

**РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОТКРЫТЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

16/5/10

Одобрено кафедрой
«Теоретическая и прикладная
механика»

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Методические указания
по выполнению лабораторных работ
для студентов IV курса

специальностей

150700 ЛОКОМОТИВЫ (Т)

150800 ВАГОНЫ (В)

181400 ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ (ЭПС)

170900 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ, СТРОИТЕЛЬНЫЕ,
ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ (СМ)



Москва – 2004

Лабораторная работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы – ознакомление с конструкцией, классификацией и условными обозначениями основных типов подшипников качения.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения (рис. 1.1) состоят в общем случае из наружного 1 и внутреннего 2 колец с дорожками качения, тел качения 3 (шариков или роликов) и сепараторов 4, разделяющих и направляющих тела качения. Основными *достоинствами* подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения являются: меньшие потери на трение, а следовательно, более высокий КПД (до 0.995); меньшие габаритные размеры в осевом направлении; простота обслуживания, меньший расход смазочных материалов. К *недостаткам* подшипников качения относятся: повышенные диаметральные размеры; ограниченная возможность применения при очень больших нагрузках и высоких угловых скоростях; непригодность к работе при значительных ударных и вибрационных нагрузках; высокая стоимость при мелкосерийном производстве уникальных подшипников.

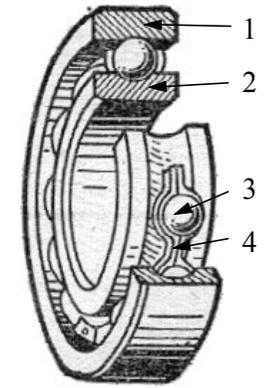


Рис. 1.1

Классификация подшипников качения осуществляется по следующим признакам:

1) **по направлению воспринимаемой нагрузки** – радиальные, способные воспринимать только радиальную нагрузку (рис. 1.2, а; рис. 1.3, а, б, е) и в незначительной степени осевую (рис. 1.2, г); радиально- упорные, предназначенные для восприятия комбинированной радиальной и осевой нагрузки (рис. 1.2, б, в; рис. 1.3, д); упорно-радиальные подшипники, предназначенные для восприятия комбинированной осевой и радиальной

Методические указания и лабораторный практикум разработаны в соответствии с государственными требованиями к минимуму содержания и уровню подготовки инженеров путей сообщения по специальностям: 150700 (Т), 150800 (В), 181400 (ЭПС), 170900 (СМ) на основе программы и тематического плана по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

В методических указаниях по выполнению лабораторных работ №1, 4 и 5 использованы разработки канд. техн. наук, доц. Ефремова Н.Г.

В подготовке к изданию лабораторной работы №3 участвовал канд. техн. наук, доц. Дианов Х.А.

Составитель — доц. А.В. Васильев

нагрузки; упорные, предназначенные для восприятия только осевой нагрузки (рис. 1.2, д, е);

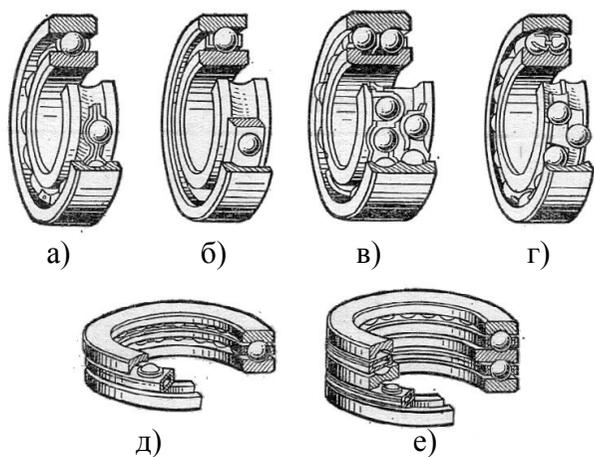


Рис. 1.2

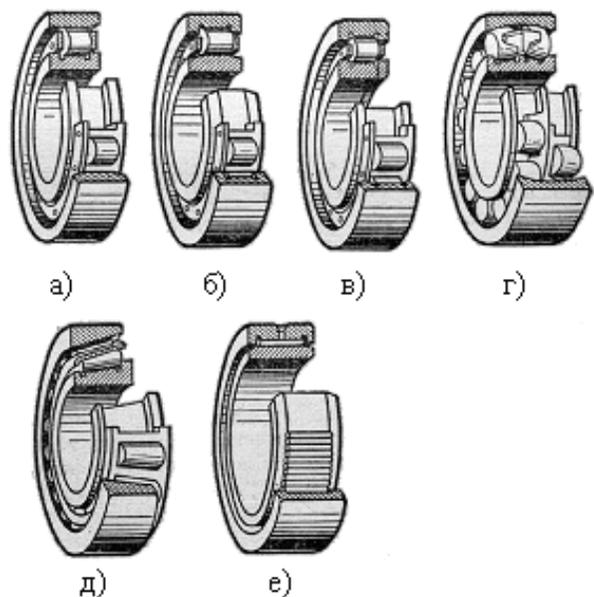


Рис. 1.3

2) *по форме тел качения* - на шариковые (см. рис. 1.2) и роликовые (см. рис. 1.3). Роликоподшипники, в свою очередь, по тому же признаку разделяют на подшипники: с цилиндрическими короткими и длинными роликами; с витыми роликами; с коническими роликами; с бочкообразными роликами; с игольчатыми роликами;

3) *по числу рядов тел качения* - однорядные, двухрядные (рис. 1.2, е; рис. 1.3, г), четырехрядные;

4) *по способу самоустановки* - несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические; рис. 1.2, г; рис. 1.3, г).

КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

1. Радиальные однорядные шарикоподшипники (см. натурные образцы на стенде) способны воспринимать радиальную и осевую нагрузку. Осевая нагрузка не должна превышать 70% от неиспользованной допускаемой радиальной.

Шарикоподшипники получили наибольшее распространение в машиностроении: они способны выдерживать большие угловые скорости вала (особенно с сепараторами из цветных металлов) и могут допускать перекос оси вала до $0,5^\circ$.

2. Радиальные роликоподшипники с короткими и с длинными (нестандартизованными) цилиндрическими роликами воспринимают только радиальную нагрузку (если имеются борты на кольцах, то могут воспринимать незначительную осевую нагрузку). Нагрузочная способность этих подшипников значительно больше, чем шариковых, однако они не допускают перекоса осей валов: ролики начинают работать кромками, и подшипники быстро выходят из строя.

3. Роликовые подшипники с витыми роликами воспринимают радиальную нагрузку при невысоких угловых скоростях; их применяют при ударных нагрузках (удары смягчаются податливостью витых роликов); они не требуют высокой точности монтажа и специальной защиты от загрязнений.

4. Игольчатые подшипники имеют ролики большой длины и малого диаметра. Могут работать при значительных радиальных нагрузках, выдерживают ударные нагрузки при невысоких

угловых скоростях, не допускают осевой нагрузки и перекоса осей валов.

5. Радиально-упорные шарикоподшипники применяют в подшипниковых узлах, воспринимающих одновременно радиальные и осевые нагрузки. Радиальная грузоподъемность этих подшипников на 30-40% больше, чем радиальных однорядных шарикоподшипников. Шариковый радиально-упорный подшипник может воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении.

6. Конические роликовые подшипники также предназначены для восприятия радиальной и осевой нагрузки. По сравнению с радиально-упорными шариковыми подшипниками они обладают большей грузоподъемностью, возможностью раздельного монтажа внутреннего (вместе с роликами и сепараторами) и наружного колец, а также способностью воспринимать небольшие ударные нагрузки. Недостатком этих подшипников является большая чувствительность к несоосности и относительному перекосу осей.

7. Шариковые и роликовые двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники обладают повышенной нагрузочной способностью по сравнению с однорядными. Они допускают перекося колец до $2-3^{\circ}$ и поэтому могут применяться при валах пониженной жесткости, а также в тех случаях, когда соосность посадочных мест не гарантирована. Осевая нагрузка не должна превышать 20% от неиспользованной радиальной.

8. Упорные шарико- и роликоподшипники предназначены для восприятия только осевой нагрузки. Устанавливаются, как правило, в паре с радиальными шарико- или роликоподшипниками, центрирующими ось вала и ограничивающими свободу его перемещения в радиальном направлении.

СИСТЕМА УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ

На торце одного из колец каждого подшипника выбиты его условное обозначение (клеймо), которое как правило состоит из трех до семи цифр и индекса завода-изготовителя.

Расшифровку условного обозначения производят справа — налево. *Две первые справа цифры* этого обозначения указывают диаметр внутреннего кольца подшипника:

...00 - $d=10$ мм; ...01 - $d=12$ мм; ...02 - $d=15$ мм; ...03 - $d=17$ мм; ...04 - $d=20$ мм; ...05 - $d=25$ мм и т.д., т.е., начиная от ...04 ($d=20$ мм) и кончая ...99 ($d=495$ мм) для получения величины диаметра внутреннего кольца подшипника в миллиметрах необходимо последние две цифры его обозначения умножить на 5.

Третья цифра справа совместно с седьмой обозначают серию подшипника всех диаметров кроме малых (до 9 мм): основная из особо легких серий обозначается цифрой 1, легкая - 2, средняя - 3, тяжелая - 4, легкая широкая - 5, средняя широкая - 6, и т.д.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

радиальный шариковый однорядный	0
радиальный шариковый двухрядный сферический	1
радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
радиальный роликовый двухрядный сферический	3
роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами	4
роликовый с витыми роликами	5
радиально-упорный шариковый	6
роликовый конический	7
упорный шариковый	8
упорный роликовый	9

Пятая и шестая справа цифры, вводимые не для всех подшипников, обозначают конструктивные особенности подшипников, например, угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках; наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроженных уплотнений и т.д.

Седьмая цифра, считая справа, также вводимая не для всех подшипников, обозначает серию габаритов по ширине.

Цифра, стоящая через тире (разделительный знак) перед условным обозначением подшипника, указывает на его класс точности. Нормальный класс точности обозначается цифрой 0, которая не указывается (такие подшипники наиболее часто применимы). Кроме этого выпускаются подшипники 6, 5, 4, и 2 классов точности.

Подшипники для особых условий работы (при повышенных температурах, в агрессивных средах и т.д.), изготовленные из

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Содержание и объем работы

Цель работы – исследование потерь на трение в подшипниках качения при их радиальном нагружении в зависимости от величины нагрузки, режима смазки и скорости вращения.

Требуется:

1. Определить момент трения в подшипниках при различных нагрузках, режимах смазки и скоростях вращения.
2. Определить условный коэффициент трения при различных режимах работы подшипников.
3. Зависимость момента трения и коэффициента трения от нагрузки при различных скоростях вращения выразить графически.

Оборудование, инструменты, принадлежности:

1. Лабораторная установка ДМ 28 М.
2. ПЭВМ.
3. Программный комплекс АРМ Winmachine.
4. Чертежные принадлежности

ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

На станине 1 (рис. 2.1) смонтирован горизонтальный вал 2 с испытательной головкой 3 и силоизмерительным устройством 4. Вал установлен в двух подшипниковых опорах 5 и приводится во вращение от электродвигателя 6 через клиноременную передачу 7 с трехступенчатыми шкивами. Испытательная головка надевается на консольный конец вала 2 и закрепляется на нем шариковым фиксатором. Одновременно испытанию подвергаются четыре шариковых или роликовых подшипника.

