

Министерство образования и науки Самарской области

государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение
Самарской области «Усольский сельскохозяйственный техникум»

Дисциплина ОПД 02 Техническая механика

Курс 2 группа 21 м

Преподаватель Евдокимов В.Н evdokimov412@yandex.ru

Урок № 113-114 Дата 12.05.2020 г

Тема: Подбор подшипников качения

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчёт. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполниться условие прочности, тогда потребуется выбрать другой подшипник и повторить проверочный расчёт.

Во избежание многочисленных "проб и ошибок" можно предложить методику выбора подшипников, построенную по принципу проектировочного расчёта, когда известны нагрузки, задана требуемая долговечность, а в результате определяется конкретный типоразмер подшипника из каталога.

При проектировании подшипники качения подбирают по каталогу, учитывая следующие факторы:

- диаметр d цапфы вала;
- значение и направление нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная);
- характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная);
- частоту вращения кольца подшипника;
- требуемую долговечность (срок службы, выраженный в часах или миллионах оборотов);
- окружающую среду (температуру, влажность, кислотность и т.п.);
- особые требования, обусловленные конструкцией узла машины или механизма (необходимость самоустанавливаемости подшипника в опоре с целью компенсации перекосов вала или корпуса, обеспечение перемещения вала в осевом направлении и т.п.).

Подбор подшипников практически сводится к следующей схеме:

1. Исходные данные для выбора подшипников следующие:

- расчетная схема вала с нагрузками, известными по величине и направлению;
- частота вращения вала;
- диаметры ступеней вала для установки подшипников;
- эксплуатационные режимы работы подшипниковых узлов.

2. По назначению узла выбирают тип подшипника. Так, например, если на подшипник действует только радиальная нагрузка, то можно выбирать любой радиальный подшипник. Если подшипник находится под действием комбинированной нагрузки (значительной осевой и радиальной), то применяют радиально-упорные подшипники типов 6 и 7. Если же осевая нагрузка больше радиальной, то устанавливают упорный

подшипник в комбинации с радиальным или упорно-радиальный подшипник. При действии одной осевой нагрузки устанавливают упорные подшипники типов 8 и 9.

3. выбор типа подшипника по каталогу и выписывание следующих данных:

- C и C_0 - для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha=12^\circ$;

- C - для радиальных роликоподшипников;

- C , X , Y , e - для роликовых радиально-упорных и шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha>18^\circ$;

4. определение реакций опор подшипников по расчетной схеме вала;

5. нахождение осевых составляющих реакций от радиальных нагрузок для радиально-упорных подшипников;

6. определение результирующих осевых нагрузок;

7. расчет отношения осевой нагрузки к радиальной $F_a/(VF_r)$; нахождение коэффициента осевого нагружения e и коэффициентов X и Y радиальной и осевой нагрузок. Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha=12^\circ$ предварительное нахождение отношения осевой нагрузки к статической грузоподъемности F_a/C_0 ;

8. определение эквивалентной нагрузки рассчитываемого подшипника;

9. Основным критерием для выбора подшипника служит его динамическая грузоподъемность. Если подшипник воспринимает нагрузку в неподвижном состоянии или его вращающееся кольцо имеет частоту вращения не более 1 об/мин, то подшипник выбирают по статической грузоподъемности без проверки его долговечности.

Грузоподъемность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъемности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъемности C . Величина грузоподъемности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

10. расчет долговечности подшипника.

При несогласовании долговечности подшипника с требуемой следует перейти к более тяжелой серии или другому типу подшипника без изменения диаметра вала.

Для окончательно выбранного подшипника - выписать из каталога значения его размеров и определить расстояния между опорами.

Расчет по динамической грузоподъемности подшипников качения

Методы расчета динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности подшипников качения устанавливаются ГОСТ 18855-82.

Подшипники качения не могут служить бесконечно долго, даже если они достаточно хорошо предохранены от износа и коррозии. Критерием работоспособности в этих случаях является усталостное выкрашивание поверхностных слоев. Кривая усталости для подшипников имеет вид гиперболы (рис 17.9) и описывается уравнением

$$\sigma_H^x N = const,$$

где $x=9$ – для шариковых подшипников; $x=10$ – для роликовых подшипников.

