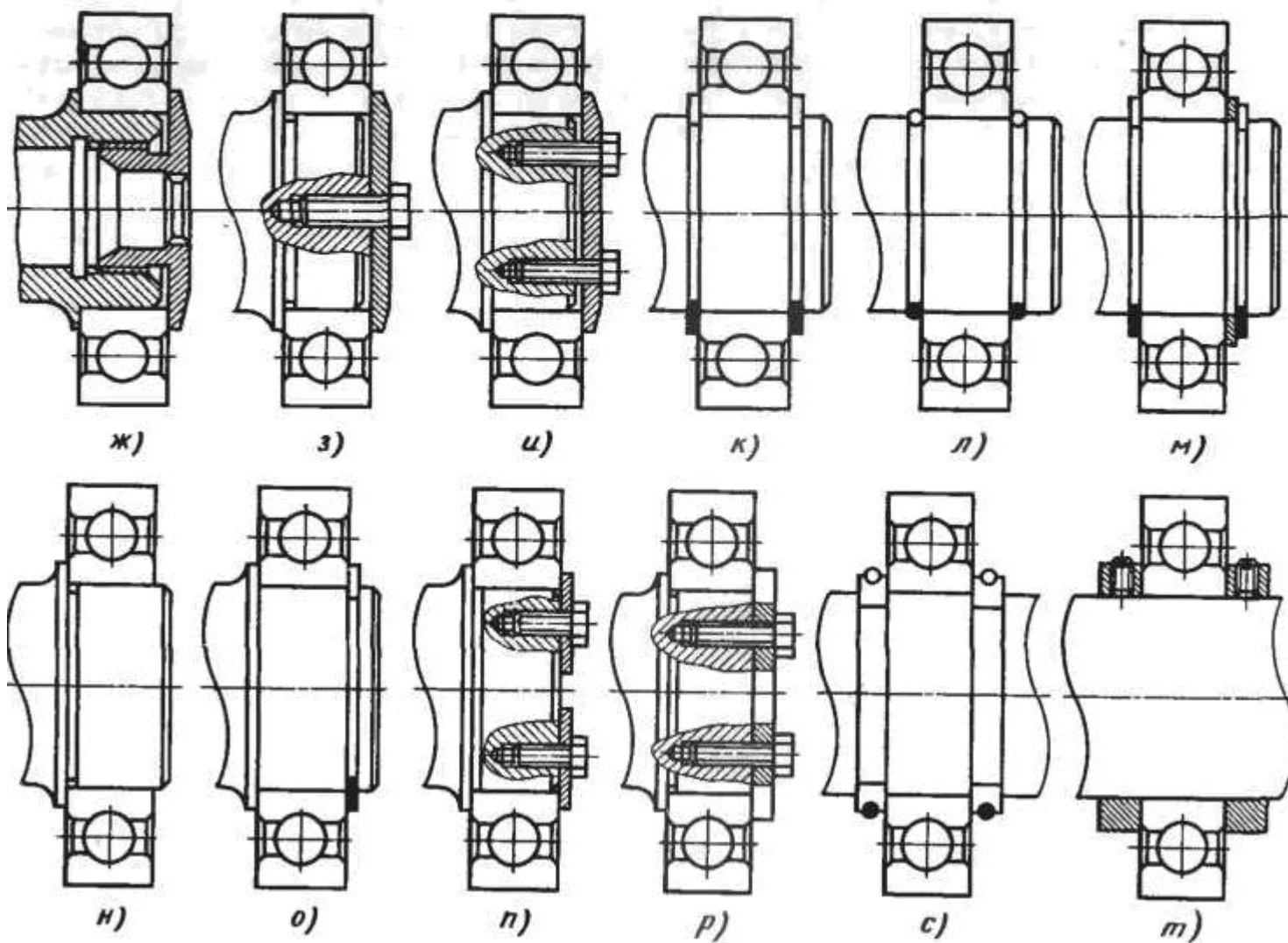
Подшипники тяжелых серий используют в тихоходных узлах, подвергающихся действию особо высоких нагрузок. Целесообразно применять их также в концевых установках массивных валов, где диаметр цапф без ущерба для прочности можно сделать значительно меньше диаметра рабочей части вала и таким образом уменьшить габариты подшипникового узла.

Долговечность и несущая способность подшипников очень сильно зависят от конструкции узла, правильности установки подшипников, жесткости вала и корпуса, величины натягов на посадочных поверхностях и, особенно, от условий смазки. Подшипники в правильно сконструированных узлах при целесообразном предварительном натяге нередко работают в течение срока, во много раз превосходящего расчетный. С другой стороны, высокое значение динамической грузоподъемности не является гарантией надежности. Такие подшипники могут быстро выйти из строя вследствие ошибок установки (перетяжка подшипников, перекос осей, недостаточная или избыточная смазка).

4. КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛАХ

Основным способом крепления подшипников на валу является затяжка внутренней обоймы подшипников гайкой. Такое крепление обеспечивает точную осевую фиксацию подшипника, надежно страхует от проворота внутренней обоймы на валу и позволяет устанавливать подшипник на вал с небольшим натягом без опасности смятия и разбивания посадочной поверхности вала