Наружные кольца двух средних подшипников 8 и 9 установлены в общей обойме 10, а наружные кольца двух крайних подшипников 11 и 12 — в корпусе головки. Обойма 10 устанавливается в корпусе головки с достаточно большим зазором.

Нагружение подшипников осуществляется с помощью винта 14, корпус которого прикреплен к корпусу головки винтами. При этом у средних подшипников 8 и 9 будет нагружена верх-

специальных материалов или с некоторыми изменениями внутренней конструкции, отличаются наличием букв русского алфавита, проставляемых справа от условного обозначения. Например:

Е - подшипник имеет текстолитовый сепаратор;

Р - детали подшипника изготовлены из теплоустойчивой стали;

К - имеются конструктивные изменения в деталях подшипника.

Примеры обозначений подшипников: шариковые радиальные однорядные с внутренним диаметром 60 мм легкой серии - 212, средней - 312, тяжелой - 412 (рис. 1.2, а). Роликовые конические радиально-упорные с внутренним диаметром 80 мм легкой серии - 7216, легкой широкой - 7516, средней - 7316, средней широкой - 7616 (рис. 1.3, д). Упорные шариковые с внутренним диаметром 75 мм легкой серии - 8215, легкой широкой - 8515, средней - 8315 (рис. 1.2, д).

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с классификацией подшипников качения и их условными обозначениями.

2. По образцам подшипников, имеющихся на стенде, ознакомиться с их конструкцией, при этом обратить внимание на характерные особенности дорожек качения, различие конструкций элементов колец и сепараторов.

3. Разобрать шариковый радиальный однорядный подшипник, для чего вывинтить болты, соединяющие сепаратор, сместить шарики к одной стороне и разъединить кольца. Произвести сборку подшипника в обратном порядке.

4. Для заданного преподавателем комплекта подшипников по их условным обозначениям определить диаметр внутреннего кольца, серию и тип подшипника, а также направление воспринимаемой нагрузки.

5. Замерить диаметр внутреннего кольца подшипника и сравнить со значением, полученным в результате расшифровки условного обозначения.

6. Результаты занести в отчет по лабораторной работе.

няя зона, а у крайних — нижняя. Силоизмерительное устройство состоит из динамометрической скобы 15 и индикатора 16, протарированных в Н. На испытательной головке имеется смазочное устройство для смазки подшипников жидким маслом. Масло подается в подшипники через цилиндр 17. Уровень масла можно регулировать поршнем 18, передвигая его вручную.

Начало стабильной работы подшипников может быть определено по температуре масла с помощью термометра 19 или по температуре вблизи мест контакта тел качения (роликов) с кольцами, которая должна измеряться с помощью термопар (на рисунке не показаны).

Возникающий на наружных кольцах подшипников от сил трения движущий момент стремится увлечь во вращение корпус головки и с ним обойму 10 средних подшипников.

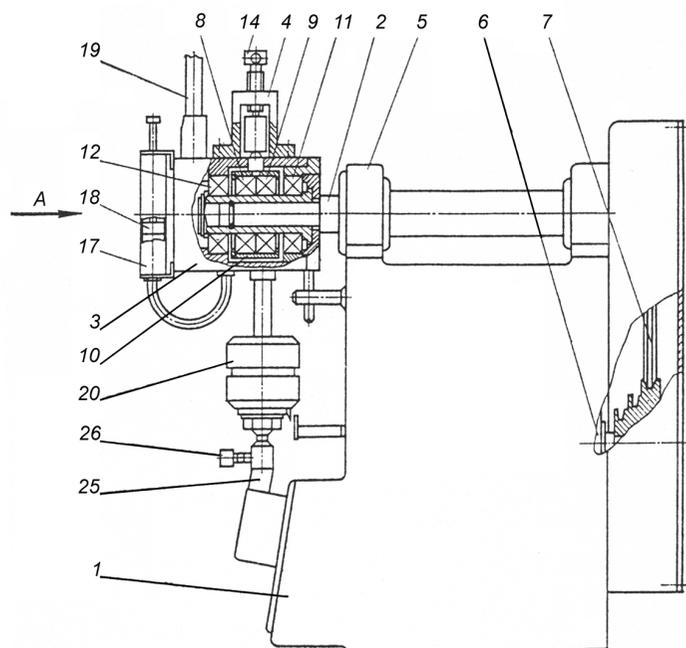


Рис. 2.1

На корпусе закреплен маятник 20 с грузом. Он удерживает корпус от вращения, отклоняясь при этом на некоторый угол от вертикали в зависимости от величины момента трения в подшипниках. Закрепленная на маятнике стрелка 21 показывает на шкале 22 (рис. 2.2), проградуированной в $[Н \cdot м]$, величину момента трения.

Для уравнивания собранной головки служит груз 23, перемещающийся по горизонтальной штанге 24 на резьбе.

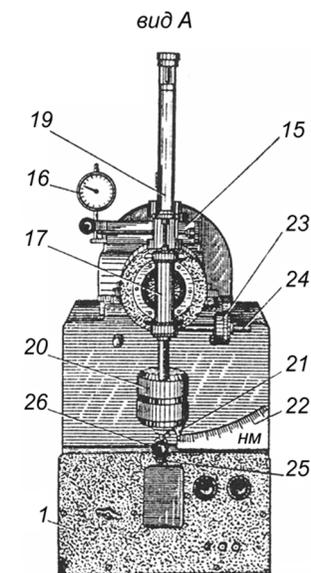


Рис. 2.2

КРАТКОЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Трение в подшипниках качения

Потери мощности в подшипниках качения относительно невелики и складываются в основном из потерь на трение между телами качения и кольцами, телами качения и сепаратором, сепаратором и кольцами, а также гидродинамических сопротивлений смазки и потерь на трение в уплотнениях, особенно контактных.

Трение между телами качения и кольцами складывается в свою очередь из трения качения и трения скольжения. Качение

в наиболее чистом виде характерно для цилиндрических роликовых подшипников при радиальном нагружении. В шариковых подшипниках (рис. 2.3) окружные скорости контактирующих точек тел качения и колец (1, 2, 3) изменяются пропорционально расстоянию от их оси вращения, в результате чего происходит относительное скольжение, сопровождающееся трением скольжения.

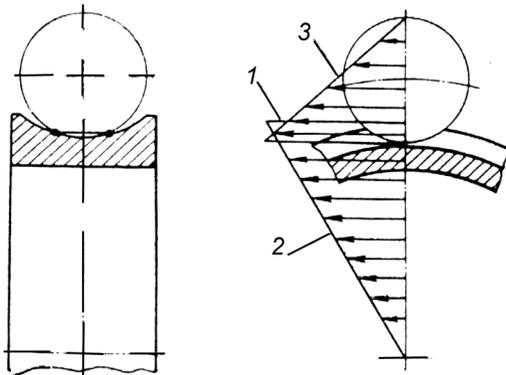


Рис. 2.3

Суммарная мощность сил трения в радиальном подшипнике зависит от коэффициента трения в контакте, суммарной нагрузки на тела качения (рис. 2.4) и угловых скоростей тел качения относительно колец:

$$P_{mp} = k \sum_{i=1}^z F_i (\omega_{31} + \omega_{32}), \quad (2.1)$$

где k - коэффициент трения в контакте;

ω_{31} - угловая скорость тела качения относительно внутреннего кольца;

ω_{32} - угловая скорость тела качения относительно наружного кольца.

Распределение нагрузки между телами качения и кинематика подшипника

Радиальная нагрузка воспринимается телами качения неравномерно (см. рис. 2.4). Наиболее нагруженным является шарик или ролик, расположенный по направлению действия силы на подшипник. Тела качения, расположенные симметрично относительно плоскости действия силы, нагружены одинаково.

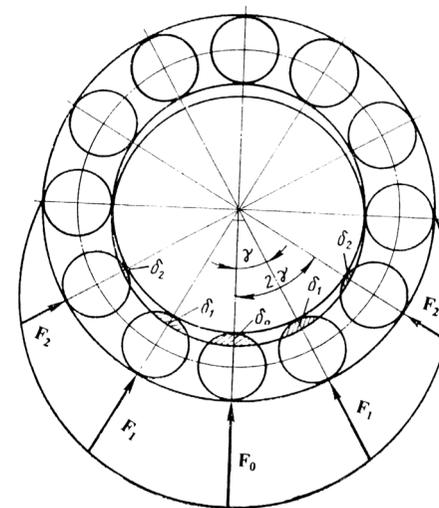


Рис. 2.4

Из условия равновесия внутреннего кольца (см. рис. 2.4), предполагая для простоты, что тела качения располагаются симметрично относительно плоскости нагрузки, можно записать:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (2.2)$$

где F_r - общая нагрузка на внутреннее кольцо подшипника; n - половина тел качения в напряженной зоне ($n \leq z/4$).

В дополнение к уравнению статики (2.2) используется уравнение перемещений, причем без учета радиального зазора между кольцами и телами качения и изгиба колец принимается, что сближение i -го тела качения и кольца равно проекции полного смещения кольца δ_0 (см. рис. 2.4), а именно $\delta_i = \delta_0 \cos i\gamma$, т.е.:

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_0 \cos \gamma, \\ \delta_2 &= \delta_0 \cos 2\gamma \text{ и т.д.} \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

Зависимость между сближением шариков и колец шарикоподшипника и сжимающей нагрузкой F (на основании теории упругости при сжатии упругих тел) следующая:

$$\delta_i = c_{uu} F_i^{2/3}, \quad (2.4)$$

где c_{uu} - коэффициент пропорциональности.

Сближения в формуле (2.3) можно заменить значениями смещения из зависимости (2.4), т. е. выражениями

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= c_{uu} F_0^{2/3} \\ \delta_1 &= c_{uu} F_1^{2/3} \\ \text{и т.д.} \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

При этом получается, например $c_{uu} F_1^{2/3} = c_{uu} F_0^{2/3} \cos \gamma$, или

$$F_1^{2/3} = F_0^{2/3} \cos \gamma, \quad (2.6)$$

Обе части уравнения (2.6) возведем в степень 3/2 и получим

$$F_1^{2/3} = F_0 \cos^{3/2} \gamma,$$

т.е. можно записать:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 \cos^{3/2} \gamma, \\ F_2 &= F_0 \cos^{3/2} 2\gamma \text{ и т.д.} \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Подставляя значения действующих на шарики сил из (2.7) в уравнение (2.2), получим:

$$F_r = F_0 + 2F_0 \cos^{3/2} \gamma + 2F_0 \cos^{3/2} 2\gamma + \dots + 2F_0 \cos^{3/2} n\gamma,$$

$$F_r = F_0 \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^{3/2} i\gamma \right), \quad (2.8)$$

оттуда

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^{3/2} i\gamma}. \quad (2.9)$$

В уравнении (2.9) числитель и знаменатель делят на полное число шариков z и вводят обозначение:

$$\frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^{3/2} i\gamma} = k_{uu}. \quad (2.10)$$

Сила F_0 , приходящаяся на наиболее нагруженное тело (шарик), получается следующим образом:

$$F_0 = k_{uu} \frac{F_r}{z}. \quad (2.11)$$

Для подшипников с числом шариков $z \geq 10$

$$k_{uu} = 4,37 \pm 00,1$$

Учитывая наличие радиального зазора, в результате чего нагрузку воспринимают шарики в пределах дуги меньшей π рад, и наиболее нагруженный шарик сжимается силой, превышающей примерно на 10% величину, соответствующую выражению (2.10), для однорядных шариковых подшипников принимают

$$F_0 = \frac{5F_r}{z}. \quad (2.12)$$

В отношении цилиндрических роликовых подшипников задача решается аналогично, только между сближением роликов и колец и сжимающей нагрузкой в отличие от (2.4) приближенно принимается линейной, т.е.

$$\delta_i = c_p F_i,$$

где c_p - коэффициент пропорциональности для роликовых подшипников.