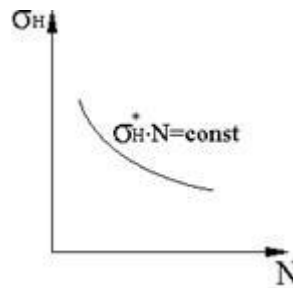


Рис.17.9

На основе больших экспериментальных данных установлена зависимость между эквивалентной динамической нагрузкой P_3 для подшипника и его динамической грузоподъемностью C

$$L = \left(\frac{C}{P_3}\right)^n, \quad (6.8)$$

где L – долговечность подшипника в миллионах оборотов; $n=3$ – для шарикоподшипников; $n=10/3$ – для роликоподшипников.

Формула (6.8) справедлива при частоте вращения кольца $n > 10 \text{ мин}^{-1}$, но не превышающей предельной частоты вращения данного подшипника, приводимой в каталоге. При $n=1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет подшипника производится для $n=10 \text{ мин}^{-1}$.

Эквивалентной динамической нагрузкой P_3 для радиальных и радиально-упорных подшипников качения называется такая постоянная радиальная нагрузка, которая при действии на подшипник с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает ту же долговечность, которую данный подшипник имеет при действительных условиях нагружения и вращения.

Динамической грузоподъемностью C радиального и радиально-упорного подшипника качения называется такая постоянная радиальная нагрузка, которую группа идентичных подшипников при неподвижном наружном кольце сможет выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 миллион оборотов внутреннего кольца. При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по каталогу.

При расчете подшипников принято за расчетный или гарантированный ресурс принимать такое число часов работы, которое выдерживает 90% всех подшипников, то есть 10% подобранных по существующим нормам подшипников могут простоять в машине меньше требуемого срока. Однако средний ресурс в 3...5 раз превышает расчетный, а максимальный ещё в несколько раз превышает средний. Фактически выбраковывается значительно меньше подшипников, так как большинство подшипников в машинах недогружены.

Условие для выбора подшипников качения:

$$C_r \leq [C_r], \quad (7)$$

где C_r — требуемая динамическая грузоподъемность, Н; $[C_r]$ — табличное (каталожное паспортное) значение динамической грузоподъемности подшипника выбранного типоразмера, Н.

Требуемое значение динамической грузоподъемности определяют по формулам:

$$C_r = P_3 \left(\frac{60nL_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{1/\alpha}, \quad (8)$$

где P_3 — приведенная (эквивалентная) нагрузка (должна быть подставлена в тех же единицах, что и параметр Q); L — требуемая долговечность вращающегося подшипника, млн. об., (принимается 0,5-30 000 млн. об.); L_h — то же, ч; α — коэффициент, зависящий от характера кривой усталости (для шариковых подшипников $\alpha=3,0$; для роликовых $\alpha=10/3$); n — частота вращения кольца, об/мин; a_1 — коэффициент надежности, $a_1 \approx 1$ (безотказная работа); a_{23} — коэффициент качества, обычно $a_{23}=0,7 \div 0,8$ (шариковые), $a_{23}=0,6 \div 0,7$ (роликовые конические).

Подшипники качения часто подвергаются совместному действию радиальной и осевой нагрузок; нагрузка может быть постоянной или сопровождаться толчками и ударами; вращаться может внутреннее или наружное кольцо; температура может быть нормальной, повышенной или пониженной. Все эти факторы влияют на работоспособность подшипников и должны учитываться при выборе приведенной нагрузки.

