

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов направления подготовки
23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»
очной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 621.81
ББК 34.44
Д92

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «26» апреля 2023 г.,
протокол № 10

Составитель д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Изложены цель, задачи, содержание и порядок выполнения лабораторных работ.

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Ответственный за выпуск	А. М. Даньков
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2023

Содержание

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора.....	5
2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора.....	7
3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач.....	10
4 Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи зубчатого редуктора.....	12
5 Лабораторная работа № 5. Экспериментальное исследование свойств подшипников качения (момента трения).....	18
6 Лабораторная работа № 6. Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого венца.....	22
7 Лабораторная работа № 7. Исследование дисковой предохранительной муфты.....	24
8 Лабораторная работа № 8. Исследование упругих свойств муфты.....	26
9 Лабораторная работа № 9. Испытание шариковой предохранительной муфты.....	29
10 Лабораторная работа № 10. Изучение конструкций подшипников качения.....	32
11 Лабораторная работа № 11. Изучение резьбовых соединений.....	34
12 Лабораторная работа № 12. Изучение конструкций и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом.....	38
13 Лабораторная работа № 13. Исследование болтового соединения, работающего на сдвиг.....	40
14 Лабораторная работа № 14. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей.....	42
15 Лабораторная работа № 15. Уплотнения подшипниковых узлов...	46
Список литературы.....	47

Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебной программой по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и содержат указания по выполнению лабораторных работ, охватывающих основные разделы курса, в которых рассматриваются соединения, механические передачи и подшипники.

«Детали машин и основы конструирования» – фундаментальная дисциплина в системе подготовки инженеров. Она является завершающей в группе общетехнических курсов (математика, физика, сопротивление материалов и др.) и связующей со специальными дисциплинами. Предметом изучения этой дисциплины служат сборочные единицы и детали общего назначения, используемые в большинстве машин, поэтому в ней раскрываются и объясняются физические процессы и явления, сопутствующие их работе.

Лабораторные работы являются наиболее действенным практическим средством обучения, в процессе которого студенты должны приобретать навыки для выполнения научных исследований. Поэтому основными задачами лабораторных работ являются: экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков, привычек и способностей к самостоятельному выполнению необходимых действий с приборами и установками; приобретение навыка практической оценки результатов опытов; глубокое изучение физической сущности функционирования различных деталей и узлов машин.

Материалы, изложенные в рекомендациях, кроме инструкций по выполнению лабораторных работ, содержат сведения теоретического характера и предназначены для студентов дневной формы обучения. Дополнительный теоретический материал, а также более подробное изложение вопросов, касающихся расчетов в конкретно рассматриваемой области знаний, приводятся в литературе, список которой дан в конце методических рекомендаций.

Знания и опыт, приобретенные студентами в процессе выполнения лабораторных работ, являются основой для дальнейшей практической работы.

1 Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: ознакомиться с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора; определить параметры зубчатого зацепления; измерить габаритные, установочные и присоединительные размеры.

Описание конструкции редуктора.

Редуктор – это механизм, предназначенный для увеличения момента и снижения частоты вращения при передаче движения ведущего вала к ведомому. Вид редуктора определяется количеством и видом передач, входящих в его состав. Например, если в состав редуктора входят две цилиндрические зубчатые передачи, то такой редуктор называется цилиндрическим двухступенчатым.

Основным параметром редуктора является передаточное отношение, которое показывает во сколько раз скорость выходного вала редуктора меньше, чем входного [1].

Ответственным узлом редуктора является его корпус. Он проектируется на основании многих требований, учитывающих технологию изготовления корпуса и монтажа передачи, удобства осмотров и ремонта при эксплуатации.

Для снижения потерь на трение, уменьшения износа контактирующих поверхностей и удаления продуктов износа предусмотрена система смазки зубчатых колес и подшипников.

Чтобы предотвратить при нагревании протечки масла через разъемы корпуса и уплотнения валов, а при остывании – засасывание загрязненного воздуха внутрь, предусматривают вентиляцию корпуса. При смазке зубчатых колес окуноманием для вентиляции достаточно поставить пробку-отдушину.

Порядок выполнения работы.

1 Числа зубьев зубчатых колес определить подсчетом, а величину делительного межосевого расстояния a – замером. Полученные результаты уточнить у преподавателя.