По аналогии с (2.7) распределение нагрузки между роликами может быть записано так:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 \cos \gamma \\ F_2 &= F_0 \cos 2\gamma \text{ и т.д.,} \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

тогда

$$F_r = F_0 \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos i\gamma \right), \quad (2.14)$$

откуда, обозначив

$$k_p = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos i\gamma}, \quad (2.15)$$

получим

$$F_0 = k_p \frac{F_r}{z}. \quad (2.16)$$

Для роликовых подшипников с количеством роликов $z = 10 \div 20$ среднее значение $k_p = 4$.

Учитывая влияние радиального зазора, принимают $k_p = 4,6$. Таким образом, для роликовых цилиндрических подшипников

$$F_0 = \frac{4,6F_r}{z}. \quad (2.17)$$

Входящая в уравнение (2.1) сумма сил $\left(\sum_{i=1}^{i=z} F_i\right)$ как видно из рис.2.4, превышает радиальную нагрузку на подшипник, так как ей равна сумма проекций этих сил по уравнению (2.2), т.е.

$$\sum_{i=1}^{i=z} F_i = cF_r, \quad (2.18)$$

причем, с учетом принятых допущений и соотношений (2.2) – (2.17), $c \approx 1,4 \div 1,45$.

При вращающемся внутреннем кольце подшипника на основании рис.2.3 можно записать

$$R_1\omega = D_w\omega_{32}, \quad (2.19)$$

где ω – угловая частота вращения внутреннего кольца, откуда

$$\omega_{32} = \omega \frac{R}{D_w}. \quad (2.20)$$

Угловая скорость тела качения относительно беговой дорожки внутреннего кольца также может быть выражена через ω

$$\omega_{31} = \omega \frac{R_2}{D_w}. \quad (2.21)$$

На основании (2.20) и (2.21) входящая в уравнение (2.1) сумма угловых скоростей $(\omega_{31} + \omega_{32})$ будет

$$\omega_{31} + \omega_{32} = \omega \left(\frac{R_1 + R_2}{D_w} \right) = \omega \frac{d_m}{D_w}. \quad (2.22)$$

где d_m – диаметр по центрам тел качения подшипника,

Вывод формулы момента трения

Подставляя зависимости (2.18) и (2.22) в уравнение (2.1), можем записать

$$P_{TP} = kcF_r \frac{d_m}{D_w} \omega. \quad (2.23)$$

Отсюда можно записать формулу момента сопротивления вращению внутреннего кольца

$$T_{TP} = kcF_r \frac{d_m}{D_w}. \quad (2.24)$$

Чтобы привести момент трения к диаметру вала d , вводят так называемый условный коэффициент трения

$$f_{np} = 2c \frac{kd_m}{D_w d}, \quad (2.25)$$

с учетом чего формула момента трения может быть записана следующим образом

$$T_{TP} = f_{np} F_r \frac{d}{2}. \quad (2.26)$$

Усилие Q , фиксируемое индикатором 16 лабораторной установки (рис. 2.2), передается на каждый подшипник в виде радиальной нагрузки

$$F_r = Q / 2. \quad (2.27)$$

Момент трения для всех четырех подшипников составит

$$T_{TP} = 4f_{np} F_r \frac{d}{2} = f_{np} Qd. \quad (2.28)$$

При известном моменте трения может быть определен условный коэффициент трения

$$f_{np} = \frac{T_{TP}}{Qd}. \quad (2.29)$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Установить на вал головку с подлежащими испытанию подшипниками.
2. Установить заданную частоту вращения вала (по указанию преподавателя).
3. Установку подключить к сети переменного тока $U=380$ В.
4. Включить электродвигатель и дать установке проработать пять минут.
5. Начальный отсчет момента трения сделать без нагрузки по показанию маятника на шкале установки.
6. С помощью винта 14 (см. рис.2.1) нагрузить подшипник усилием $Q_1=2000$ Н (величина нагрузки определяется по показаниям индикатора динамометрической скобы с использованием тарировочного графика).
7. Произвести измерение момента трения и записать его значение в таблицу отчета по лабораторной работе.
8. Ступенчато увеличивая нагрузки через 2000 Н до $Q_{\max}=12000$ Н замерить моменты трения для каждой ступени нагружения и записать их значения в таблицу.
9. Установить другое число оборотов вала (по указанию преподавателя) и определить момент трения для разных величин нагрузки (см. п. 2 –7).
10. Дальнейшие испытания произвести при различных режимах смазки подшипников:
 - уровень масла - по центру нижнего шарика (ролика);
 - уровень масла - по нижней кромке внутреннего кольца подшипника.
11. Определить условный коэффициент трения по формуле (2.29).
12. Построить графики зависимости момента трения и условного коэффициента трения от нагрузки при различных числах оборотов и различных режимах смазки.
13. Определить распределение нагрузки между телами качения для каждого подшипника используя программный модуль APM WINBEAR из программного комплекса APM WINMACHINE.

Лабораторная работа №3

ИССЛЕДОВАНИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ И КПД В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Цель работы – ознакомление студентов с работой передачи гибкой связью и определение коэффициентов относительного скольжения и полезного действия при различных режимах работы передачи.

Требуется:

1. Определить коэффициент упругого скольжения ξ в передаче при различных величинах нагрузки.
2. Определить коэффициент полезного действия η передачи при различных величинах нагрузки.
3. Построить совместно кривые скольжения и КПД (см. рис.3.2).

ОБОРУДОВАНИЕ, ПРИНАДЛЕЖНОСТИ, ИНСТРУМЕНТЫ

1. Лабораторная установка типа ДМ 35У.
2. Тарировочные графики.
3. Измерительные инструменты, чертежные принадлежности.
4. Программный модуль APM WINTRANS.

ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Ведущий шкив 1 установки (рис.3.1) закреплен на валу балансирующего двигателя, корпус которого может проворачиваться в подшипниках, установленных на качающейся раме. Ведомый шкив 2 закреплен на валу шкива тормоза нагружения. Для удобства проведения опытов диаметры ведущего и ведомого шкивов приняты одинаковыми. С помощью маховика 3 можно плавно менять усилие сжатия тормозных колодок, создавая тем самым различный момент торможения.

Замер моментов на ведущем и ведомом валах осуществляется с помощью плоских консольных пружин, один конец которых заделан на кронштейнах, а другой упирается в призмы

штырей, связанных соответственно со статором электродвигателя и втулкой тормоза нагружения. Эти пружины протарированы вместе с индикаторами 4 и 5.

Балансирный электродвигатель, кронштейн с пружиной и индикатором 4 и импульсный датчик расположены на качающейся раме, которая с помощью двух упорных винтов может быть установлена в вертикальном положении и зафиксирована.

Испытанию может подвергаться плоский или клиновой ремень.

Начальное натяжение ветвей ремня осуществляется грузами, висящими на рычаге с тросом, прикрепленным к качающейся раме и перекинутым через ролик 9.

Включение и выключение электродвигателя осуществляется с помощью пакетного выключателя 10.

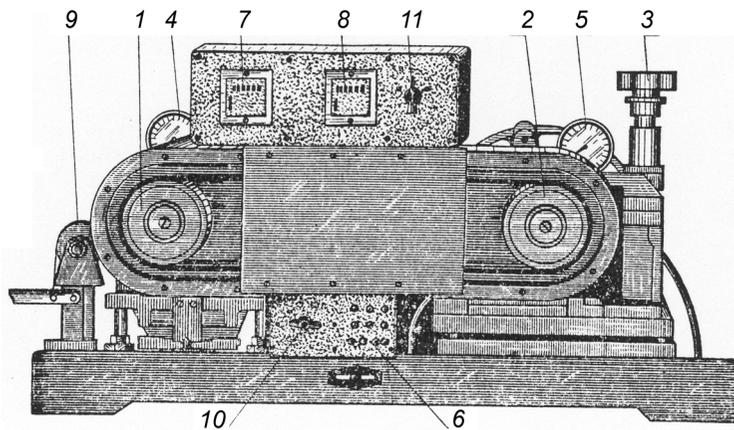


Рис.3.1

КРАТКОЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения $\xi = \xi(\varphi)$ и коэффициентом полезного действия $\eta = \eta(\varphi)$ (рис.3.2), где φ – коэффициент тяги.

$$\varphi = \frac{\sigma_p}{2\sigma_0} = \frac{F_t}{2S_0}, \quad (3.1)$$

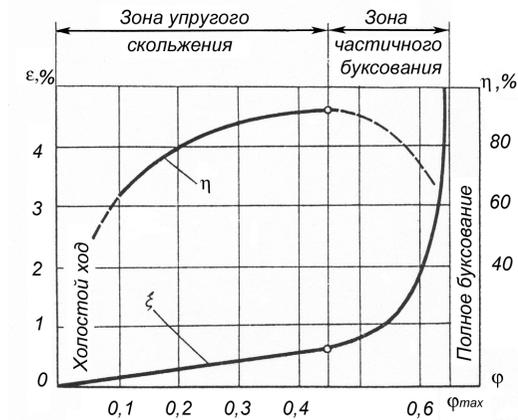


Рис.3.2

здесь σ_p – так называемое полезное напряжение

$$\sigma_p = \frac{F_t}{A}, \quad (3.2)$$

σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремня

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{A}, \quad (3.3)$$

F_t – передаваемое окружное усилие;

S_0 и A – предварительное натяжение и площадь поперечного сечения ремня.

На схеме (рис. 3.3,а) показаны силы для ременной передачи, работающей без нагрузки. Натяжения ведущей и ведомой ветвей одинаковы и равны S_0 .

Для передачи, работающей под нагрузкой (рис. 3.3,б), натяжение ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей (без учета центробежных сил) определяется из уравнений:

$$S_1 - S_2 = F_t; \quad S_1 + S_2 = 2 S_0, \quad (3.4)$$

(при этом допускают, что материал ремня следует закону Гука).

Отсюда:

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (3.5)$$

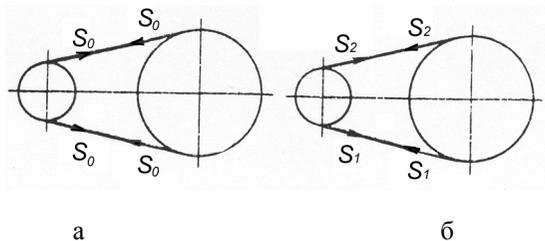


Рис.3.3

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис.3.4. Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на меньший шкив будет:

$$\sigma_{max} = \sigma_l + \sigma_u + \sigma_{\text{ц}}, \quad (5.6)$$

где σ_l – напряжение, вызванное силой S_l натяжения ведущей ветви ремня,

$$\sigma_l = \sigma_p + \sigma_2; \quad (5.7)$$

σ_2 - напряжение от силы S_2 натяжения ведомой ветви ремня;
 σ_u - напряжение изгиба той части ремня, которая огибает меньший шкив;

$\sigma_{\text{ц}}$ -напряжение от центробежных сил, оказывающее существенное влияние лишь при больших скоростях ($v > 25$ м/с), поэтому в лабораторной работе не учитывается.