Приведенную (эквивалентную) динамическую нагрузку P_3 вычисляют по формуле

$$P_3 = (XVF_r + YF_a)K_0K_T \quad (9)$$

где X — коэффициент радиальной нагрузки; Y — коэффициент осевой нагрузки; V — коэффициент вращения (при вращении относительно вектора нагрузки внутреннего кольца $V=1$, наружного кольца $V=1,2$); F_r, F_a — радиальная и осевая нагрузки, Н; K_0 — коэффициент безопасности, учитывающий динамичность нагрузки (см. таблицу 5); K_T — температурный коэффициент, вводимый только при повышенной рабочей температуре $t > 100$ °С для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей (при t до 100 °С, $K_T = 1$; при t до 120 °С, $K_T = 1,05$; при t до 150 °С, $K_T = 1,1$; при t до 200 °С, $K_T = 1,25$, см. таблицу 6).

Расчетная зависимость приведенной нагрузки от радиальной F_r и осевой F_a нагрузок принята в простой форме, аппроксимирующей действительную сложную зависимость. Из-за радиального зазора в подшипнике при отсутствии осевой нагрузки имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. С увеличением осевой нагрузки при постоянной радиальной происходит выборка зазора, увеличивается рабочая дуга в подшипнике и нагрузка на тела качения распределяется более равномерно. До некоторого значения $F_a/(V \cdot F_r) = e$ (e — вспомогательный коэффициент, указанный в каталоге) это компенсирует увеличение общей нагрузки на подшипник с ростом осевой нагрузки F_a .

Расчет P_3 по формуле (9) для цилиндрических подшипников $F_a = 0, X = 1$; для упорных подшипников $F_r = 0, Y = 1$; для шариковых радиальных, радиально-упорных и конических роликовых подшипников $X = 1, Y = 0$, если $F_a/(V \cdot F_r) < e$, где e — вспомогательный коэффициент, указанный в каталоге в зависимости от отношения осевой нагрузки F_a к статической грузоподъемности подшипника C_0 , то расчет ведется только по радиальной нагрузке, т.е. принимают $X = 1$ и $Y = 0$. Если $F_a/(V \cdot F_r) > e$ — значения коэффициентов X и Y определяются по таблице 2.

Таблица 2. Значение коэффициентов радиальных и осевых нагрузок X и Y

α°	$\frac{F_a}{C_0}$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e	
		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) < e$		$F_a/(VF_r) > e$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028		1,99				1,99	0,22	
	0,056		1,71				1,71	0,26	
	0,084		1,55				1,55	0,28	
	0,110		1,45				1,45	0,30	
	0,170		1,31				1,31	0,34	
	0,280		1,15				1,15	0,38	
	0,420		1,04				1,04	0,42	
	0,56		1,00				1,00	0,44	
12	0,014	0,45	1,81	1,0	1,39	0,74	2,08	0,30	
	0,028		1,62				1,84	2,63	0,34
	0,056		1,46				1,69	2,37	0,37
	0,084		1,34				1,52	2,18	0,41
	0,11		1,22				1,39	1,98	0,45
	0,17		1,13				1,30	1,84	0,48
	0,28		1,04				1,20	1,69	0,52
	0,42		1,01				1,16	1,64	0,54
	0,56		1,00				1,16	1,62	0,54
26	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68	
36	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95	

Примечание. Коэффициенты X , Y , e для промежуточных отношений F_a/C_{0r} определяются интерполяцией.

При установке вала на двух радиальных или радиально-упорных подшипниках нерегулируемых типов внешнюю осевую нагрузку воспринимает один из них, причем в том направлении, в котором он ограничивает осевое перемещение вала. При определении осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники регулируемых типов следует учитывать осевую силу S , возникающую под действием радиальной нагрузки из-за наклона контактных линий, которая представляет собой минимальную осевую силу, действующую на радиально-упорный регулируемый подшипник при заданной радиальной нагрузке. Для нормальной работы подшипника должно выполняться условие

$$F_a \geq S,$$

где $S = eF_r$ – для шарикоподшипников; $S = 0,83eF_r$ – для роликоподшипников.

Таким образом, расчетная осевая нагрузка на подшипник складывается из внешней нагрузки на вал и осевой составляющей от другого радиально-упорного подшипника на вал.

Рассмотрим схематично вал, нагруженный радиальной силой F_r и осевой нагрузкой F_A (рис. 18). Условие равновесия вала

$$F_A + F_{a1} - F_{a2} = 0, \quad (9.1)$$

где F_{a1} и F_{a2} – осевые реакции на подшипниках

Дополнительные условия $F_{a1} \geq S_1$ и $F_{a2} \geq S_2$.