2 Модуль определить в зависимости от нормального основного шага. Нормальный основной шаг p_{bn} определить, как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе:

$$p_{bn} = W_{z_{n+1}} - W_{z_n}.$$

3 Длину общей нормали W_{z_n} измерить согласно рисунку 1.1 при числе зубьев в длине общей нормали z_n , а вторую длину $W_{z_{n+1}}$ измерить при числе зубьев в длине общей нормали z_{n+1} . Определять p_{bn} лучше на ведомом зубчатом колесе, т. к. в этом случае погрешность измерений, возникающих из-за того, что зубья располагаются по окружности, будет меньше. Установить, какому

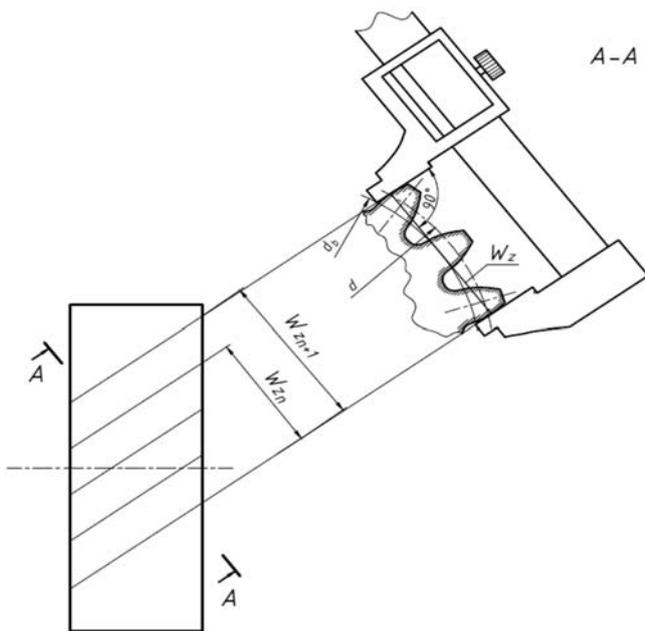


Рисунок 1.1 – Измерение длин общей нормали для определения основного нормального шага

ближайшему стандартному значению нормального модуля m_n соответствует полученное значение основного шага и, полагая что $a = a_w$, рассчитать делительный угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cdot a}$$

4 Определить направление линии зубьев зубчатых колес. Правым называют такое направление линии зуба, точка на которой движется по часовой стрелке при удалении вдоль зуба, если смотреть на колесо со стороны торца. Левым – против часовой стрелки.

5 Рассчитать передаточное число u передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

Отчет должен включать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Все необходимые результаты измерений и расчеты.
- 3 Параметры редуктора и зубчатых колес.
- 4 Выводы по результатам измерений и вычислений.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?
- 3 Что предусмотрено для осмотров редуктора?
- 4 Какие силовые факторы действуют на корпус редуктора?
- 5 Что предусмотрено в редукторе для его строповки?
- 6 Что служит в редукторе для выравнивания внутреннего давления?
- 7 Для чего служит система смазки?
- 8 Для чего делают уплотнения валов?
- 9 Для чего зубчатые колеса балансируют?
- 10 Как определяется нормальный модуль зубьев?
- 11 Как определить направление линии зуба?
- 12 Каков физический смысл коэффициента перекрытия?
- 13 Какие размеры называют габаритными и присоединительными?
- 14 Как определяется передаточное отношение редуктора?

2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

Цель работы: ознакомиться с конструкцией, назначением основных деталей, способом регулировки подшипников и червячного зацепления.

Общие сведения о червячных редукторах.

Червячные редукторы применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами. Червячные редукторы дают возможность получать в одной ступени большие передаточные отношения ($i = 8 \dots 80$), обладают низкой виброакустической активностью и шумностью, высокой плавностью работы. К недостаткам червячных редукторов следует отнести низкие значения КПД, меньший ресурс, чем у редукторов других типов, и необходимость применения дорогостоящих бронз для изготовления венцов червячных колес [1].

Практически червячные редукторы применяются для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт. Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение может достигать $i \approx 4000$.

Конструкция червячного редуктора.

В червячном редукторе червячная передача состоит из червяка, расположенного сверху или снизу, и червячного колеса. Червяк представляет из себя винт. Винтовой выступ червяка называется витком.

Опоры червяка и вала колеса состоят из роликовых (реже шариковых) радиально-упорных подшипников, зазоры в которых можно регулировать.

Корпус редуктора изготавливается из чугуна. Его конструкция должна обеспечивать легкую постановку узлов червяка и червячного колеса, а также возможность регулировки зацепления. Корпус одновременно служит и резервуаром для масла.