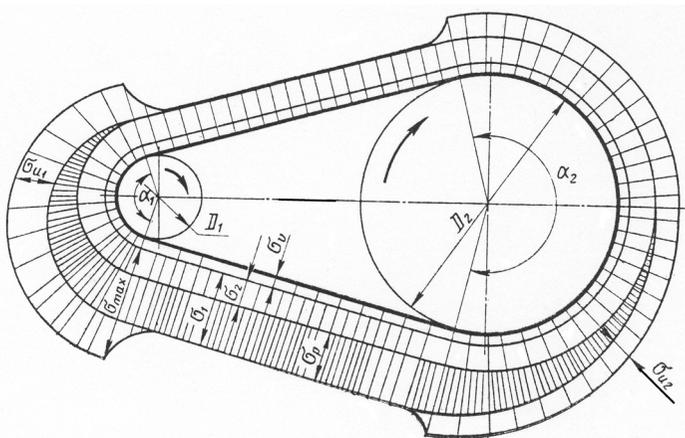


Рис.3.4

Эпюра напряжений от окружного усилия σ_p на участках соприкосновения ремня со шкивами имеет серповидную форму. В этих местах напряжение возрастает от нуля до σ_p на шкиве D_2 и уменьшается от σ_p до нуля на шкиве D_1 . Изменение величины напряжения вызывает изменение деформации ремня на этих участках. Происходит так называемое упругое скольжение. При увеличении передаваемого окружного усилия растет относительное скольжение.

Как было отмечено выше, коэффициент тяги:

$$\varphi = F_t / 2S_0 \text{ или } \varphi = F_t / (S_1 + S_2). \quad (3.8)$$

Сила F_t может быть заменена моментом T_1 на ведущем шкиве

$$F_t = 2T_1 / D_1. \quad (3.9)$$

Коэффициент тяги представляет собой относительную нагрузку передачи.

Относительное скольжение ξ определяется следующим образом:

$$\xi = [(v_1 - v_2) / v_1] 100\% \text{ или } \xi = [(D_1 n_1 - D_2 n_2) / D_1 n_1] 100\%, \quad (3.10)$$

$$\text{при } D_1 = D_2, \quad \xi = [(n_1 - n_2) / n_1] 100\%, \quad (3.11)$$

где v_1 и v_2 - окружные скорости на ведущем и ведомом шкивах; R_1 и R_2 - радиусы;

n_1 и n_2 - частота вращения соответственно ведущего и ведомого шкивов.

До некоторого, так называемого критического, значения коэффициента тяги скольжение вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны нагрузке. Кривая скольжения (см. рис.3.2) представлена при этом прямолинейным участком. При дальнейшем росте передаваемого окружного усилия возникает дополнительное проскальзывание и суммарное скольжение возрастает скорее, чем нагрузка. Кривая скольжения начинает подниматься резко вверх, а кривая КПД – опускаться резко вниз.

Наконец, при некотором предельном значении коэффициента тяги φ_{\max} ремень проскользнет по всей дуге обхвата, наступает полное буксование. Дальнейшее увеличение нагрузки (окружного усилия F_t) невозможно. Коэффициент полезного действия становится равным нулю.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИН ОТНОСИТЕЛЬНОГО СКОЛЬЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

При изменении нагрузки изменяется коэффициент тяги j , так как при постоянном значении предварительного натяжения S_0 изменяется величина окружного усилия F_t – см. формулу (3.9).

Предварительное натяжение зависит от величины груза G (рис.3.5)

$$2S_0 = G(l_3 + l_4)/l_4. \quad (3.12)$$

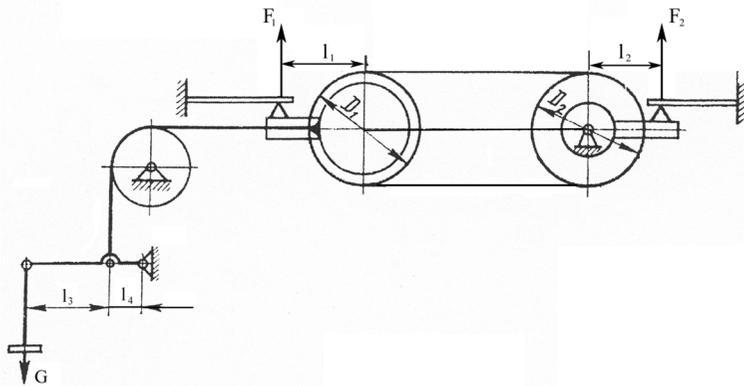


Рис.3.5

Следовательно, при расчете величины груза G надо принять во внимание требуемое предварительное натяжение, которое зависит от типа ремня (см. техническую характеристику установки)

$$G = 2S_0 l_4 / (l_3 + l_4). \quad (3.13)$$

Коэффициент тяги определяется по формуле (3.8).

Величина коэффициента скольжения зависит только от частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, поскольку радиусы их одинаковы, и определяется по формуле (3.11).

Коэффициент полезного действия определяется через моменты на ведущем и ведомом валах и их частоты вращения

$$\eta = (T_2 n_2 / T_1 n_1) 100\%, \quad (3.14)$$

где T_1 и T_2 – крутящие моменты на ведущем и ведомом валах соответственно;

n_1 и n_2 – частоты их вращения.

В свою очередь:

$$T_1 = F_1 l_1; \quad (3.15)$$

$$T_2 = F_2 l_2, \quad (3.16)$$

где F_1 и F_2 - усилие нажатия призм на пружины;

l_1 - расстояние от оси электродвигателя до оси призмы;

l_2 - расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

1. Диаметры шкивов $D_1 = D_2 = 125$ мм.
2. Начальное натяжение ветвей ремня:
 $2S_0 = 400$ Н – для плоскоремненной передачи;
 $2S_0 = 200$ Н – для клиноремненной передачи.
3. Вес подвески – 10 Н.
4. Расстояние от оси электродвигателя до оси призмы $l_1 = 80$ мм.
5. Расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы $l_2 = 66$ мм.
6. Длины плеч рычага подвески: $l_3 = 80$ мм; $l_4 = 20$ мм.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Начертить схему лабораторной установки, обозначив основные расчетные параметры.

2. Ознакомиться с основными параметрами ременных передач, используя базу данных программного модуля АРМ WINTRANS.

3. Рассчитать по формуле (3.13) величину груза G (с учетом веса подвески), необходимого для создания требуемого предварительного натяжения ремня и нагрузить качающуюся раму.

4. Включить электродвигатель. С помощью рукоятки тормоза произвести ступенчатое нагружение передачи.

5. На каждой ступени нагружения выполнить следующие замеры:

- частот вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов, для чего с помощью щеточного переключателя одновременно включить и через 1-2 минуты выключить оба импульсных счетчика;

- показания индикаторов двигателя h_1 и тормоза h_2 .

6. По тарировочным графикам определить усилия F_1 , F_2 и подсчитать моменты T_1 и T_2 .

7. Произвести подсчет окружного усилия F_t .

8. Произвести подсчет коэффициентов скольжения ξ и КПД для каждой ступени нагружения.

9. Построить графики $\xi = f(\varphi)$ и $\eta = f(\varphi)$.

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы – ознакомление с назначением и конструкцией цилиндрических зубчатых редукторов и определение основных их параметров.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Зубчатый редуктор – агрегат, состоящий из одной или нескольких зубчатых пар, смонтированных в едином закрытом корпусе, и предназначенный для редуцирования параметров движения (уменьшение частоты вращения и повышение крутящего момента на выходе – редуктор; увеличение частоты вращения и уменьшение крутящего момента на выходе – мультипликатор).

Редукторы различаются:

а) по числу ступеней передач – на одноступенчатые, двухступенчатые, трехступенчатые;

б) по типу используемых передач – на цилиндрические (рис. 4.1,а), конические, червячные, глобоидные, спироидные и т.д. Могут быть комбинированные редукторы, имеющие в своем составе различные виды передач, например, коническо-цилиндрический редуктор (рис.4.1,б);

в) по подвижности валов – на простые и планетарные.

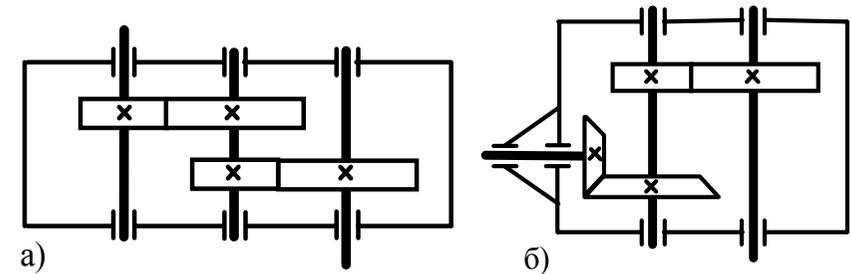


Рис. 4.1

Зубчатые передачи, используемые в цилиндрических редукторах, классифицируют по следующим признакам:

1. По способу зацепления – внешнего (рис. 4.2, а, б, в) и внутреннего (рис. 4.2, г) зацепления.

2. По расположению зубьев относительно образующей колес – прямозубые (рис. 4.2, а, г), косозубые (рис. 4.2, б) и шевронные (рис. 4.2, в).

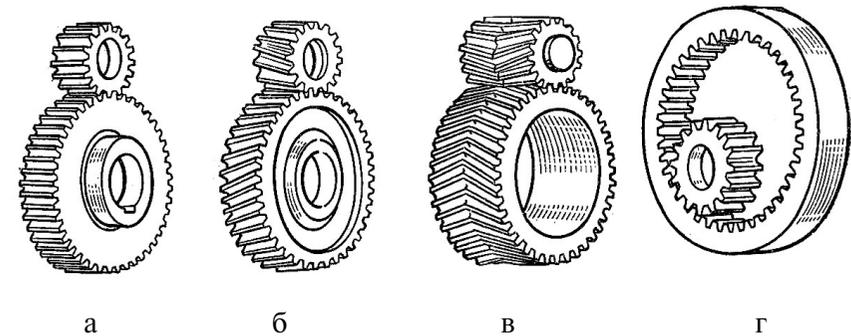


Рис. 4.2

Конические передачи различают с прямыми (рис. 4.3, а), косыми (тангенциальными) и круговыми (рис. 4.3, б) зубьями. Чаще применяют колеса с круговыми зубьями, которые обла-

дают рядом преимуществ: при одинаковых габаритных размерах имеют более высокую несущую способность; при повышенных окружных скоростях работают плавно и бесшумно вследствие большего перекрытия зубьев в зацеплении.

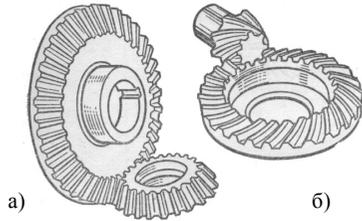


Рис.4.3

К основным параметрам зубчатого колеса относятся:

1. Число зубьев z .
2. Угол профиля зуба α (стандартное значение $\alpha = 20^\circ$).
3. Коэффициент смещения x .
4. Модуль m , мм,

$$m = p / \pi , \quad (4.1)$$

где p – шаг по дуге делительной окружности, мм,

$$p = p_b / \cos \alpha , \quad (4.2)$$

где p_b – шаг по дуге основной окружности, мм.

Величина шага p_b может быть определена измерением с помощью нормалемера или штангенциркуля.

Значение модуля m является стандартной величиной (табл. 4.1).