Крепление подшипников на валах

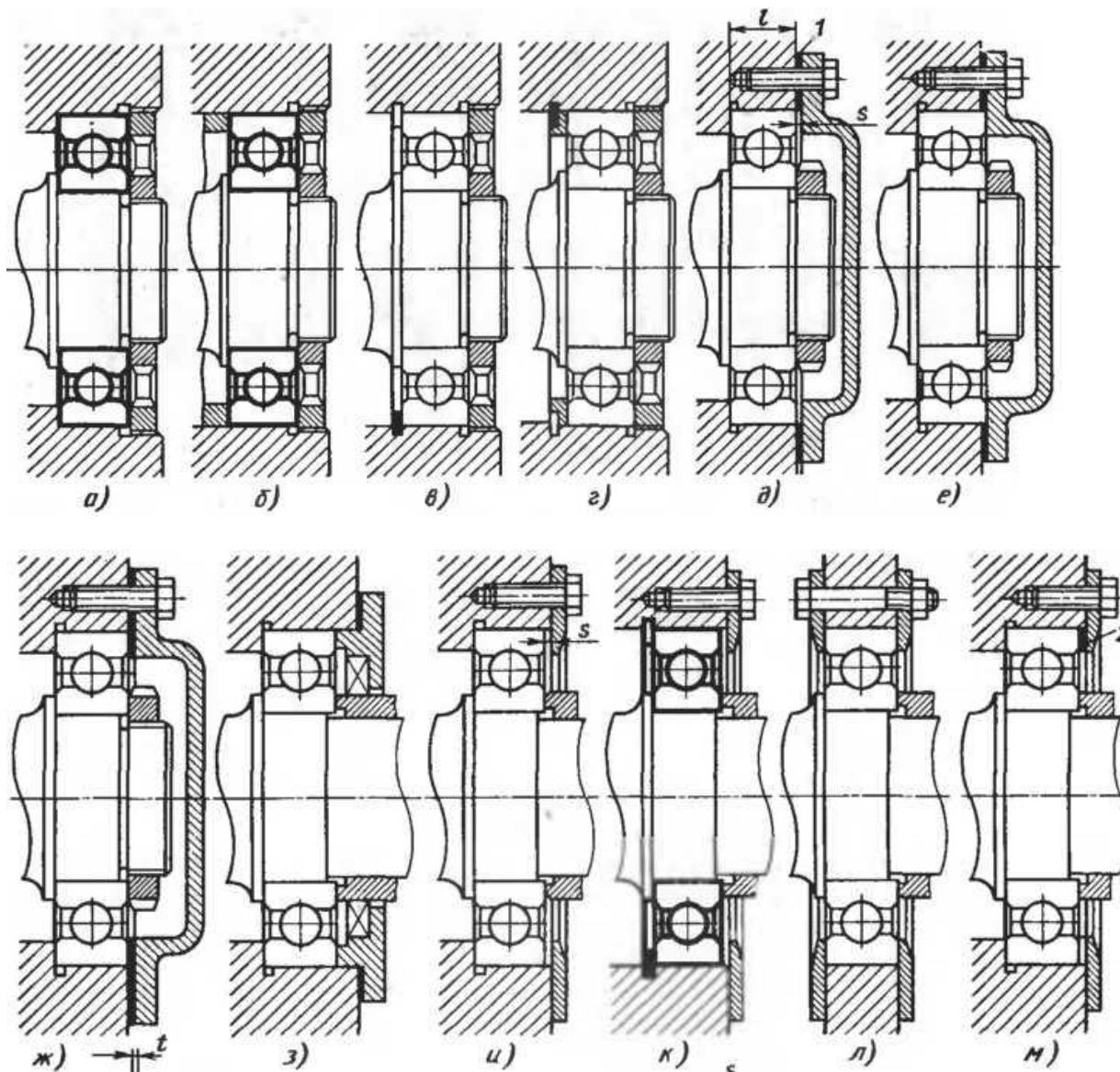
Установка подшипников с коническим посадочным отверстием

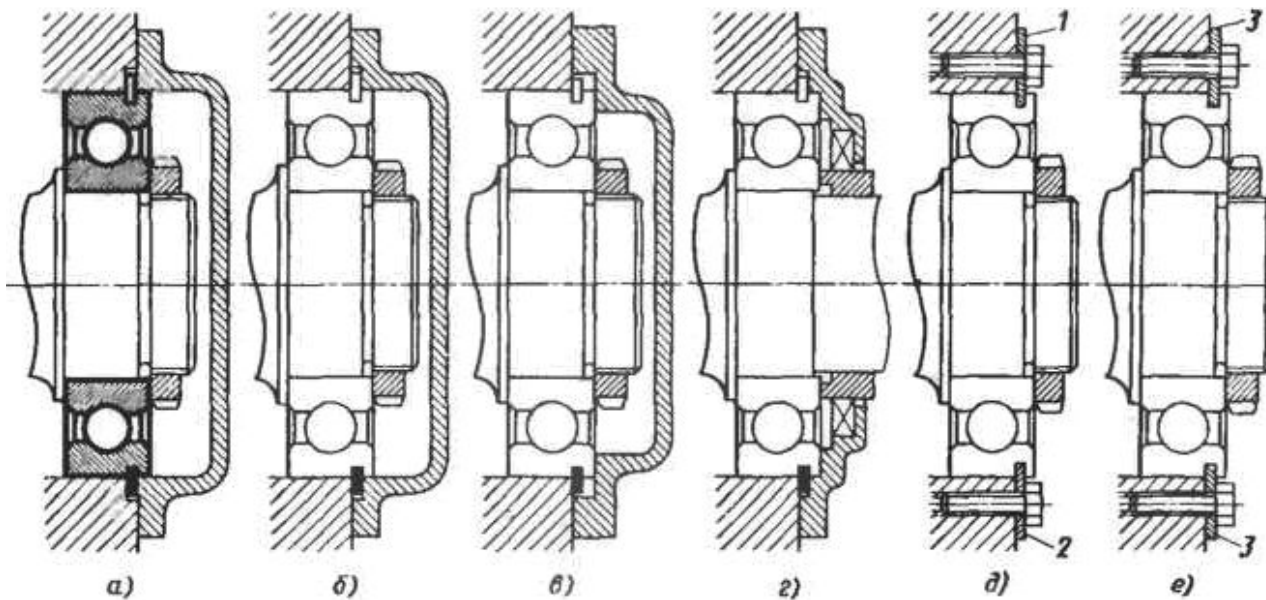
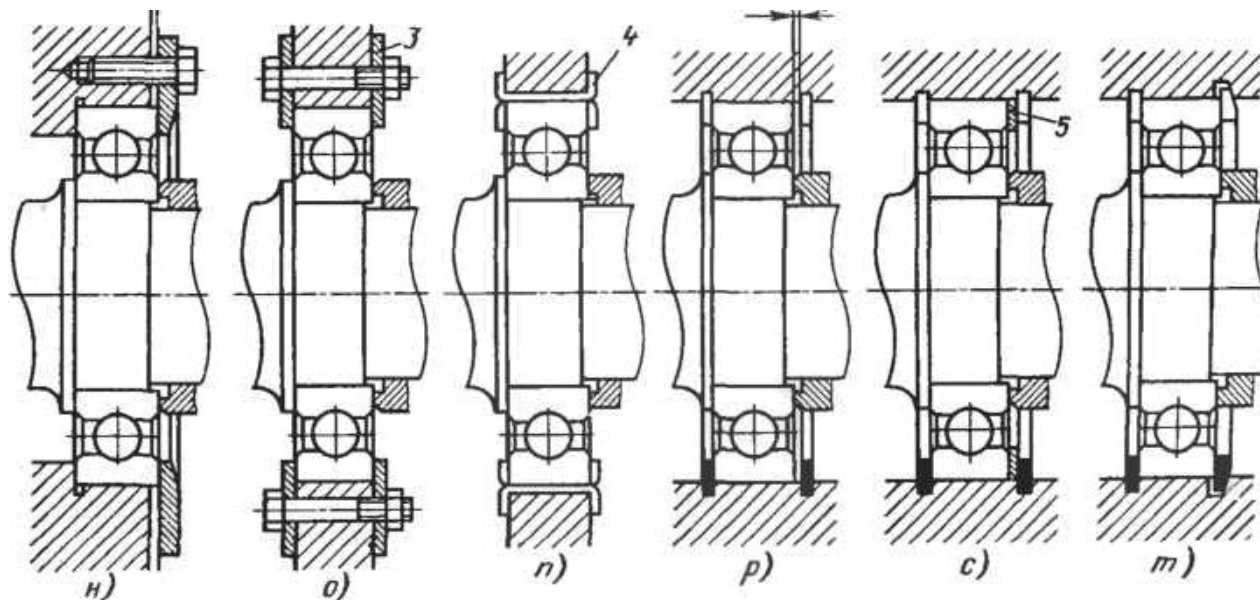
Промышленность выпускает подшипники с коническим внутренним отверстием для установки на гладких валах с помощью разрезной закрепительной втулки с конической наружной и цилиндрической внутренней поверхностями (рис., а). Подшипник затягивают на втулке гайкой, благодаря чему создается необходимый для фиксации подшипника натяг между внутренней поверхностью подшипника, с одной стороны, и закрепительной втулкой и валом — с другой.