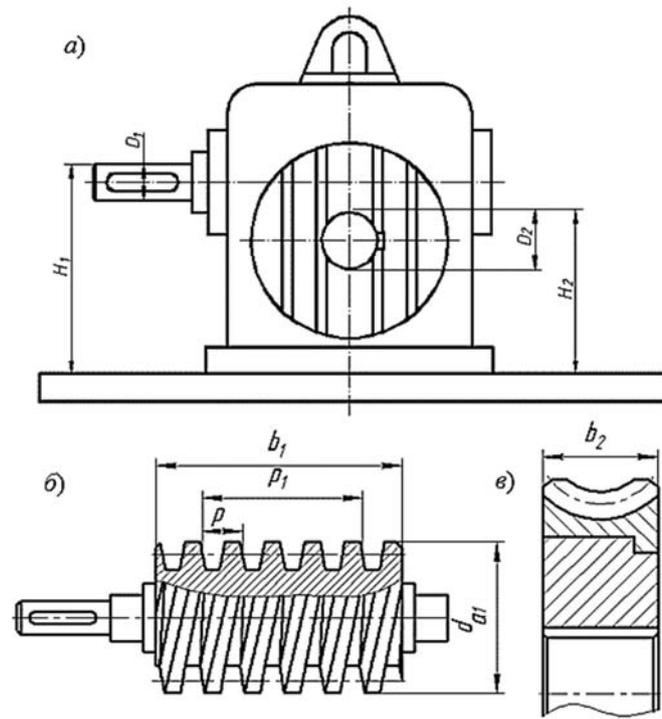
Смазка осуществляется жидким маслом. Способ смазки – картерный, непроточный, общий для червячного зацепления и подшипников.

В крышках, через которые выходят концы валов, ставят уплотнения. Назначение уплотнений – предотвратить попадание механических частиц в подшипники и зацепления через зазор между крышками и валом и вытекание смазки из редуктора.

В крышке, закрывающей верхний смотровой люк, сделано отверстие или установлена пробка-отдушина для выравнивания давления воздуха в редукторе с атмосферным. В противном случае при нагревании во время работы воздух выдавливал бы через уплотнения масло, создавая подтеки. А при остывании после работы засасывал бы эти масляные подтеки обратно, но уже загрязненные.

Порядок выполнения работы.

1 Редуктор установить на плиту (рисунок 2.1, а) и с помощью штангенрейсмуса измерить расстояния H_1 и H_2 от опорной поверхности нижнего флан-



a – редуктор на плите; *б* – червяк;
в – червячное колесо

Рисунок 2.1 – Измеряемые параметры редуктора и основных деталей

диаметру и, поделив на число шагов в этом расстоянии, определить расчетный шаг p .

4 Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1} .

5 Определить расчетный модуль зацепления в осевом сечении по формуле

$$m = p/\pi.$$

Значение m округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Ряды модулей червячных передач

Модуль m , мм	1-й ряд	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16
	2-й ряд	1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0
	3-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 4,5; 9,0; 11; 14; 18; 22

6 Вычислить коэффициент диаметра червяка по формуле

$$q = d_1/m,$$

где d_1 – делительный диаметр червяка, $d_1 = d_{a1} - 2 \cdot h_a^* \cdot m$;

h_a^* – коэффициент высоты головки витка ($h_a^* = 1$ по ГОСТ 19036–81).

Значение q округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 2.2).

ца редуктора (от плиты) до верхней кромки выходного конца быстроходного вала и верхней кромки выходного конца тихоходного вала. Штангенциркулем измерить диаметры выходных концов быстроходного и тихоходного валов D_1 и D_2 . Вычислить межосевое расстояние червячной передачи по формуле

$$a_w = H_1 - H_2 - (D_1/2) + (D_2/2).$$

Полученное значение a_w уточнить у преподавателя.

2 Разобрать редуктор, изучить конструкцию его деталей и подсчитать число витков z_1 червяка и число зубьев z_2 червячного колеса.

3 Измерить на червяке (рисунок 2.1, б) расстояние p_1 между двумя одноименными точками в начале витка и в конце по делительному

Таблица 2.2 – Ряды коэффициентов диаметра червяка

Коэффициент q диаметра червяка	1-й ряд	6,3; 7,5; 8,0; 10; 12,0; 12,5; 16; 20; 25
	2-й ряд	7,1; 9,0; 11,2; 14; 18; 22,4

7 Определить передаточное отношение редуктора

$$i = z_2 / z_1,$$

где z_1 – число витков (заходов) червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

8 Найти коэффициент x смещения червяка по формуле

$$x = (a_w / m) - 0,5 \cdot (q + z_2).$$

Отчет должен включать следующее.