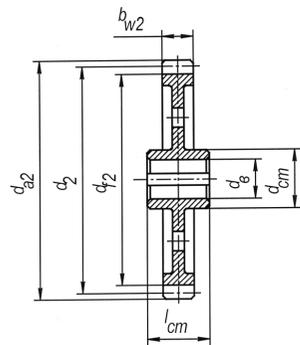


Рис. 4.4

Другие *геометрические параметры* цилиндрического зацепления, такие как: делительные диаметры зубчатых колес d_1 (d_2) (рис. 4.4), диаметры вершин зубьев da_1 (da_2), диаметры впадин зубьев df_1 (df_2), ширина зубчатого венца b_{w1} (b_{w2}), межосевое расстояние a_w (рис. 4.5) являются производными и их величины находятся по известным зависимостям (см. приложение 4). При этом параметрам шестерен приписывают индексы 1, 3, 5

и т.д.; параметрам колеса – 2, 4, 6 и т.д. При конструировании зубчатых колес важными параметрами являются также диаметр ступицы колеса d_{cm} и длина ступицы l_{cm} , размеры которых зависят от диаметра вала d_g .

Таблица 4.1

Стандартные значения модулей, передаточных чисел, межосевых расстояний и коэффициента ширины зубчатого колеса Ψ_b

m, мм		u		α_w , мм		Ψ_b
Р я д ы						
1	2	1	2	1	2	
1,0	1,25	1	1,12	40	—	0,1
1,5	1,375	1,25	1,4	50	—	0,125
2,0	1,75	1,6	1,8	63	—	0,16
2,5	2,25	2,0	2,24	80	—	0,2
3	2,75	2,5	2,8	100	140	0,25
4	3,5	3,15	3,55	125	180	0,315
5	4,5	4	4,5	160	225	0,4
6	5,5	5,0	5,6	200	280	0,5
8	7	6,3	7,1	250	355	0,63
10	9	8	9	315	450	0,8
12	11	10	11,2	400	560	1,0
16	14	12,5	—	500	710	1,25

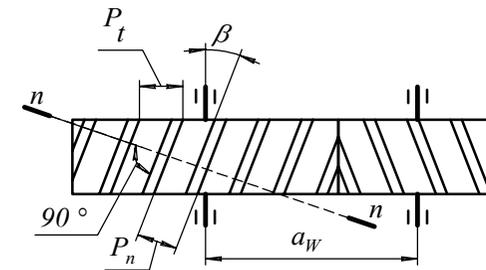


Рис. 4.5

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β (рис.4.5). Поэтому для косозубых колес величина нормального шага p_n (в перпендикулярном к направлению линии зуба сечении $n - n$) отличается от величины торцевого шага P_t .

$$P_n = P_t \cos\beta, \quad (4.3)$$

Отсюда

$$\cos\beta = P_n / P_t \quad (4.4)$$

и, соответственно,

$$m_n = m_t \cos\beta, \quad (4.5)$$

где m_n – модуль в нормальном сечении, мм;

m_t – модуль в торцевом сечении, мм.

Редуктор характеризуется передаточным числом, мощностями на входном или выходном валах, наибольшим моментом на выходном валу и коэффициентом полезного действия.

Передаточные числа редукторов выбирают по нормальному ряду чисел со знаменателем 1,25 (предпочтительный) или 1,12.

Передаточное число двухступенчатого редуктора можно определить произведением передаточных чисел быстроходной u_o и тихоходной u_T ступеней редуктора:

$$u_p = u_o u_T. \quad (4.6)$$

Передаточное число каждой ступени можно определить из соотношений:

$$u_{ij} = z_j / z_i, \quad (4.7)$$

где z_i и z_j – числа зубьев шестерни и колеса соответственно.

Рекомендуемый ряд крутящих моментов на тихоходных валах редукторов в соответствии с проектом международного стандарта составляется по нормальному ряду чисел со знаменателем 2 в диапазоне 1 – 125 Н·м и со знаменателем 1,41 в диапазоне 125 – 100000 Н·м.

Межосевые расстояния также выбирают из нормального ряда чисел со знаменателем 1,25.

Выбор схемы редуктора зависит от общей компоновки привода, расположения валов, габаритов, веса, возможностей монтажа, ремонта в эксплуатации.

Кроме этого выбор схемы и основных параметров зависит от мощности, передаточного числа, окружных скоростей, режима эксплуатации, ограничения по материалам, технологии и т.д.

Конические, червячные, гипоидные передачи применяют при реализации средних мощностей.

Червячные редукторы характеризуются бесшумностью, большим передаточным числом, но относительно низким КПД. Планетарные редукторы при больших передаточных числах имеют размеры и вес меньше, чем простые редукторы той же мощности.

1. Конструкция

Из двухступенчатых редукторов наибольшее распространение имеют трехосные редукторы по развернутой схеме (рис.4.1). Эти редукторы наиболее просты, но несимметричное расположение колес на валах приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба, поэтому такие редукторы требуют жестких валов. Указанный недостаток схемы больше сказывается при закаленных до высокой твердости колесах и неравномерной нагрузке, когда приработка затруднена.

В современных редукторах применяют, как правило, косозубые и шевронные зубчатые колеса, обладающие большей несущей способностью и плавностью работы по сравнению с прямозубыми.

В целях улучшения условий работы наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью. Для обеспечения равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их делают косозубыми, причем одну пару – правой, а другую – левой, и один вал устанавливают на подшипниках, допускающих осевую самоустановку. Деформации валов тихоходной ступени не вызывают какой-либо существенной концентрации нагрузки по длине зубьев, вследствие симметричного расположения колес. Редукторы получаются на 20% легче, чем по развернутой схеме. Соосные редукторы имеют малые габариты по длине, и в них легко достигается одинаковое погружение колес в масло, однако корпус у них сложнее, внутренние подшипники труднодоступны, осевой размер больше.

К корпусным относят детали, обеспечивающие правильное взаимное расположение деталей узла и воспринимающие ос-

новные силы, действующие в машине.

Корпусные детали обычно имеют довольно сложную форму, поэтому их получают методом литья или методом сварки (при единичном и мелкосерийном производстве).

Корпуса состоят из стенок, ребер, бобышек, фланцев и других элементов, объединенных в единое целое.

Корпус редуктора обычно выполняют разъемным по плоскости, в которой находятся оси всех валов. Нижняя часть корпуса соединяется с верхней (крышкой) болтами и двумя штифтами, фиксирующими правильное относительное положение частей корпуса.

Для устранения течи масла из корпуса через стык перед окончательной сборкой плоскости разъема покрывают лаком и болты затягивают, пока лак не затвердел. С целью облегчения разборки предусматривают отжимные винты.

Для осмотра колес и других деталей редуктора и для заливки масла в крышке корпуса делают люк возможно максимальных размеров, закрываемый крышкой с прокладкой. Опорную поверхность корпуса обычно выполняют в виде двух длинных параллельно расположенных или нескольких небольших плотиков.

Масло, загрязняемое продуктами износа, периодически меняют. Слив производят через отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой. Для подъема и транспортировки корпуса предусматривают крючья или проушины, ранее рым — болты.

Отличительной особенностью корпуса соосных редукторов является наличие дополнительной стенки, расположенной внутри корпуса и предназначенной для размещения опор валов.

Оба подшипника на каждом валу имеют одинаковые размеры, что обеспечивает возможность получения различных вариантов сборки.

Для более равномерного распределения нагрузки между подшипниками одного вала шестерню на входном валу и колесо на выходном валу следует располагать дальше от опоры у выпущенного конца вала, так как на концах валов редуктора устанавливаются муфты или детали передач (шкивы, цепные звездочки), дающие дополнительную нагрузку, передающуюся

ся, в основном, на ближайший подшипник. Если вал — шестерня быстроходной передачи — имеет малый диаметр и относительно большую ширину, то указанное расположение шестерни приводит к частичной компенсации деформации изгиба и кручения, что повышает равномерность распределения нагрузки вдоль зуба — уменьшает коэффициент концентрации нагрузки.

В редукторах централизованного производства все колеса обычно выполняют с одним направлением косых зубьев. Это позволяет колесо тихоходной ступени редуктора одного размера использовать в качестве колеса быстроходной ступени более крупного редуктора, что существенно сокращает сортимент зубчатых колес. Кроме того, указанное направление зубьев обеспечивает прижатие колеса к фиксирующему уступу промежуточного вала — шестерни — при любом направлении вращения, устраняя опасность сползания колеса со своего места при уменьшении натяга в посадке. Разное направление зубьев на колесе и шестерне промежуточного вала дает осевые силы одного направления (развернутая схема), и на подшипник действует сумма сил, в то время как при одинаковом направлении зубьев осевая нагрузка на подшипник равнялась бы разности осевых сил на шестерне и колесе.

Колеса на валы устанавливаются с натягом и сборку этих деталей обычно производят под прессом или с нагревом. В небольших редукторах используют обычно наиболее дешевые и удобные в монтаже радиальные однорядные шарикоподшипники. Подшипники скольжения в настоящее время применяют только для очень быстроходных передач, а иногда в очень тяжелых редукторах. Обычно в опорах устанавливают по одному подшипнику качения. При малых и средних нагрузках применяют шарикоподшипники, при средних и больших — роликоподшипники.

Если расстояние между опорами невелико (не превышает 600 ÷ 700 мм), обычно применяют наиболее простую установку подшипников «враспор». При больших расстояниях между опорами так устанавливать подшипники нецелесообразно из-

за температурных деформаций. В этих случаях вал фиксируют от осевых перемещений в одной опоре, воспринимающей также осевые нагрузки, если они имеются, а вторую опору выполняют плавающей.

В тяжелых редукторах иногда приходится ставить по два подшипника в опоре.

В редукторах с шевронной передачей быстроходный вал передачи устанавливают на плавающих, обычно цилиндрических, роликоподшипниках, что обеспечивает самоустановку вала по оси и одинаковую нагрузку полушевронов.

В редукторах с конической передачей для лучшей фиксации зубчатых колес в осевом направлении валы передачи рекомендуют устанавливать на радиально-упорных, чаще конических, роликоподшипниках.

Крышки, закрывающие подшипники, выполняют привертными или закладными. Первые удобнее в эксплуатации, так как обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для их осмотра без разборки всего редуктора, вторые упрощают конструкцию и снижают вес редуктора. В случае применения привертных крышек регулировку необходимого зазора между наружными кольцами подшипников и торцами крышек производят подбором толщины прокладок; при закладных крышках зазор регулируют подбором толщины компенсирующего кольца.

2. Смазка

Смазка предназначена: для предохранения деталей от коррозии (достаточна скудная смазка); для получения жидкостного или полужидкостного трения, удаления с трущихся поверхностей продуктов износа и отвода выделяемого тепла (необходима обильная смазка).

Смазку зацепления при окружных скоростях на зубчатых колесах до $12,5 \div 15$ м/с применяют преимущественно картерную: в картер заливают масло, образующее масляную ванну. Емкость ванны назначают из расчета $0,35 \div 0,7$ л на 1 кВт передаваемой мощности (большие значения — при большей вязкости масла, и наоборот). Зубчатые колеса рекомендуют погружать в масло на глубину порядка 3 — 4 модуля. Однако вследствие колебания уровня масла при работе редуктора обычно

приходится применять более глубокое погружение. Тихоходные колеса (второй и третьей ступеней) при необходимости допустимо погружать на величину до $1/3$ диаметра колеса.