Для нахождения решения в одной из опор осевая реакция принимается равной минимальной, то есть $F_a = S$.

Задаемся $F_{a1} = S_1$, тогда из (9.1) $F_A + S_1 - F_{a2} = 0$ или $F_A + S_1 = F_{a2}$. Осевая сила найдена правильно, если $F_{a2} \geq S_2$. Для случая, когда $F_{a2} < S_2$, следует принять $F_{a2} = S_2$, тогда $F_A + F_{a1} - S_2 = 0$ и $F_{a1} = S_2 + F_A$.

Причем условие $F_{a1} \geq S_1$ будет обязательно выполнено.

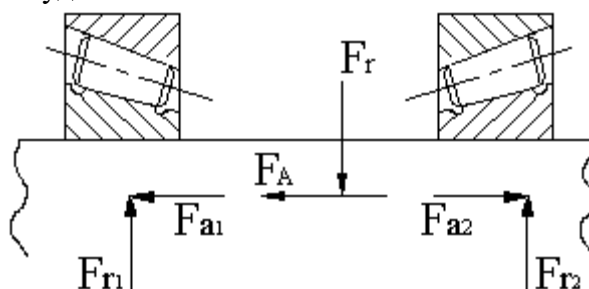


Рис.18

Динамическую грузоподъемность можно повысить:

- 1) применением бомбинированных роликов в цилиндрических и конических роликоподшипниках;
- 2) применением подшипников более высоких классов точности;
- 3) применением особо чистых подшипниковых сталей;
- 4) применением оптимальных условий смазки.

Расчет по статической грузоподъемности подшипников качения

Методы расчета статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки подшипников качения устанавливаются ГОСТ 18854-82.

Подшипники грузовых крюков, домкратов, нажимных устройств прокатных станков и других машин периодически подвержены нагрузкам при очень медленном вращении. «Невращающиеся» подшипники рассчитывают только по статической грузоподъемности.

У подшипников, работающих при резко переменной нагрузке, при вращательном движении ($n > 10$ об/мин) следует проверять статическую грузоподъемность. Значительные перегрузки могут вызвать неоднородную остаточную деформацию, которая приводит к нарушению плавности хода подшипника.

У подшипников, которые работают при малых числах оборотов и рассчитаны на небольшой срок службы, необходимо также проверять статическую грузоподъемность. Но в этих условиях рассчитанная по формуле долговечности допустимая нагрузка может превышать статическую грузоподъемность.

Для подшипников, работающих в режиме качательного движения, могут быть допущены большие нагрузки, чем статическая грузоподъемность подшипника. В этом случае остаточные деформации колец и тел качения могут превосходить значения, допустимые для подшипника, эксплуатирующегося при вращательном движении.

Под статической грузоподъемностью понимают такую нагрузку на «невращающийся» подшипник ($n < 1$ об/мин), под действием которой в нем не возникает остаточных деформаций, ощутимо влияющих на дальнейшую работу подшипника.

Условие для выбора подшипников:

$$P_{or} \leq C_{or}, \quad (10)$$

где P_{or} — эквивалентная (приведенная) статическая нагрузка; C_{or} — базовая (допускаемая) статическая радиальная грузоподъемность.

Под **допускаемой статической грузоподъемностью** понимается такая статическая нагрузка, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная $0,0001D$ диаметра тела качения. Значения C_{or} указаны в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Значение приведенной статической нагрузки для радиальных; и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяют:

$$P_{or} = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (11)$$

где X_o , Y_o — коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок (табл. 2); F_r — радиальная нагрузка; F_a — осевая нагрузка.

Список использованных источников

1. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. 3-е изд.: Высш. Шк., 1984.- 255 с., ил.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2. - 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559с.
3. <http://ifio.npi-tu.ru/>
4. <http://www.detalmach.ru/>

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие факторы учитывают при подборе подшипников качения?
2. Методика расчета по динамической грузоподъемности подшипников качения