- 1 Титульный лист.
- 2 Цель работы.
- 3 Результаты замеров и расчетов.
- 4 Эскизы основных деталей с проставленными замеренными размерами (см. рисунок 2.1, б, в).
- 5 Выводы по результатам измерений и вычислений.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Где применяются червячные редукторы?
- 2 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?
- 3 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 4 Для чего служит система смазки? Какие элементы относятся к системе смазки?
- 5 Как в редукторе выполнено уплотнение валов?
- 6 Как определяют модуль?
- 7 Как определяют коэффициент диаметра червяка?
- 8 Как регулируют подшипники?
- 9 Как регулируют червячное зацепление?
- 10 Что регулируют в первую очередь: подшипники или червячное зацепление? Почему?

3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач

Цель работы: изучить назначение и области применения планетарных передач, конструкцию планетарного редуктора и назначение его элементов; закрепить навыки практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

Конструкция и описание редуктора.

Редуктор имеет две ступени и собран в корпусе, состоящем из основания 1, промежуточной диафрагмы 2 и крышки 3 (рисунок 3.1). Ведущим элементом в каждой ступени является солнечное колесо, а ведомым – водило. Солнечное колесо 4 первой ступени устанавливается непосредственно на валу электродвигателя и зацепляется с сателлитом 5 первой ступени, установленным на водиле 6 консольно. С целью обеспечения равномерности распределения нагрузки между сателлитами водило 6 выполнено плавающим (с возможностью самоустановки) и фиксируется в осевом направлении с помощью запрессованных в его торцах шариков 7, один из которых взаимодействует со вставкой 8, а другой – с торцом ведущего колеса 4. Сателлиты 5, кроме ведущего колеса 4, зацепляются с коронным колесом 9 внутреннего зацепления. На водиле 6 закреплено солнечное колесо 10 второй ступени, зацепляющееся с сателлитом 11, смонтированными на водиле 12. Водило 12 смонтировано в корпусе на двух подшипниках 13 и 14 качения, один из которых (14) установлен в основании 1 корпуса, а другой (13) – в промежуточной диафрагме 2. Сателлиты 11 зацепляются с коронным колесом 15 внутреннего зацепления. Коронные колеса 9 и 15 зафиксированы от вращения с помощью шлицевых пластин 16 и 17, закрепленных на диафрагме 2 и зацепляющихся с зубьями неподвижных колес 9 и 15. Места выхода из корпуса редуктора ведущего колеса 4 и водила 12 уплотнены манжетами 18 и 19.

Сборка и разборка редуктора осуществляются в осевом направлении, при этом диафрагма и крышка крепятся к основанию корпуса болтами 20.

Масло заливается в корпус редуктора через отверстие, закрытое пробкой 21, а сливается через отверстие, закрытое пробкой 23. Уровень масла контролируется с помощью пробки 22.

Для строповки редуктора при его перемещениях служит проушина 24.

Порядок выполнения работы

- 1 Разобрать редуктор.
- 2 Подсчитать числа зубьев зубчатых колес $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$.
- 3 Определить передаточные отношения ступеней редуктора по формуле $i_{ah}^b = 1 + (z_b/z_a)$. Числа зубьев z_a и z_b идентифицировать в соответствии с рисунками 3.1 и 3.3.
- 4 Определить основной нормальный шаг как разность значений двух длин

общих нормалей, охватывающих числа зубьев зубчатого колеса, отличающиеся на единицу (рисунок 3.2). Длину общей нормали измерять штангегциркулем с точностью 0,1 мм.