В быстроходных редукторах, в которых глубокое погружение колес даже второй и третьей ступени нежелательно, приходится выбирать уровень масла таким, чтобы колеса отдельных, обычно быстроходных ступеней, не доставали до масла. Тогда применяют вспомогательные узкие смазочные шестеренки, сцепляющиеся с одним из колес передачи, требующей смазки. При высоких окружных скоростях колес применяют смазку поливанием. Наилучший вид струйной смазки — подачи масла на зубья шестерни непосредственно после выхода из зацепления.

Вязкость масла выбирают тем выше, чем больше нагрузка и меньше скорость. При больших нагрузках и малых скоростях до 5 м/с применяют преимущественно тяжелые промышленные масла; цилиндрическое 11, цилиндрическое 24 и П-28, в остальных случаях — средние промышленные масла. В особо быстроходных легковых передачах в целях уменьшения потерь на трение применяют масла — промышленное 12 и даже легкие промышленные масла.

Смазка подшипников качения редукторов наиболее просто осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Брызги масла попадают в подшипники непосредственно или через маслособирательные желобки. Для сохранения в подшипнике небольшого запаса масла полезно предусматривать козырьки. Если смазка разбрызгиванием не применима, например, из-за малых окружных скоростей зубчатых колес (менее 4 м/с) или наличия в масляной ванне продуктов износа, применяют консистентную смазку. При консистентной смазке предусматривают некоторое пространство для заполнения смазкой и маслосдерживающие шайбы. При больших частотах вращения и нагрузках применяют принудительную смазку от общей системы. Подшипники скольжения современных тяжелых и быстроходных редукторов имеют обычно принудительную смазку.

Целесообразный срок службы редукторов 30 — 50 тысяч часов.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ:

1. Разобрать редуктор в следующем порядке:
 - отвернуть болты, крепящие крышку корпуса;
 - отвернуть болты, крепящие крышки подшипников к корпусу и крышке редуктора;
 - снять крышку редуктора, осторожно поддев ее (она находится еще на двух штифтах).
2. Изучить устройство, принцип работы и компоновку зубчатого редуктора.
3. Начертить кинематическую схему редуктора.
4. Определить вид зубчатых передач по способу зацепления, расположению зубьев.
5. Подсчитать количество зубьев на шестернях и колесах. Результаты занести в отчет по лабораторной работе.
6. Произвести замеры геометрических параметров зубчатого редуктора:
 - габаритных и присоединительных размеров,
 - диаметров окружностей вершин,
 - ширины венцов зубчатых колес,
 - межосевых расстояний ступеней;
 - нормальных и торцевых шагов по дугам основных окружностей. Результаты занести в отчет по работе.
7. Определить расчетные значения параметров зубчатого редуктора:
 - передаточные числа ступеней и редуктора;
 - коэффициенты ширины зубчатых колес;
 - модули зацепления;
 - угол наклона зубьев;
 - диаметры делительных окружностей зубчатых колес;
 - диаметры окружностей выступов. Результаты занести в отчет по работе.
8. Сравнить расчетные и измеренные значения параметров.
9. Собрать редуктор.
10. Выполнить эскиз подшипникового узла.

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ И УСИЛИЙ В БОЛТОВОМ СОЕДИНЕНИИ

Цель работы – определение численных значений коэффициента трения в резьбе, коэффициента трения на торце гайки и отношения σ_3/σ_p , используемого в формуле для расчета болта в виде численного коэффициента 1,3.

Оборудование, принадлежности инструменты

1. Лабораторная установка ДМ42М.
2. ПЭВМ.
3. Программный комплекс АРМ Winmachine.
4. Чертежные принадлежности.

КРАТКОЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Момент сопротивления затяжки при завинчивании гайки определяется из выражения:

$$M_3 = M_1 + M_2, \quad (5.1)$$

где M_1 - момент сил трения в резьбе;

M_2 - момент сил трения на опорном торце гайки.

При этом гайка нагружена осевой силой F (усилие затяжки) и, равномерно вращаясь под действием окружной силы F_t , перемещается вдоль оси болта (рис. 5.1, а). Точка приложения сил в винтовой паре приводится к средней линии резьбы с диаметром d_2 .

Развернем среднюю винтовую линию резьбы на плоскость, а гайку представим в виде ползуна (рис. 5.1, б). При подъеме ползуна по наклонной плоскости (это соответствует завинчиванию гайки) возникает сила трения $F_{тр} = fN$, где N - нормальная реакция наклонной плоскости; f - коэффициент трения скольжения. Под влиянием силы трения направление реакции N отклоняется от нормали к наклонной плоскости на угол трения φ . Тогда из схемы сил, действующих на ползун следует:

$$f = F_{тр} / N = \operatorname{tg} \varphi ; \quad (5.2)$$

$$F_t = Ftg(\psi + \varphi), \quad (5.3)$$

где ψ - угол подъема витка винтовой линии (угол подъема резьбы).

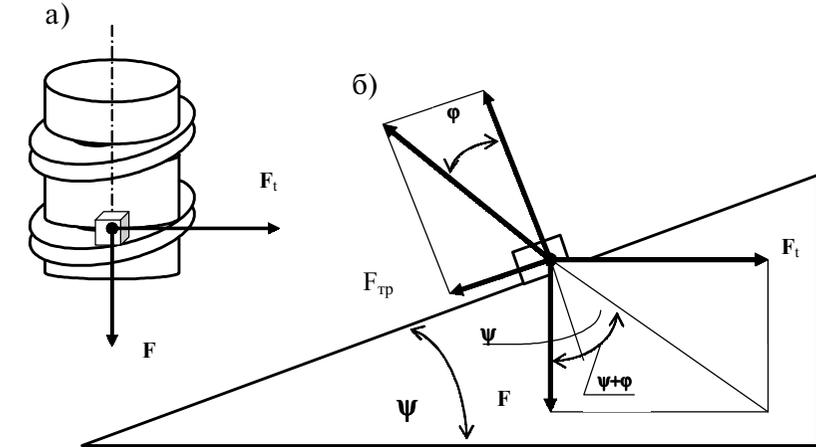


Рис. 5.1

Эти формулы справедливы для прямоугольной резьбы. Если профиль резьбы треугольный, то необходимо использовать приведенный угол трения φ^* . Покажем это на примере сравнения треугольной и прямоугольной резьбы. Осевая сила F (рис. 5.2) вызывает между витками резьбы и гайки нормальные к боковой поверхности профиля резьбы силы взаимодействия R_1 и R_2 . Считая условно эти силы сосредоточенными, получим выражение для суммарной окружной силы трения в резьбе (без учета угла подъема):

$$\begin{aligned} \text{для прямоугольной резьбы } R_{r2} &= 2(R_2/2)f = Ff; \\ \text{для треугольной резьбы } R_{r1} &= 2(R_1/2)f = Ff/\cos(\alpha/2) = Ff^*; \\ \text{где } f &\text{ - коэффициент трения;} \\ f^* &\text{ - приведенный коэффициент трения в резьбе:} \\ f^* &= f/\cos(\alpha/2); \end{aligned} \quad (5.4)$$

откуда

$$\varphi^* = \arctg f^* = \arctg [f/\cos(\alpha/2)], \quad (5.5)$$

и формула (5.3) преобразуется к виду:

$$F_t = Ftg(\psi + \varphi^*). \quad (5.6)$$

В свою очередь, момент сил трения в резьбе

$$M_1 = F \frac{d_2}{2} tg(\psi + \varphi^*) \quad (5.7)$$

и момент сил трения на опорном торце гайки

$$M_2 = Ff_1 * 0,5d_{cp}, \quad (5.8)$$

где F - усилие затяжки болта;
 d_2 - средний диаметр резьбы;
 ψ - угол подъема резьбы;
 φ^* - приведенный угол трения;
 f_1 - коэффициент трения на торце гайки;
 d_{cp} - средний диаметр опорной поверхности гайки.

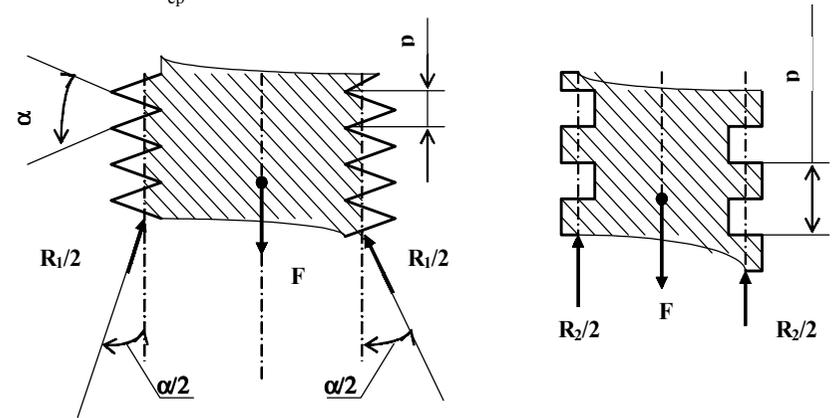


Рис. 5.2

Силу трения на торце гайки Ff_1 считают сосредоточенной и приложенной к среднему радиусу опорной поверхности $r_{cp} = 0,5d_{cp}$ (рис. 5.3, а).

В свою очередь

$$d_{cp} = 0,5(D + d_0), \quad (5.9)$$

где D - наружный диаметр торца гайки (рис. 5.3, б), принимаемый равным размеру под ключ.

Преобразуя формулу (5.7), получим:

$$\operatorname{tg}(\psi + \varphi^*) = 2M_1 / Fd_2, \quad (5.10)$$

откуда

$$\varphi^* = [\operatorname{arctg}(2M_1 / Fd_2)] - \psi. \quad (5.11)$$

Для стандартной метрической резьбы из формулы (5.5) получаем:

$$f^* = \operatorname{tg} \varphi^*. \quad (5.12)$$

Подставляя в формулу (5.12) значение φ^* из (5.11) и имея в

виду, что $\operatorname{tg}(\alpha - \beta) = \frac{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha \times \operatorname{tg}\beta + 1}$ и $\operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \alpha) = \alpha$, получим:

$$f^* = \frac{\frac{2M_1}{Fd_2} - \operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}\psi + 1} = \frac{(2M_1/Fd_2) - \operatorname{tg}\psi}{[(2M_1/Fd_2)\operatorname{tg}\psi + 1]}, \quad (5.13)$$

Из формулы (5.8) определим коэффициент трения на торце гайки

$$f_1 = 2M_2 / Fd_{\text{cp}}. \quad (5.14)$$

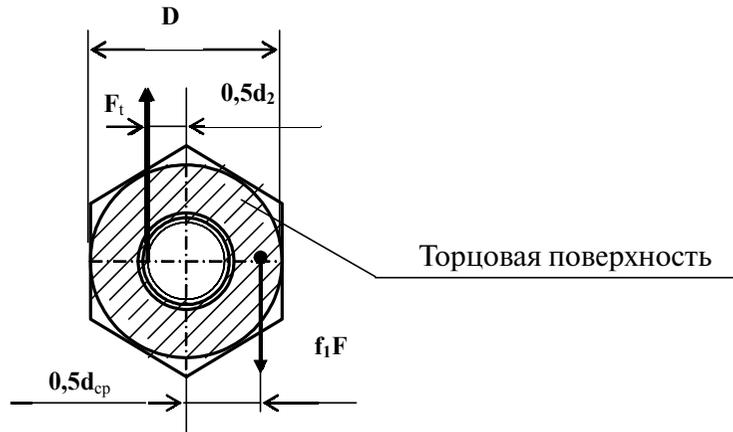


Рис. 5.3

Под действием усилия затяжки в теле болта возникают напряжения растяжения

$$\sigma_p = F / A = 4F / \pi d_1^2, \quad (5.15)$$

а под действием момента закручивания - напряжения кручения

$$\tau = M_1 / W_{\text{кр}} = 16M_1 / \pi d_1^3, \quad (5.16)$$

где d_1 - внутренний диаметр резьбы.