Подшипники этого типа имеют следующие недостатки:

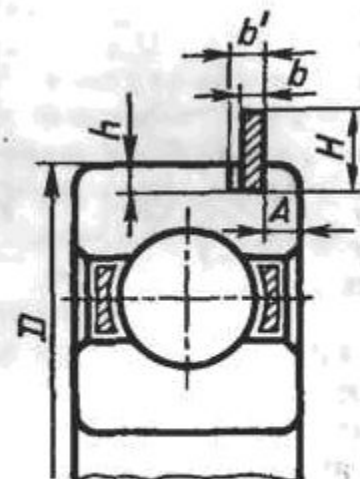
- ухудшается центрование вала из-за добавочной посадочной поверхности;
- возможна перетяжка подшипника, вызывающая уменьшение зазора между телами качения и обоймами; сильная перетяжка может привести к заклиниванию тел качения;
- положение подшипника на валу при затяжке меняется в результате упругой деформации обоймы, а при повторных затяжках — в результате смятия опорных поверхностей;
- подшипники не могут выдерживать сколько-нибудь значительные осевые силы, направленные в сторону большего диаметра конуса, поскольку они вызывают защемление тел качения.

УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ В КОРПУСАХ



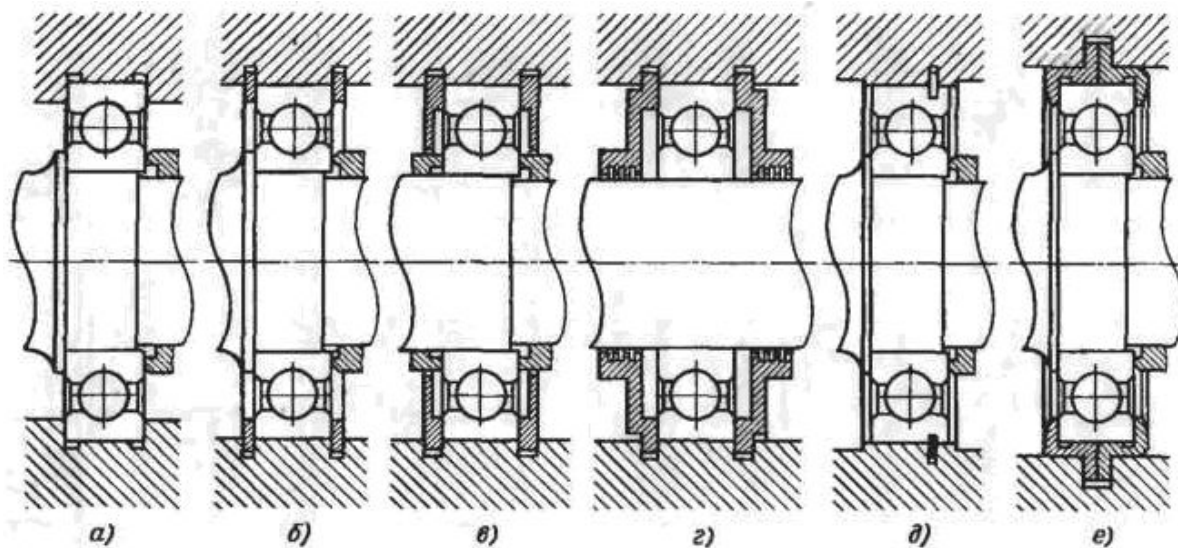


Крепление подшипников с помощью разрезных пружинных колец

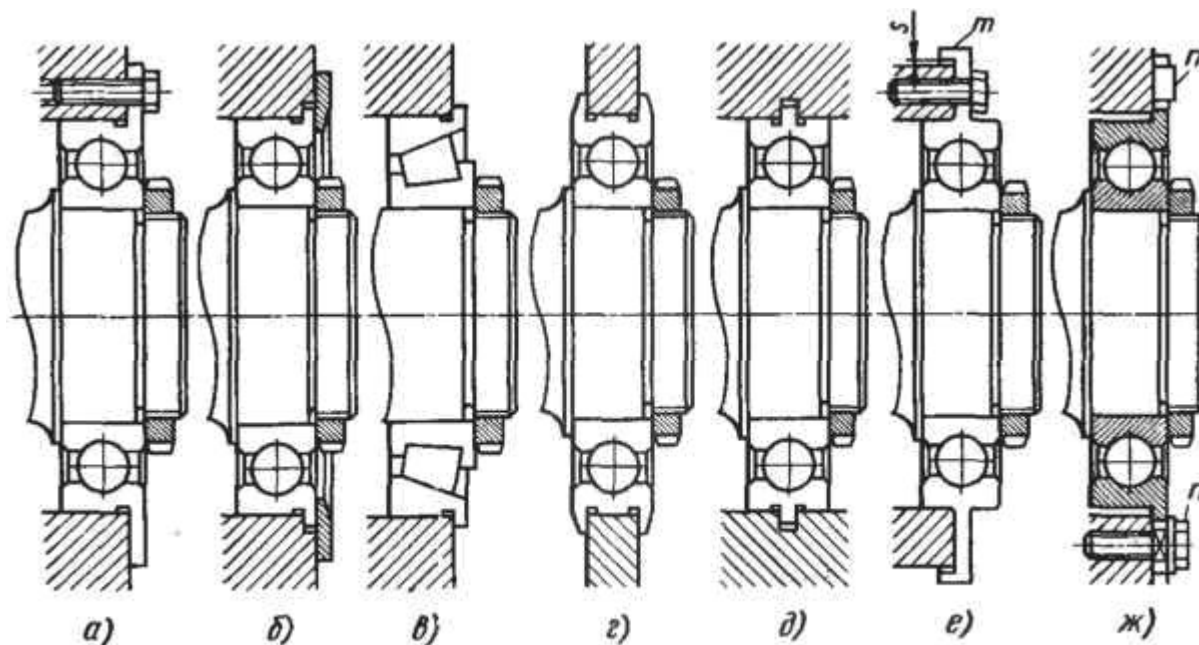


Размеры канавок

$$\begin{aligned}
 H &= (0,05 - 0,1)D; \\
 b &= 0,3 H; \\
 A &= (0,03 - 0,06) D; \\
 h &= 0,3H; \\
 b' &= b + (0,1 - 0,15).
 \end{aligned}$$



Установка подшипников в разъемных корпусах

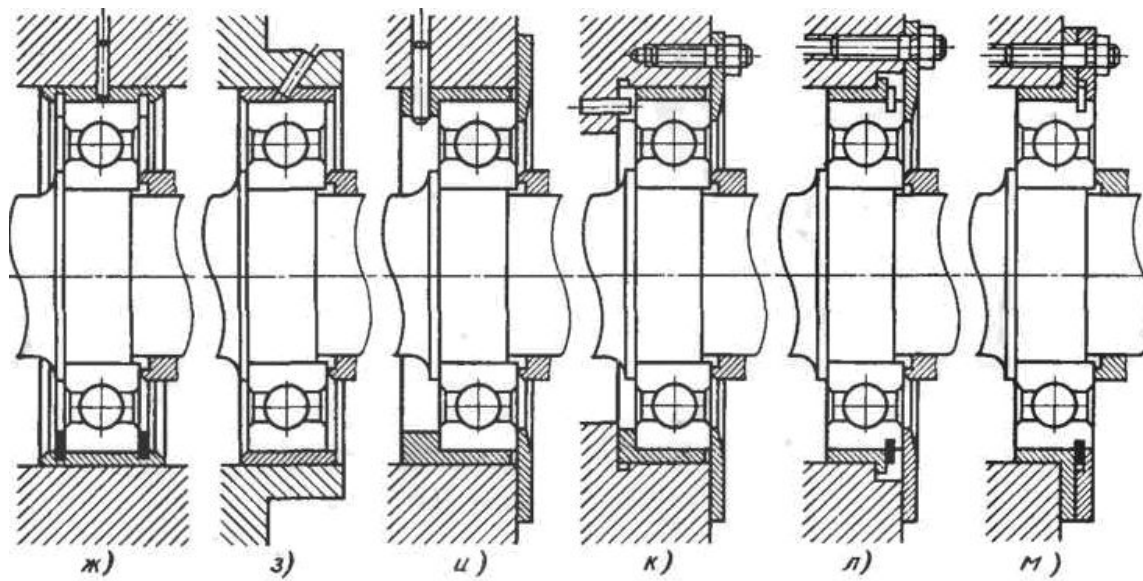
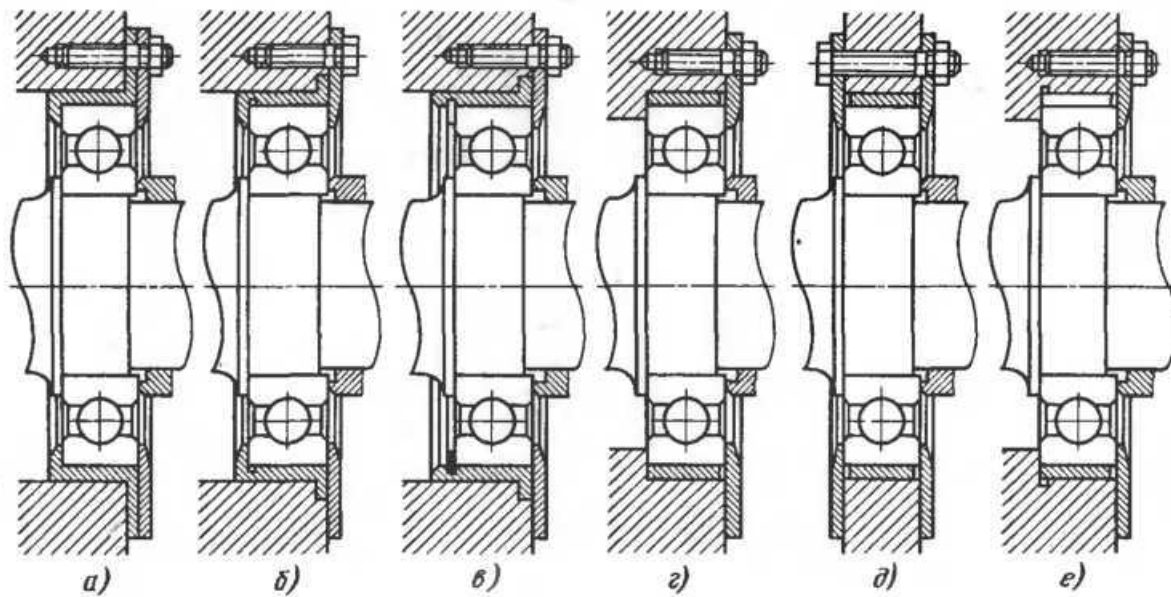