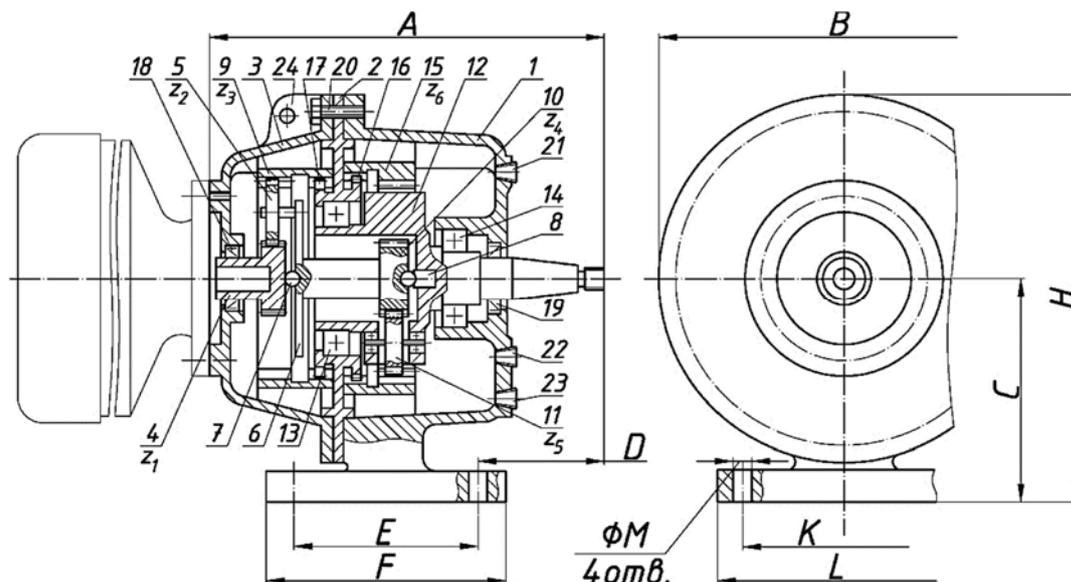


Рисунок 3.1 – Планетарный двухступенчатый редуктор

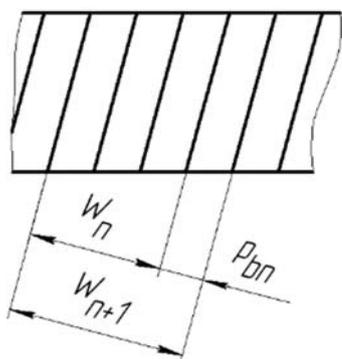


Рисунок 3.2 – Схема измерения длин общих нормалей

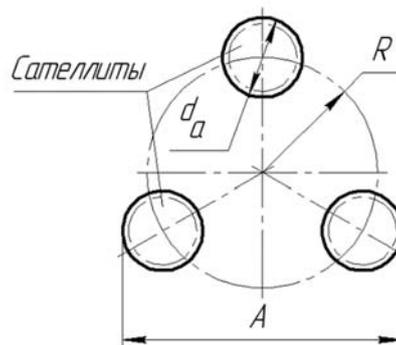


Рисунок 3.3 – Определение радиуса водила

Число зубьев n , охватываемых общей нормалью, зависит от числа зубьев зубчатого колеса и при числе зубьев $z = 26 \dots 36$ зубчатого колеса оно составляет $n = 3 \dots 5$. В зависимости от полученного значения основного нормального шага выбрать модуль m_n зацепления.

5 Замерить диаметры d_a вершин зубьев зубчатых колес.

6 Замерить размеры A и определить радиусы водила (рисунок 3.3) обеих ступеней редуктора по формуле

$$R = \frac{A - d_a}{2 \cdot \cos 30^\circ}.$$

7 Определить угол наклона зубьев зубчатых колес по формуле

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2R}$$

8 Вычислить коэффициенты смещения инструмента для зубчатых колес по формуле

$$x = \frac{d_a}{2m_n} - \frac{z}{2 \cos \beta} - 1.$$

9 Найти делительные диаметры зубчатых колес по формуле

$$d = d_a \pm 2m_n.$$

10 Определить начальные диаметры зубчатых колес по формуле

$$d = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2x \right).$$

Отчет должен включать следующее.

- 1 Титульный лист.
- 2 Кинематическую схему редуктора с обозначениями зубчатых колес.
- 3 Таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач.

Вопросы для самоконтроля

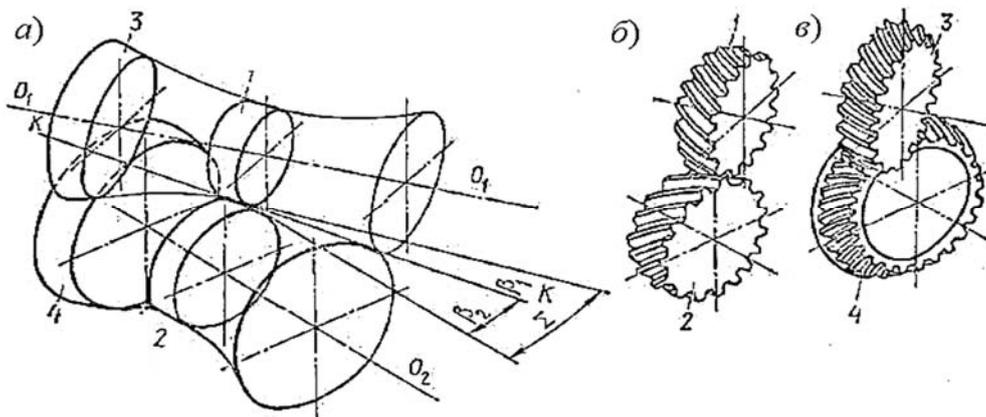
- 1 Назовите основные элементы планетарного редуктора и их назначение.
- 2 Из каких элементов состоят планетарные передачи, входящие в редуктор?
- 3 Как определить передаточное отношение редуктора?
- 4 Как определить модуль зацепления в I и II ступенях редуктора?
- 5 Как определить угол наклона зубьев зубчатых колес?
- 6 Как определить радиус водила?
- 7 Как осуществляется контроль наличия и смена масла в редукторе?
- 8 Укажите на редукторе присоединительные элементы и поверхности.
- 9 Как осуществляется строповка при транспортировке редуктора?