Эквивалентное напряжение от этих факторов по энергетической теории прочности

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}. \quad (5.17)$$

Подставив в формулу (5.17) вместо σ_p и τ их значения (5.15) и (5.16), получим

$$s_3 = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_1}{\pi d_1^3}\right)^2}. \quad (5.18)$$

Заменим в этой формуле M_1 на его значение (5.7) и вынесем $\sigma_p = 4F / \pi d_1^2$ из под корня, тогда

$$\sigma_3 = \sigma_p \sqrt{1 + 1,2 \left[\frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\psi + \varphi^*) \right]^2}. \quad (5.19)$$

Для стандартной метрической резьбы угол профиля $\alpha = 60^\circ$, $\psi = 2^\circ 30'$; $d_2 / d_1 = 1,1$, а среднее значение коэффициента трения можно принять $f = 0,15$. Тогда из формулы (5.5) получим:

$$\varphi^* = \operatorname{arctg} [f / \cos(\alpha/2)] = \operatorname{arctg} (0,15 / \cos 30^\circ) = 9^\circ 50'.$$

Подставляя эти значения в формулу (5.19), получим: $\sigma_3 = 1,3\sigma_p$ или

$$\sigma_3 / \sigma_p = 1,3. \quad (5.20)$$

Таким образом, расчет болтов работающих при значительном усилии затяжки, можно вести по формуле:

$$\sigma_3 = \frac{4 \cdot 1,3F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (5.21)$$

В лабораторной работе численные значения отношения σ_3 / σ_p определяются в процессе эксперимента по формуле (5.22), которая получена путем преобразования формул (5.15), (5.16) и (5.17):

$$\sigma_3 / \sigma_p = \sqrt{1 + 48(M_1 / Fd_1)^2}, \quad (5.22)$$

Описание лабораторной установки

Лабораторная установка (рис. 5.4 и 5.5) состоит из испытуемого болта 1 с гайкой 9, упругого элемента 2 с индикатором 5, динамометрического ключа с индикатором 12.

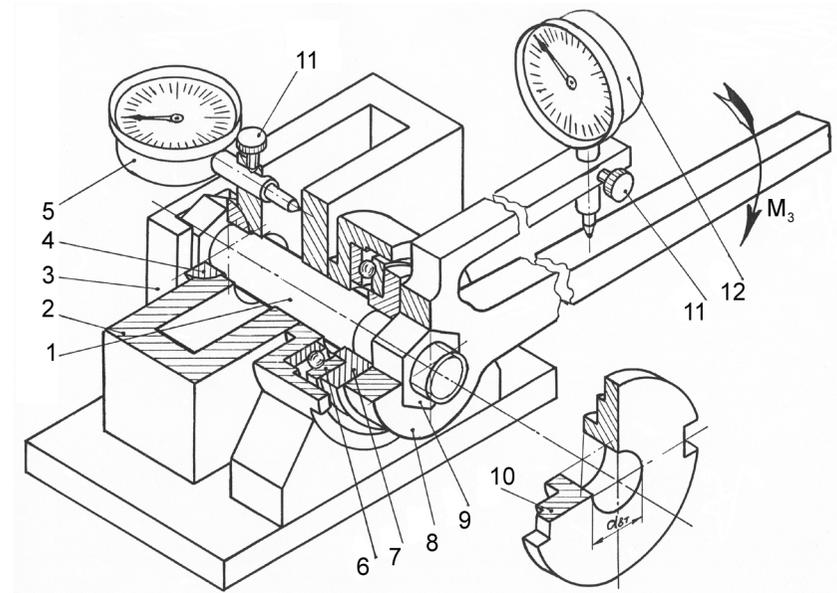


Рис. 5.4

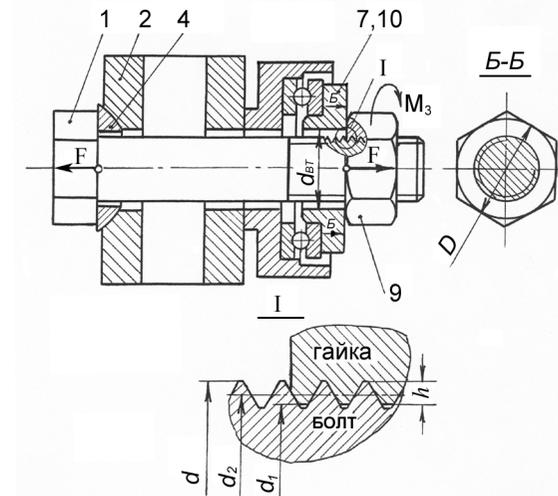


Рис. 5.5

Кронштейн с пазом 3 удерживает болт от вращения. Сферическая шайба 4 центрирует его для того чтобы гайка равномерно всей опорной поверхностью опиралась на сменные опорные втулки 7 и 10. Втулка 10 имеет пазы, с помощью которых блокируется упорный подшипник 6. Замена втулки 10 на втулку 7 разблокирует подшипник, что позволит практически исключить трение на торце гайки. В этом случае $M_3 \cong M_1$.

Требуемое значение усилия затяжки F достигается вращением гайки динамометрическим ключом. В результате этого одновременно деформируются рукоятка динамометрического ключа (от приложенного момента завинчивания M_3) и упругий элемент (от усилия затяжки F). Эти деформации согласно закону Гука (в пределах упругости) прямо пропорциональны приложенной силе (моменту), поэтому:

$$M_3 = k_1 \cdot X, \quad (5.23)$$

$$F = k_2 \cdot Z, \quad (5.24)$$

где k_1 - коэффициент пропорциональности рукоятки ключа;

k_2 - коэффициент пропорциональности упругого элемента;
 X и Z - деформации рукоятки ключа и упругого элемента,
 соответственно.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Начертить эскиз установки.
2. Разобрать лабораторную установку.
3. Произвести измерения параметров болтового соединения:
 - наружного диаметра резьбы d болта 1;
 - наружного диаметра опорного торца D гайки 9;
 - диаметров отверстий $d_{вт}$ втулок 7 и 10.
 Результаты измерений занести в отчет по лабораторной работе.
4. По табл. 5.1 определить параметры резьбы болта:
 - внутренний диаметр резьбы d_1 ;
 - средний диаметр d_2 ;
 - угол подъема резьбы ψ ;
 - площадь сечения болта A по внутреннему диаметру d_1 .
 Занести их в отчет по лабораторной работе.

Таблица 5.1

d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	ψ , град.	A , мм ²
16	13,84	14,70	$2^0 28'$	144,2
18	15,30	16,38	$2^0 47'$	175,1
20	17,30	18,38	$2^0 29'$	225,2

5. Определить максимальную допустимую силу затяжки болта:

$$F_{\max} = [\sigma_p] A / 1,3; [Н],$$

где $[\sigma_p] = \sigma_T / n$. Здесь $\sigma_T = 230$ Мпа (1 Мпа = 1 Н/мм²) – предел текучести материала болта; $n = 1,5 \dots 2,5$ – коэффициент запаса прочности.

6. По максимальной силе F_{\max} вычислить значения усилия затяжки болта F_i для пяти ступеней нагружения: $F_1 = 0,2F_{\max}$; $F_2 = 0,4F_{\max}$; $F_3 = 0,6F_{\max}$; $F_4 = 0,8F_{\max}$; $F_5 = 1,0 F_{\max}$. Результаты вычислений занести в отчет по лабораторной работе.

7. Для каждого значения усилия затяжки F_i определить величину деформации Z_i упругого элемента 2 (см. рис. 5.4):

$$Z_i = F_i / k_2,$$

где $k_2 = 2,9 \cdot 10^4$ Н/мм – коэффициент пропорциональности упругого элемента.

8. Собрать лабораторную установку и установить на испытуемый болт опорную втулку 10, блокирующую упорный подшипник 6.

9. Надеть динамометрический ключ 8 на гайку 9 и выставить индикаторы 5 и 12 на нуль.

10. Плавным, без остановок, вращением ключа производится затяжка болта до достижения значения Z_5 деформации упругого элемента. Одновременно по индикатору 12 определяются деформации рукоятки ключа X_i , соответствующие каждой из ступеней нагружения. Результаты измерений занести в отчет по лабораторной работе.

11. Определить момент завинчивания M_{3i} по формуле (5.23) для каждой ступени нагружения. Коэффициент пропорциональности $k_1 = 3,9 \cdot 10^4$ Н·мм/мм. Результаты вычислений занести в отчет по лабораторной работе.

12. Заменить опорную втулку 10 втулкой 7 (см. рис. 5.4) и повторить эксперимент. Полученные значения деформации рукоятки ключа X_i^* занести в отчет по лабораторной работе.

13. Определить момент завинчивания и момент сил трения в резьбе: $M_3^* = M_1 = k_1 X_i^*$, результаты вычислений занести в отчет по лабораторной работе.

14. Определить значения моментов M_{2i} от сил трения на опорном торце гайки для каждой ступени нагружения болта: $M_{2i} = M_{3i} - M_{1i}$. Результаты вычислений занести в отчет по лабораторной работе.

15. Определить значения приведенного коэффициента трения в резьбе f_i^* по формуле (5.13), коэффициента трения на торце гайки f_{1i} по формуле (5.14) и отношения s_s / s_p по формуле (5.22) для каждой ступени нагружения болта. Результаты вычислений занести в отчет по лабораторной работе.

16. Выполнить расчет затянутого болтового соединения под действием максимальной силы затяжки F_{\max} с использованием программного модуля АРМ Winjoint. Результаты вычислений сравнить с экспериментальными данными.

17. Построить графики функций: $M_1 = f(F)$; $M_2 = f(F)$; $M_3 = f(F)$; $f^* = f(F)$; $f_1 = f(F)$; $\sigma_s / \sigma_p = f(F)$.

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

Список рекомендуемой литературы:

1. Дианов Х.А., Ефремов Н.Г., Мицкевич В.Г. Детали машин. Курс лекций. —М.: РГОТУПС, 2003.
2. Иванов М.Н. Детали машин. —М.: Высшая школа, 2000.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. —М.: Машиностроение, 1989.
4. Ку克林 Н.Г. и др. Детали машин. —М.: Высшая школа, 1999.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Детали машин и основы конструирования

Лабораторная работа №1

Изучение конструкции подшипников качения

1. Эскизы основных типов подшипников (с указанием направлений воспринимаемых нагрузок).