Особые виды крепления

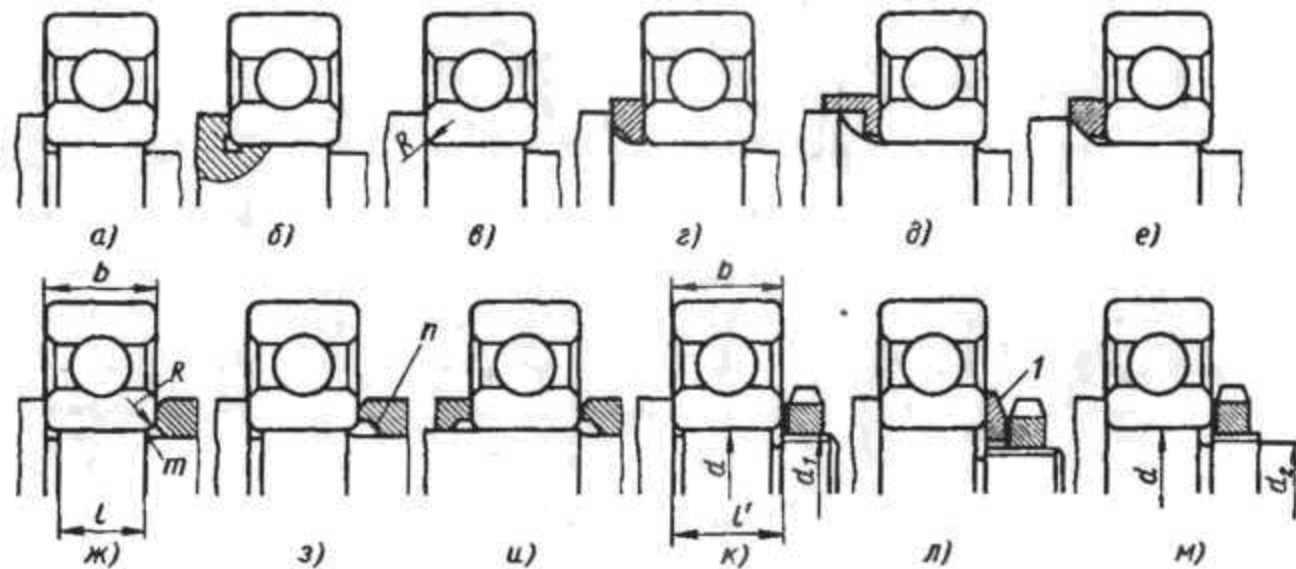
УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ НА ПЕРЕХОДНЫХ ГИЛЬЗАХ

В корпусах из легких сплавов подшипники качения устанавливают, как правило, на переходных гильзах для предупреждения смятия и разбивания опорных поверхностей, а также наволакивания мягкого металла корпуса на наружную поверхность подшипника при проворачивании наружной обоймы подшипника. При установке подшипников непосредственно в отверстия корпуса прослабление отверстия при растачивании может вывести в брак дорогостоящую отливку корпуса, притом на окончательных стадиях механической обработки. Поэтому иногда устанавливают подшипники на гильзах и в чугунных корпусах, за исключением случаев, когда отверстия под подшипники растачиваются по настроенной операции, по кондукторам или на агрегатных станках, когда прослабление отверстий практически исключено.

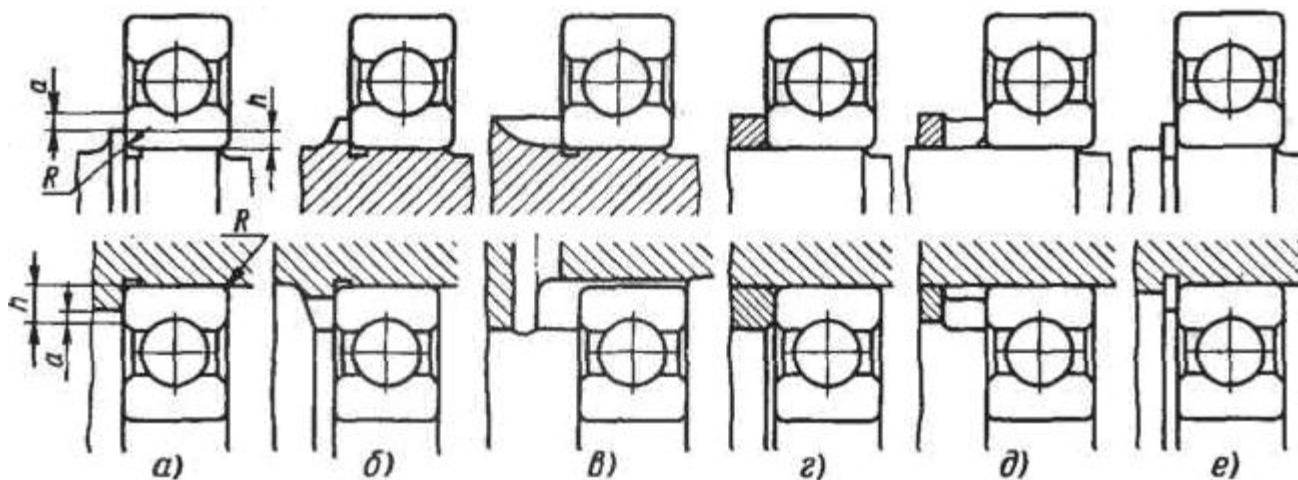
Гильзы обычно делают из углеродистой нормализованной стали. Толщина стенок гильз в среднем $s = 2 + 0,0150 (D)$ (D — наружный диаметр подшипника, мм); посадки в корпус H7/js6, H7/k6, H7/m6. Соосность наружной и внутренней поверхностей гильз обеспечивают жесткими допусками на разностенность. При установке по посадке с натягом обязательна чистовая расточка отверстий гильз после запрессовки.



