Преподаватель: Пыльченкова Елена Ивановна

Эл.почта elenaokzt@yandex.ru

**Название файла** 16.12.20 г. Практическое занятие № 11

Подбор подшипников качения по динамической грузоподъемности

**Задание должно быть выполнено до 17.12.20 г.**

Задание выполнять исключительно в виде фотографий заданий, сделанных от руки на листах формата А4

**Краткие теоретические сведения**

Под динамической грузоподъемностью для радиальных и радиально-упорных подшипников понимают постоянную радиальную нагрузку, которую может выдержать группа идентичных подшипников с неподвижным наружным и вращающимся внутренним кольцом до возникновения усталостного разрушения рабочих поверхностей колец и тел качения в течение 1 млн. оборотов без появления повреждений не менее 90% из числа подшипников, подвергшихся испытаниям.

При проектировании подшипники качения не рассчитывают, а подбирают по каталогу в зависимости от диаметра вала; величины, направления и характера нагрузки; назначения узла; угловой скорости вращающегося кольца; требуемой долговечности подшипника.

Подбор подшипников практически сводится к следующей схеме:

- на основании эскизной компоновки составляют расчетную схему вала и определяют реакции опор подшипников;

- определяют результирующие осевые нагрузки подшипников;

- вычисляют отношение осевой нагрузки к радиальной Fа  / Fr;

- основным критерием для выбора подшипника служит его динамическая грузоподъемность С,

 С ≤ [С]; (1)

 где С – расчетная динамическая грузоподъемность, Н;

 [С] – допускаемая динамическая грузоподъемность, табличное (каталожное паспортное) значение в зависимости от типа подшипника.

Требуемое значение динамической грузоподъемности определяют по формулам:

 С= Pэ · L h 1/α , (2)

где $Pэ $- эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, Н;

 L h – ресурс работы узла, млн. об.;

 α – коэффициент, зависящий от характера кривой усталости (для шариковых подшипников α = 3,0; для роликовых α = 10/3).

 **Порядок выполнения**

1. Определить радиальные опорные реакции для каждой опоры.

 2. Выбрать схему расположения и тип подшипника исходя из условий работы, действующих нагрузок.

3. По посадочному диаметру вала выбрать конкретный подшипник по каталогу и выписать: d, D, C, Cо , X, Y, e.

4. Определить эквивалентную динамическую нагрузку на подшипники:

 Р = (X∙V∙Fr + Y∙Fa)∙KБ∙KT (3)

5. Определить расчетную долговечность наиболее нагруженного подшипника:

 Lh= ( С/Р )р∙106/(60∙n), час. (4)

и сравнить с требуемой долговечностью. Если Lh< Lh треб то можно:

1. Сменить подшипник на более тяжелую серию;
2. Сменить тип подшипника на более грузоподъемный;
3. Увеличить диаметр вала;
4. Предусмотреть меньший срок службы и замену подшипника.

Расчетную долговечность подшипника L h (в часах) определить по его динамической грузоподъемности С, указанной в каталоге на подшипники, и эквивалентной нагрузке Рэ . По физическому смыслу динамическая грузоподъемность эквивалентна радиальной нагрузке, которую подшипник может выдержать в течении базовой частоты вращения $10^{6}$ .

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников, радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников:

 Р э = ( X∙V∙Fr + Y∙Fa )∙KБ∙KT  (5)

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой статической нагрузки;

 V- коэффициент [вращения](https://isopromat.ru/teormeh/obzornyj-kurs/vrashenie-tverdogo-tela-vokrug-nepodvizhnoj-osi) кольца (V=1 при вращении внутреннего кольца, V=1,2 — при вращении наружного кольца);

 Fr и Fa — радиальная и осевая нагрузки на подшипник;

 КБ — коэффициент безопасности, учитывающий характер [внешних нагрузок](https://isopromat.ru/sopromat/obzornyj-kurs-teorii/vneshnie-nagruzki);
 Кт — температурный коэффициент.

Для подшипников роликовых конических однорядных е=1,5 tg а; коэффициенты Х=1 и Y=0; при Fa/V∙Fr ≤ e, Х=0,4 и Y$≈$0,4 сtg а при Fa/V∙Fr>e.

 Для подшипников шариковых однорядных значения X и Y приведены в таблице 3.

 Значения коэффициента безопасности КБ

Таблица 1

|  |  |
| --- | --- |
| Нагрузка | КБ |
| Спокойная без толчков | 1 |
| С легкими толчками (кратковременные перегрузки до 125% номинальной нагрузки) | 1-1,2 |
| С умеренными толчками (вибрационные перегрузки до 150% номинальной нагрузки) | 1,3-1,8 |
| Со значительными толчками и вибрацией (кратковременные перегрузки до 200% номинальной нагрузки) | 1,8-2,5 |
| С сильными ударами (кратковременные перегрузки до 300% номинальной нагрузки) | 2,3-3 |

 Значения температурного коэффициента Кт

 Таблица 2

 Рабочая температура подшипника

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Со…До | 100 | 125 | 150 | 175 | 200 | 225 | 250 | 300 |
| Кт | 1 | 1,05 | 1,1 | 1,15 | 1,25 | 1,35 | 1,4 | 1,6 |

Приведенная нагрузка для подшипников:

- с короткими цилиндрическими роликами:

 Рэ= Fr∙V∙KБ∙KT ; (6)

- для упорных подшипников:

 Рэ= Fа∙V∙KБ∙KT . (7)

Значения коэффициентов X и Y даны в зависимости от отношения, влияющего на распределение нагрузки между телами качения.