4 Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи зубчатого редуктора

Цель работы: изучение конструкции редуктора, ознакомление с назначением основных деталей, способами регулировки подшипников и гипоидного зацепления редуктора.

Гипоидное зацепление.

Аксоидами в относительном движении звеньев со скрещивающимися под любым углом Σ осями (рисунок 4.1, а) являются гиперboloиды, контактирующие по образующей – мгновенной оси вращения и скольжения KK , наклоненной к осям гиперboloидов под углами β_1 и β_2 . Если в качестве начальных поверхностей принять эти гиперboloиды и на звеньях нарезать зубья, то получим гиперboloидный механизм с зубьями, контактирующими по линии.



а – гиперboloидный механизм; б – винтовой механизм; в – гипоидный механизм

Рисунок 4.1 – Аксоиды зубчатых механизмов со скрещивающимися осями

Такие зацепления не нашли применения ввиду сложности изготовления их элементов. Вместо них применяют зацепления, у которых начальные поверхности представляют собой цилиндры 1, 2, вписанные в горловины гиперboloидов, или конусы 3, 4, расположенные на удаленных от горловины участках гиперboloидов. Касание таких начальных поверхностей, не совпадающих с аксоидными, – точечное, поэтому и контакт зубьев в зацеплениях тоже переходит в точечный. Такие механизмы с цилиндрическими начальными поверхностями (рисунок 4.1, б) называются винтовыми, а с коническими поверхностями (рисунок 4.1, в) – гипоидными.

При проектировании гипоидных передач обычно выбирают гипоидное смещение $E = (0,2 \dots 0,3) \cdot d_{ae2}$; в передачах легковых автомобилей и легких грузовиков $E \leq 0,2 \cdot m_{te} \cdot z_c$, а в передачах тяжелых транспортных машин $E \leq 0,1 \cdot m_{te} \cdot z_c$, где $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$; m_{te} – модуль зубьев во внешнем торцовом сечении; z_1 и z_2 – числа зубьев соответственно вал-шестерни и колеса.

Углы наклона зубьев шестерни с ее осью обычно выбирают $\beta_1 = 50^\circ$ или несколько уменьшают с увеличением числа зубьев: при $z_1 = 6 \dots 13$ $\beta_1 = 50^\circ$, при $z_1 = 14 \dots 15$ $\beta_1 = 45^\circ$; при $z_1 = 16$ $\beta_1 = 40^\circ$. При этом углы наклона зубьев колеса $\beta_2 = 30^\circ \dots 35^\circ$ (сдвиг торцов зубьев колеса должен быть близким к 1,3 торцового шага). Так как β_1 выбирают большим, чем β_2 , то при одинаковых диаметрах колес d_2 и передаточном числе u диаметр шестерни d_1 гипоидной передачи получается в $k = \cos \beta_2 / \cos \beta_1$ раз больше, чем в конической. Расчет гипоидных

передач по контактным напряжениям и на изгиб можно производить так же, как конических, при одинаковых диаметрах, ширинах и торцовых модулях.

Типовая конструкция гипоидного редуктора трансмиссии автомобиля.