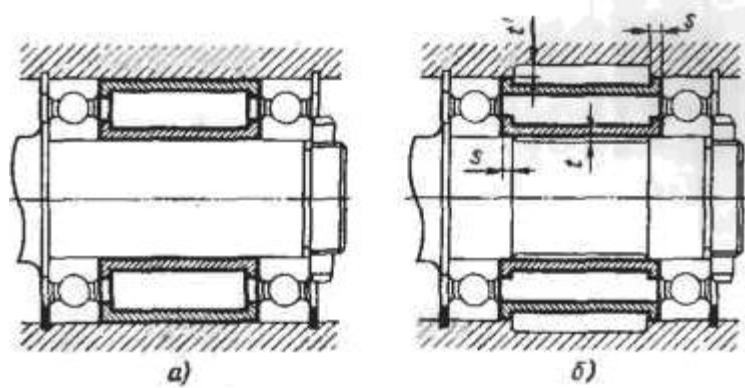
Установка подшипников в гильзах



Крепление подшипников на налах



Высота упорных буртиков



Установка дистанционных втулок

Дистанционные втулки, применяемые для стяжки подшипников в парных установках, должны быть во избежание перекоса центрированы.

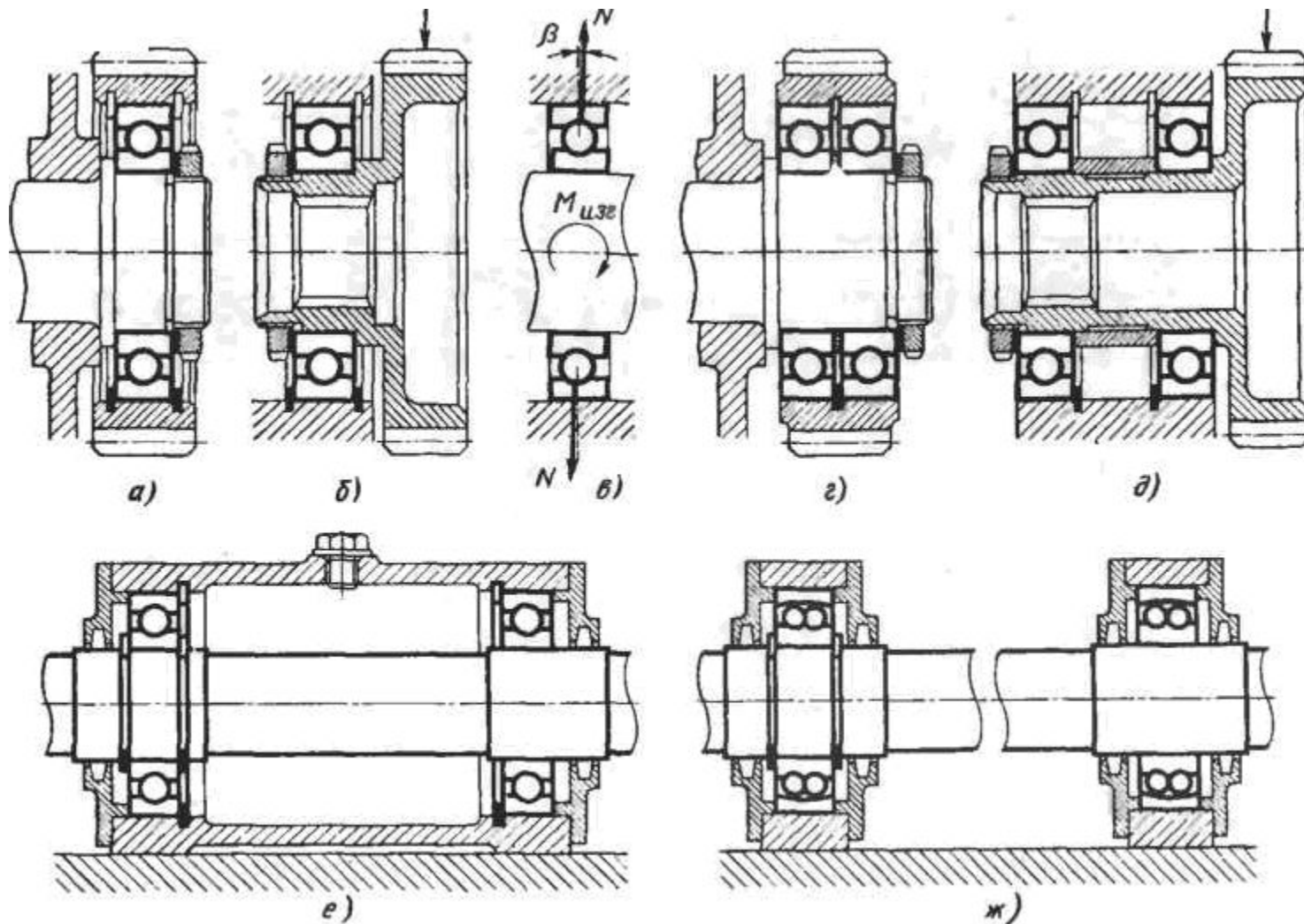
Показанный на рис. , а способ центрирования по всей поверхности вала и корпуса технологически невыгоден, так как при этом необходима точная обработка вала и корпуса на всем участке расположения дистанционных втулок.