Значения коэффициентов X и Y радиальной и осевой нагрузки для подшипников шариковых однорядных при **Fa */*(VFr ) >e\***

 Таблица 3

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип подшипника |  | Fa/С0 | е | Fa */*(VFr ) > e |
| Х | У |
| Радиальный шариковый | 0 | 0,0140,0280,0560,0840,1100,1700,2800,4200,560 | 0,190,220,260,280,300,340,380,420,44 | 0,56 | 2,301,991,711,551,451,311,151,041,00 |
| Радиально – упорный шариковый | 12 | 0,0140,0290,0570,0860,1100,1700,2900,4300,570 | 0,300,340,370,410,450,480,520,540,54 | 0,45 | 1,811,621,461,341,221,131,141,011,00 |
| 24, 2635, 36 | -- | 0,680,95 | 0,410,37 | 0,870,66 |

 \*При Fa */*(VFr ) > e коэффициенты Х=1, Y=0 для подшипников любых параметров.

При малых значениях силы (до некоторого значения Fa */*(VFr ) > e) из-за радиального зазора в подшипнике повышается неравномерность распределения нагрузки между телами качения. С увеличением осевой нагрузки (при Fa */*(VFr ) > e) зазор выбирается, рабочая зона в подшипнике возрастает, улучшается распределение нагрузки. В связи с этим осевую силу не учитывают (принимают Х=1, Y=0) и расчет ведут лишь по радиальной нагрузке. В таблице 3 значения е даны в зависимости от отношения Fa /С о.

Динамическая грузоподъемность и долговечность (ресурс) [подшипника](https://isopromat.ru/dm/lekcii-po-detalyam-mashin/podshipniki-kachenia-i-skolzhenia) связаны эмпирической зависимостью

 L = (С/Р)р, (8)

где L — ресурс в млн. оборотах;
 С — паспортная динамическая грузоподъемность подшипника — это такая постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного млн. оборотов без появления признаков усталости не менее чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям.

Значения С приведены в каталогах;
р — показатель степени [кривой усталости](https://isopromat.ru/sopromat/labs/ispytanie-materialov-na-vynoslivost) (р=3 — для [шариковых подшипников](https://isopromat.ru/dm/lekcii-po-detalyam-mashin/klassifikacia-podshipnikov-kachenia), р=10/3 — для роликовых).
Р — эквивалентная (расчетная) динамическая нагрузка на подшипник.

**Цель работы:** научиться подбирать подшипники качения по динамической грузоподъемности.

 **Материалы и пособия:** счетная техника, подшипники качения, плакаты, чертежные принадлежности, методические указания.

**Содержание отчёта**

**Пример**

Подобрать подшипник качения к валу цилиндрического косозубого зубчатого колеса, рисунок 1. Радиальные нагрузки на подшипники в опорах

Frl = 1,4 кН, Fr2= 1,8 кН, Fa=0,5 кН. Диаметр вала в месте посадки подшипников

d = 35 мм, частота вращения вала *п* = 1000 мин-1. Срок службы редуктора 15 000 ч; работа с умеренными толчками и вибрацией, рабочая температура подшипникового узла 80° С.



Рисунок 1 – Схема к расчёту подшипников вала косозубого цилиндрического колеса.

1. Принимаем радиальные шариковые подшипники типа 307. Для этого

подшипника по каталогу: С = 25,7 кН, С = 17,60 кН, предельная частота вращения 16 103 мин-1.

 2. Определяем эквивалентную нагрузку. Для нахождения коэффициентов радиальной и осевой нагрузок X и У вычисляем отношение осевой нагрузки подшипника и статической грузоподъёмности Fa/С0 =500/17600 = 0,028, а также отношение осевой нагрузки к радиальной Fa /(VFr ) = 500/(1 · 1800) = 0,28; здесь коэффициент вращения = 1 (вращается внутреннее кольцо).

 По таблице 1 е = 0,22 и, так как Fa */*(VFr ) > е, коэффициенты X = 0,56,

У= 1,99.

 Эквивалентная нагрузка наиболее нагруженного подшипника рассчитывается по формуле:

Р э =( X∙V∙Fr + Y∙Fa )∙KБ∙KT

Рэ = (0,56 · 1 · 1800 + 1,99 · 500) · 1,3 · 1 = 2,6 кН;

здесь КБ = 1,3 и КТ = 1

 3. Расчётная долговечность подшипника типа 307 по формуле

 ,

где С - динамическая грузоподъёмность;

Р - 3 для шариковых подшипников;

Р = 3,3 - для роликоподшипников;

*п* - частота вращения, об/мин.

$$L\_{h}=\frac{10^{6}}{60⋅1000}⋅\left(\frac{25700}{2600}\right)^{3}=16 097 ч$$

15 000 ч < 160697 ч.

Следовательно, выбранный подшипник удовлетворяет условиям работы, и его долговечность обеспечена.

**Контрольные вопросы**

1. Как классифицируют подшипники по виду трения и воспринимаемой нагрузке?
2. Каковы достоинства и недостатки подшипников скольжения.
3. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения?
4. Расшифруйте подшипники: 305; 311; 67210; 6-206; 2311; 6-36209.