Обозначения узлов и деталей ведущего моста автомобиля, в состав которого входит гипоидная передача (рисунок 4.2): 1 – воздушный клапан; 2 – полуось; 3 – регулировочная гайка шарикоподшипника коробки дифференциала; 4 – шарикоподшипник коробки дифференциала; 5 – коробка дифференциала; 6 – гипоидное зубчатое колесо; 7 – картер главной передачи; 8 – передний подшипник вала гипоидного зубчатого колеса; 9 – регулировочная прокладка; 10 – грязеотражатель; 11 – фланец крепления карданного вала; 12 – фланцевая вилка карданного шарнира; 13 – предохранительный клапан; 14 – игольчатый подшипник; 15 – пружина клапана; 16 – корпус клапана; 17 – стопорное кольцо; 18 – балансировочная пластина; 19 – скользящая вилка карданного шарнира; 20 – труба карданного вала; 21 – пробка канала ввода смазки; 22 – стопорное кольцо; 23 – крестовина карданного шарнира; 24 – манжета игольчатого подшипника; 25 – резиновая армированная манжета; 26 – упорная шайба; 27 – подшипник (задний) гипоидной вал-шестерни; 28 – гипоидная вал-шестерня; 29 – распорная втулка; 30 – палец сателлитов; 31 – стопорный штифт пальца сателлитов; 32 – сателлит дифференциала; 33 – зубчатое колесо полуоси; 34 – маслоотражатель; 35 – картер (балка) заднего моста; 36 – пробка маслопускного отверстия; 37, 39 – прокладки пробок; 38 – пробка маслонаполнительного отверстия; 40 – колпак картера; 41 – гайка крепления фланца (самоостопоряющаяся); *a* – маслосгонная канавка фланца 11; *b* – канал для стока масла из подшипников.

Недостатком гипоидных передач является повышенная опасность заеданий, связанная с наличием скольжения вдоль контактных линий. Для повышения сопротивления заеданию гипоидных передач применяют противозадирные смазочные материалы, например, ТАД-17и.

Опасность заеданий тем меньше, чем меньше гипоидное смещение, т. е. межосевое расстояние $E = a_w$ (см. рисунок 4.3). Углы наклона зубьев шестерни с ее осью обычно выбирают $\beta_1 = 50^\circ$ или несколько уменьшают с увеличением числа зубьев. При этом углы наклона зубьев колеса $\beta_2 = 30^\circ \dots 35^\circ$ (сдвиг торцов зубьев колеса должен быть близким к 1,3 торцового шага). Углы зацепления α для противоположных сторон зубьев различные. Они меньше для вогнутой стороны зубьев шестерни и сопряженной выпуклой стороны зубьев колеса и соответственно больше для противоположных сторон. Выбор направления зубьев шестерни (правое или левое) зависит от направления гипоидного смещения.

Геометрический расчет гипоидных передач аналогичен расчету конических с круговыми зубьями, но несколько сложнее. При расчете пользуются расчетными таблицами и графиками. Передаточное число гипоидных передач определяют по аналогии с винтовыми цилиндрическими передачами:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta_2}{d_1 \cdot \cos \beta_1}.$$

Так как β_1 выбирают большим, чем β_2 , то при одинаковых диаметрах колес d_2 и передаточном числе u диаметр шестерни d_1 гипоидной передачи получается в $k = \cos\beta_2 / \cos\beta_1$ раз больше, чем в конической. Расчет гипоидных передач по контактным напряжениям и на изгиб можно производить так же, как конических, при одинаковых диаметрах, ширинах и торцовых модулях. Полный геометрический и прочностной расчет гипоидных передач приведен в [1].