Тип подшипника	Изображение на чертеже	Изображение на кинематической схеме	Направления воспринимаемых нагрузок

2. Параметры подшипников

№ п/п	Условное обозначение	Серия подшипника	Тип подшипника	Внутренний диаметр	
				По условному обозначению, мм	По замеру, мм
1					
2					
3					
4					
5					
6					

3. Заключение

Студент _____ Шифр _____

Преподаватель _____ « » _____ 2004

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Детали машин и основы конструирования

Лабораторная работа №2

Исследования трения в подшипниках качения

1. Схема нагружения испытательной головки

2. Исходные данные

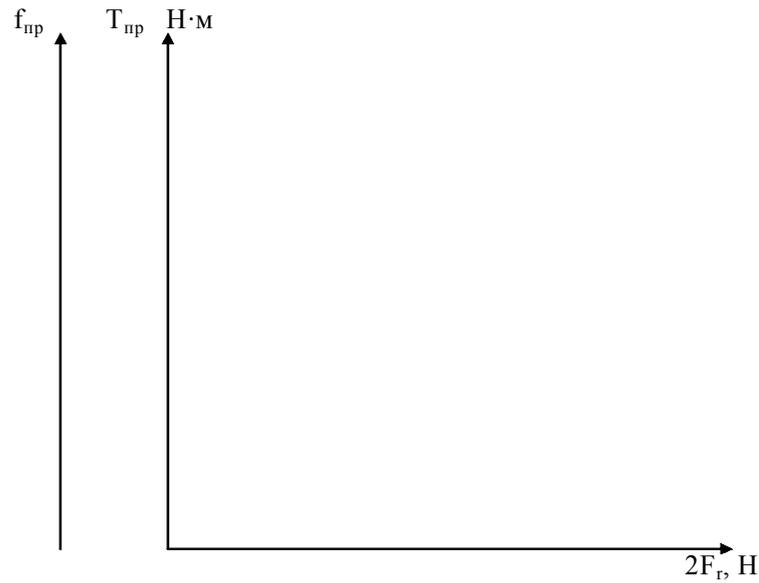
Подшипник		d, мм	D, мм	B, мм
Наименование	Обозначение			

3. Результаты испытаний

3.1. Без заполнения корпуса головки маслом

F _г , Н	Показания индикатора, h	Момент трения T _{тр} , Н·м		Коэффициент трения, f _{тр}	
		Частота вращения n, об/мин			
		980	2680	980	2680
2000					
4000					
6000					
8000					
10000					
12000					

3.2. Графики зависимости момента трения и условного коэффициента трения от нагрузки при различных скоростях вращения



Студент _____ Шифр _____

Преподаватель _____ « _____ » _____ 2004

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Детали машин и основы конструирования

Лабораторная работа № 3

Исследование скольжения и КПД в ременной передаче

1. Схема лабораторной установки

2. Исходные данные

R ₁ = R ₂ , мм	l ₁ , мм	l ₂ , мм	l ₃ , мм	l ₄ , мм	2S ₀ , Н	G, Н

3. Определение веса груза, создающего предварительное натяжение ремня

$$G = 2S_0 \frac{l_4}{l_3 + l_4} =$$

4. Результаты опытов и вычислений

Опыт	Показания индикаторов (в делениях)		Условия, Н. (Определяют по тарировочным графикам)		Моменты, Н·м		Окружное усилие, Н	Коэффициент тяги	Частота вращения, об/мин		Коэффициент скольжения	КПД
	h_1	h_2	F_1	F_2	T_1	T_2			n_1	n_2		
1							$F_t = \frac{2T_1}{D_1}$	$\varphi = \frac{F_t}{2S_0}$			ξ	η
2												
3												
4												
5												

5. Диаграмма скольжения и КПД



Преподаватель _____ (ФИО) Студент _____ (ФИО)
 (подпись, дата) Шифр _____

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Детали машин и основы конструирования

Лабораторная работа № 4

Зубчатый редуктор

1. Кинематическая схема редуктора.

2. Определение размеров редуктора:

а) основные размеры (межосевые расстояния)

$$a_{\omega_{12}} = \quad \text{мм}; \quad a_{\omega_{34}} = \quad \text{мм}.$$

б) габаритные размеры (три наибольших размера)

$$L = \quad \text{мм}; \quad B = \quad \text{мм}; \quad H = \quad \text{мм}.$$

в) присоединительные размеры

3. Определение размеров зацепления (по измерению):

$$Z_1 = \quad ; \quad Z_2 = \quad ; \quad Z_3 = \quad ; \quad Z_4 = \quad .$$

$$b_1 = \quad \text{мм}; \quad b_2 = \quad \text{мм}; \quad b_3 = \quad \text{мм}; \quad b_4 = \quad \text{мм}.$$

$$d_{a1} = \quad \text{мм}; \quad d_{a2} = \quad \text{мм}; \quad d_{a3} = \quad \text{мм}; \quad d_{a4} = \quad \text{мм}.$$

$$P_{bn12} = \quad \text{мм}; \quad P_{bn34} = \quad \text{мм}; \quad P_{bt12} = \quad \text{мм}; \quad P_{bt34} = \quad \text{мм}.$$

4. Определение передаточных чисел:

$$u_{12} = \quad ; \quad u_{34} = \quad ; \quad u_{ред} = i_{12} \cdot i_{34} = \quad .$$

5. Определение коэффициента ширины зубчатого колеса:

$$\psi_{b_{12}} = \frac{b_2}{a_{\omega_{12}}} = \quad ; \quad \psi_{b_{34}} = \frac{b_4}{a_{\omega_{34}}} = \quad .$$

6. Определение модулей зацепления:

а) расчетные значения

$$m_{n12} = p_{bn12} / p \cdot \cos \alpha = \quad \text{мм};$$

$$m_{n34} = p_{bn34} / p \cdot \cos \alpha = \quad \text{мм}.$$

б) стандартные значения

$$m_{n12} = \quad \text{мм}; \quad m_{n34} = \quad \text{мм}.$$

7. Определение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta_{12} = p_{bn12} / p_{bt12} = \quad ; \quad \cos \beta_{34} = p_{bn34} / p_{bt34} = \quad .$$

$$\beta_{12} = \arccos p_{bn12} / p_{bt12} = \quad ; \quad \beta_{34} = \arccos p_{bn34} / p_{bt34} = \quad .$$

8. Определение диаметров делительных окружностей и окружностей вершин зубчатых колес:

а) делительные окружности

$$d_1 = \frac{m_{n12} Z_1}{\cos \beta_{12}} = \quad ; \quad d_3 = \frac{m_{n34} Z_3}{\cos \beta_{34}} = \quad$$

$$d_2 = \frac{m_{n12} Z_2}{\cos \beta_{12}} = \quad ; \quad d_4 = \frac{m_{n34} Z_4}{\cos \beta_{34}} = \quad$$

б) окружности выступов

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = \quad ; \quad d_{a3} = d_3 + 2m_n = \quad$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n =$$

$$; d_{a4} = d_4 + 2m_n =$$

9. Определить размеры межосевых расстояний для каждой ступени:

$$a_{\omega 12} = \frac{m_{n12}(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_{12}} =$$

$$a_{\omega 12} = \frac{m_{n34}(z_3 + z_4)}{2 \cos \beta_{34}} =$$

(полученные результаты сравнить с измеренными значениями).

Результаты сравнения

10. Схема подшипникового узла (эскиз):

Студент _____ Шифр _____

Преподаватель _____ « _____ » _____ 2004

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Детали машин и основы конструирования

Лабораторная работа № 5

Определение коэффициентов трения и усилий в болтовом соединении

1. Схема установки

2. Исходные данные

Размеры болта				Диаметр гайки	Диаметр втулки
d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	ψ , град.	D , мм	$d_{вг}$, мм
				A , мм ²	

3. Результаты эксперимента

Осевая сила F_i ; Н (усилие затяжки)	Деформация упругого элемента Z_i		Деформация рукоятки ключа X_i (при заблокированном подшипнике)		Момент M_3 , Н·мм	Момент трения $M_3^* = M_1$, Н·мм	Момент трения M_2 , Н·мм	Коэффициенты трения		Отношение $\frac{\sigma_s}{\sigma_p}$
	мм	деления	деления	мм				f^*	f_1	

Работа проверена

Преподаватель _____

(подпись, дата)

Работу выполнил

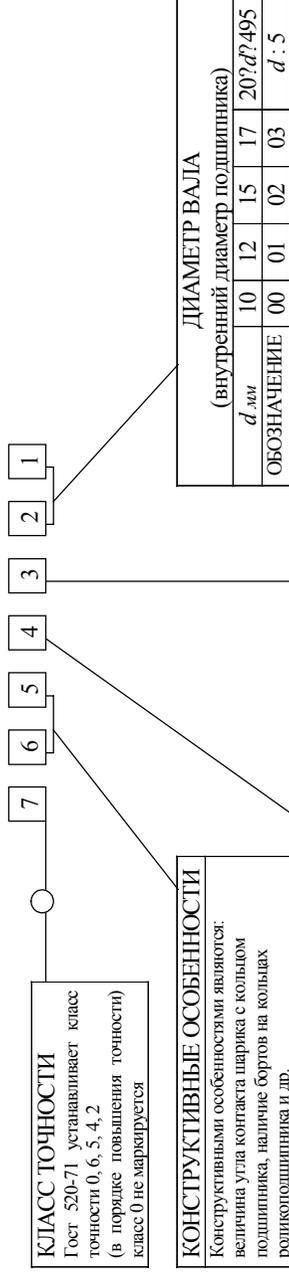
(Ф.И.О.)

(Ф.И.О.)

Студент _____

Шифр

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ



ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ ОБОЗНАЧЕНИЕ	НАИМЕНОВАНИЕ ТИПА	ХАРАКТЕРИСТИКА ПО ДИАМЕТРУ						Средняя	Тяжелая		
		Особо легкая		Легкая		Средняя					
0	Радиальный шариковый однорядный	Узкая	Нормальная	Широкая	Особоширокая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особоширокая	Узкая	Широкая
1	Радиальный шариковый сферический	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	Радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	Радиальный роликовый сферический	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
4	Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами	7	0	2	3	4	5	6	8	0	1
6	Радиально-упорный шариковый	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
7	Радиально-упорный роликовый с коническими роликами	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
8	Упорный шариковый и упорно-радиальный шариковый	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
9	Упорный роликовый и упорно-радиальный роликовый	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		3 ^я цифра справа		7 ^я цифра справа							
		7000100		2002100		3003100		4024100		5004100	
		100		200		1000200		2500		3003200	
		8000200		6002100		8000200		4004200		8000300	
		4004200		3003200		4004200		3003200		3003200	
		3600		3600		3600		3600		3600	
		3056300		3056300		3056300		3056300		3056300	
		400		400		400		400		400	

СЕРИЯ ПОДШИПНИКА: характеристика по наружному диаметру (3^я цифра) и ширине (7^я цифра)

ХАРАКТЕРИСТИКА ПО ДИАМЕТРУ

ХАРАКТЕРИСТИКА ПО ШИРИНЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ

ПРИМЕРНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ СЕРИЙ

* цифры 5 и 6 характеризуют серию по диаметру и ширине

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

4074108 – подшипник радиальный роликовый с игольчатыми роликами особолегкой особоширокой серии на диаметр вала 40 мм. Класс точности 0.

6-36209 – подшипник радиально-упорный шариковый с углом контакта 12° узкой легкой серии на диаметр вала 45 мм, 6 класс точности.

ДЕТАЛИ МАШИН И СНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Методические указания
по выполнению лабораторных работ

Редактор *В.К. Тихоныхева*
Компьютерная верстка *Ю.А. Варламова*

Тип. зак.	Изд. зак. 242	Тираж 2000 экз.
Подписано в печать 16.04.04	Гарнитура Times.	Офсет
Усл. печ. л. 3,75		Формат 60×90 ¹ / ₁₆

Издательский центр РГОТУПС,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Типография РГОТУПС, 125993, Москва, Часовая ул., 22/2