Поверхности, не нуждающиеся в точной обработке, целесообразно располагать ниже посадочных поверхностей на величину t , удлиняя последние на расстояние $s = 4-5$ мм (вид б), достаточное для центрирования.

Величину t для обрабатываемых поверхностей делают равной нескольким десятым миллиметра. Для черных (необработанных) литых поверхностей корпусов размер t' устанавливают в пределах 4—5 мм.

Дистанционные втулки центрируют обычно по посадкам Н8, Н9.

УСТАНОВКА РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ



Установка шариковых подшипников

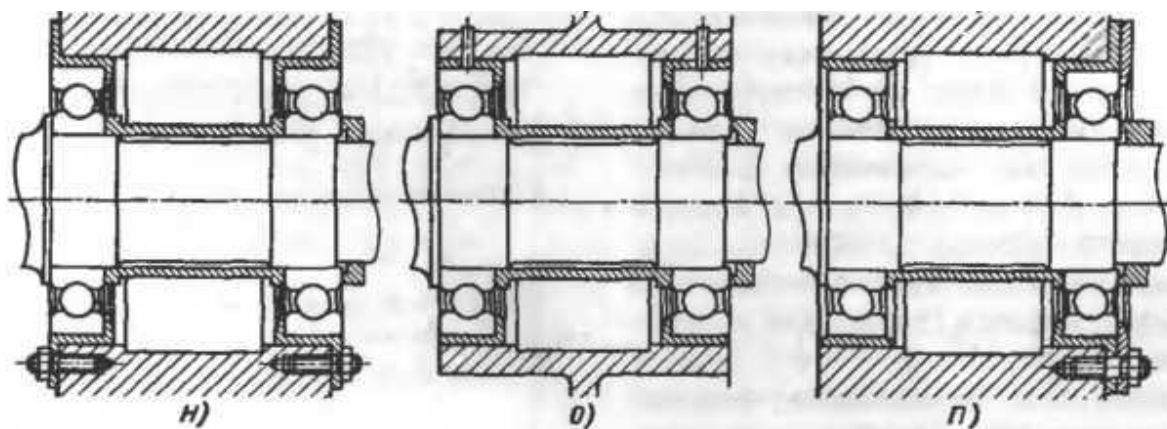
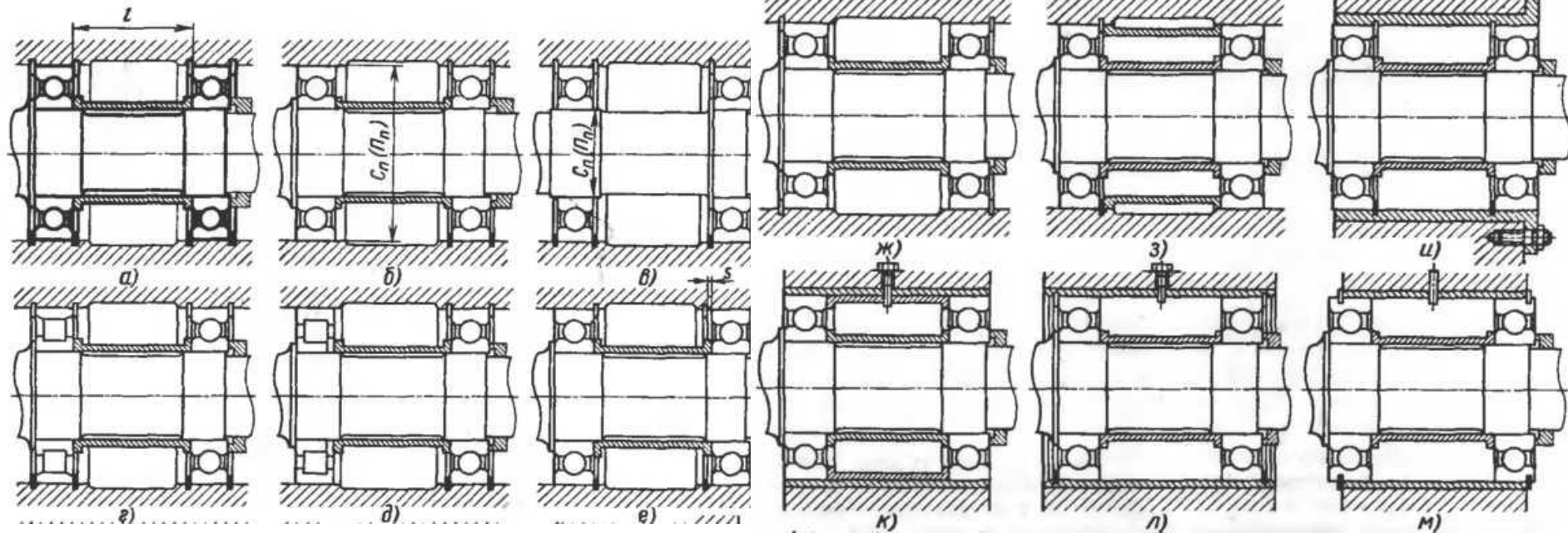


Рис. 775. Парные установки шариковых подшипников

5. ПОСАДКИ

Подшипники качения устанавливают на валу по системе отверстия, а в корпусе — по системе вала. При назначении посадок необходимо учитывать:

- тип подшипника;
- частоту вращения; нагрузку на подшипник (постоянная или переменная по значению и направлению, спокойная или ударная);
- жесткость вала и корпуса;
- характер температурных деформаций системы (увеличение или уменьшение плотности посадки при рабочих температурах);
- способ крепления подшипника (с затяжкой или без затяжки);
- удобство монтажа и демонтажа.

Как правило, посадки должны быть тем плотнее, чем тяжелее условия работы, т. е. чем больше нагрузка, диапазон ее колебаний, скорость изменения и степень ударности нагрузки. Посадки с натягом предупреждают проворачивание обойм на посадочных поверхностях, смятие, разбиение и фрикционную коррозию поверхностей.

Проворачивание обойм происходит в результате уменьшения трения между обоймой и посадочной поверхностью вследствие вибраций, сминания микронеровностей посадочных поверхностей под нагрузкой, а также расширения корпусов при нагреве. Однако большие натяги усложняют монтаж и демонтаж подшипников, увеличивают напряжения в обоймах и могут вызвать защемление тел качения и перегрев подшипника. Целесообразнее подвергать тяжелонагруженные обоймы осевой затяжке, которая исключает перенапряжение подшипников и облегчает их установку, освобождая от необходимости монтировать и демонтировать подшипники с приложением значительных сил; поэтому во всех случаях, когда допускает конструкция, следует вводить затяжку тяжелонагруженных обойм с применением посадок с минимальным зазором или переходных посадок, а посадки с натягами применять только в тех случаях, когда силовая затяжка неосуществима по конструктивным условиям.

Работоспособность тяжелонагруженных подшипниковых узлов можно также повысить увеличением твердости посадочных поверхностей. Валы следует термически обрабатывать на твердость $> \text{HRC } 35 - 40$. В тяжелонагруженных опорах валы подвергают цементации с закалкой или поверхностной закалке с нагревом ТВЧ до твердости $\text{HRC } 55 - 58$ с последующим упрочняющим накатыванием.

Для предупреждения фрикционной коррозии поверхность вала целесообразно покрывать медью, бронзой или латунью. В корпусах из мягких сплавов подшипники следует устанавливать в термически обработанных стальных гильзах. Большое значение имеют шероховатость и точность обработки посадочных поверхностей. Сминание микронеровностей, остающихся при обработке, вызывает быструю потерю первоначальных натягов и увеличение зазоров. При назначении отклонений и допусков формы и расположения поверхностей, а также шероховатости поверхностей валов и отверстий корпусов можно руководствоваться данными табл.

Рекомендуемые поля допусков для посадки подшипников		
Условия работы	Поля допусков для посадки подшипников класса точности	
	0 и 6	5 и 4

I. Вращается (относительно нагрузки) вал
Посадки внутренних колец подшипников на вал
 (нагружение колец циркуляционное)

Особо тяжелые и тяжелые нагрузки (ударные нагрузки)	p6	p5	В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
Тяжелые нагрузки; работа с толчками и ударами	m6	m5	В основном для роликоподшипников и крупных шарикоподшипников
Средние нагрузки, тяжелые нагрузки в условиях необходимости частого ремонта	k6	k5	Для подшипников всех типов; основная посадка в машиностроении
Легкие нагрузки и высокие частоты вращения, требования легкого ремонта и регулировки	js6	js5	Для подшипников всех типов

*Посадки наружных колец подшипников в корпус
(нагружение колец местное)*

Тяжелые нагрузки	K7	K6	Для роликоподшипников
Тяжелые и нормальные нагрузки. Большие частоты вращения	J _s 7	J _s 6	Для роликоподшипников
Нормальные и легкие нагрузки, в частности при необходимости осевых перемещений для регулирования радиально-упорных подшипников	H7	H6	Основная посадка в машиностроении
Нормальные и легкие нагрузки. Малые частоты вращения (до 200 мин ⁻¹)	H9	H8	В основном для разъемных корпусов

II. Вращается (относительно нагрузки) корпус

*Посадки внутренних колец подшипников на вал
(нагружение колец местное)*

Тяжелые нагрузки	j _s 6	j _s 5	В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
Тяжелые и нормальные нагрузки, в частности при необходимости регулирования зазоров осевым перемещением внутреннего кольца	h6	h5	Основная посадка в машиностроении
Нормальные и легкие нагрузки	g6	g5	Для подшипников всех типов при невысоких требованиях к точности
Легкие нагрузки	f6	f5	Для подшипников всех типов

*Посадки наружных колец подшипников в корпус
(нагружение колец циркуляционное)*

Тяжелые и нормальные нагрузки. Работа с толчками и ударами	P7	P6	В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
Тяжелые нагрузки в условиях необходимости облегченного перемонтажа	N7	N6	В основном для роликоподшипников
Нормальные и легкие нагрузки, необходимость облегченного перемонтажа	M7	M6	Для подшипников всех типов при повышенных требованиях к точности
Большие частоты вращения. Необходимо дополнительное крепление от проворота	K7	K6	Для подшипников всех типов

48. Торцовое биение заплечиков, мкм (не более)

Номинальные диаметры посадочных мест валов и отверстий, мм	Класс точности подшипников							
	0	6	5	4	0	6	5	4
	Валы				Отверстия корпусов (стаканов)			
До 50	20	10	7	4	40	20	13	8
Св. 50 до 80	25	12	8	6	40	20	13	8
» 80 » 120	25	12	8	6	45	22	15	9
» 120 » 150	30	15	10	8	50	25	18	10
» 150 » 180	30	15	10	8	60	30	20	12
» 180 » 250	30	15	10	8	70	35	22	15
» 250 » 315	35	17	12	9	80	40	25	17
» 315 » 400	40	20	13	10	90	45	30	20
» 400 » 500	40	25	15	12	100	50	35	25

49. Допуски формы поверхностей валов и отверстий корпусов (не более)

Класс точности подшипников	Допуск круглости	Допуск цилиндричности
0; 6	Половина допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	Половина допуска на диаметр посадочной поверхности на длине этой поверхности
5; 4	Четверть допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	Четверть допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности

50. Шероховатость поверхностей посадки подшипников R_z , мкм

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников			
	0; 6	5; 4	0; 6	5; 4
	Параметры шероховатости при диаметре			
	до 80 мм		80—500 мм	
Валов	1,25	0,63	2,5	1,25
Отверстий корпусов (стаканов)	1,25	0,63	2,5	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов (стаканов)	2,5	1,25	2,5	1,25