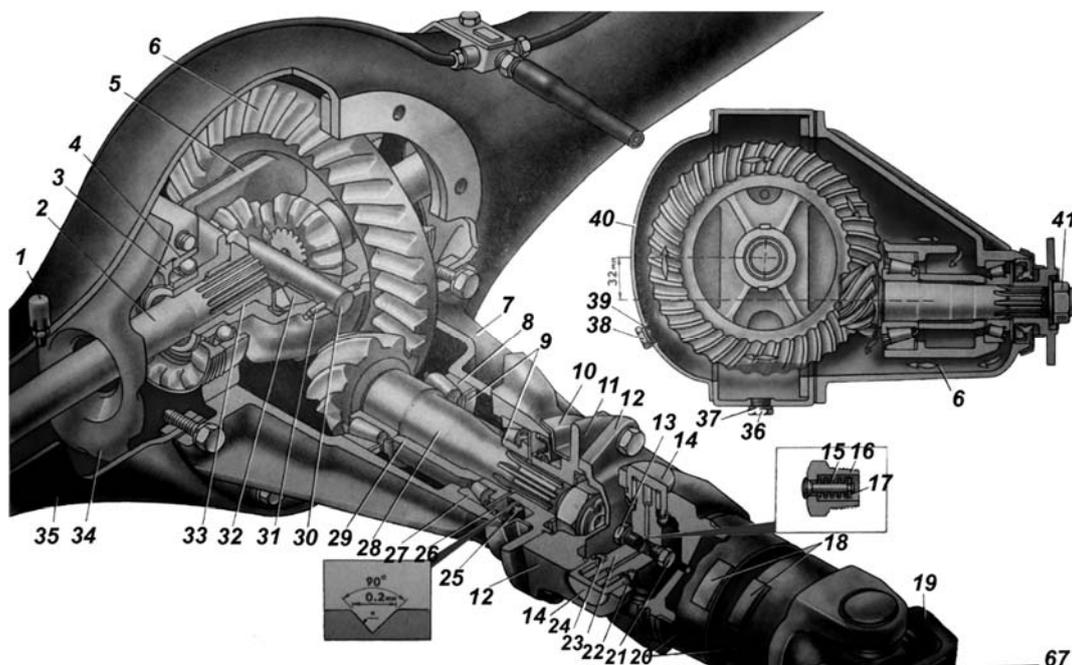


Рисунок 4.2 – Гипоидный редуктор в составе ведущего моста трансмиссии автомобиля

Проверка достаточности регулировки подшипников вала-шестерни.

Для ограничения осевых смещений вала-шестерни под рабочими нагрузками очень важно создать в ее подшипниках предварительный натяг в заданных пределах. Натяг контролируют динамометрическим ключом, замеряя момент сопротивления проворачиванию вала-шестерни за гайку 41 крепления фланца (см. рисунок 4.2). Моментом сопротивления проворачиванию определяется степень затяжки подшипников. Он должен быть 0,39...0,59 Н·м. Такой момент сопротивления создают затягиванием гайки 41 фланца моментом 117...254 Н·м периодически проверяя динамометрическим ключом момент сопротивления подшипников проворачиванию вала-шестерни.

Если момент сопротивления проворачиванию менее 0,39 Н·м, то подтягивают гайку 41 фланца вала-шестерни, не превышая заданный момент затягивания, и проверяют вновь момент сопротивления проворачиванию вала-шестерни.

Если момент сопротивления проворачиванию оказался более 0,59 Н·м, что указывает на завышенный предварительный натяг подшипников, то заменяют распорную втулку 29, поскольку она от чрезмерной нагрузки деформировалась до размера, не позволяющего провести регулировку правильно.

Создание предварительного натяга подшипников коробки дифференциала и регулировка бокового зазора в зацеплении гипоидных вала-шестерни и колеса.

Поворачивая регулировочные гайки, предварительно отрегулировать боковой зазор между зубьями вала-шестерни и колеса в пределах 0,08...0,13 мм. Зазор необходимо проверять по индикатору, установленному на фланце картера 7 редуктора при покачивании колеса. При этом подшипники не должны иметь предварительного натяга. Регулировочные гайки должны находиться только в соприкосновении с подшипниками, в противном случае нарушается правильность измерения предварительного натяга.

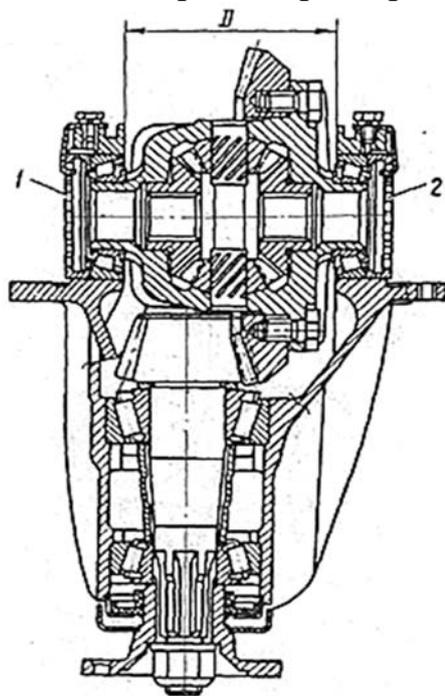


Рисунок 4.3 – Схема для проверки предварительного натяга подшипников коробки дифференциала

Последовательно и равномерно затяните две регулировочные гайки 1 и 2 подшипников (рисунок 4.3), при этом крышки подшипников дифференциала расходятся и, следовательно, увеличивается расстояние «D». Это расхождение отмечают индикаторами, установленными на фланце картера редуктора. Гайки для регулировки подшипников коробки дифференциала затягивать до увеличения расстояния «D» на 0,14...0,18 мм.

Установив точный предварительный натяг подшипников коробки дифференциала, окончательно проверьте боковой зазор в зацеплении шестерен главной передачи, который не должен измениться.

Если зазор в зацеплении шестерен больше 0,08...0,13 мм, то приблизьте ведомую шестерню к ведущей или отодвиньте, если зазор меньше. Чтобы сохранить установленный предварительный натяг подшипников, перемещайте ведомую шестерню, подтягивая одну из регулировочных гаек подшипников и ослабляя другую на тот же

самый угол.

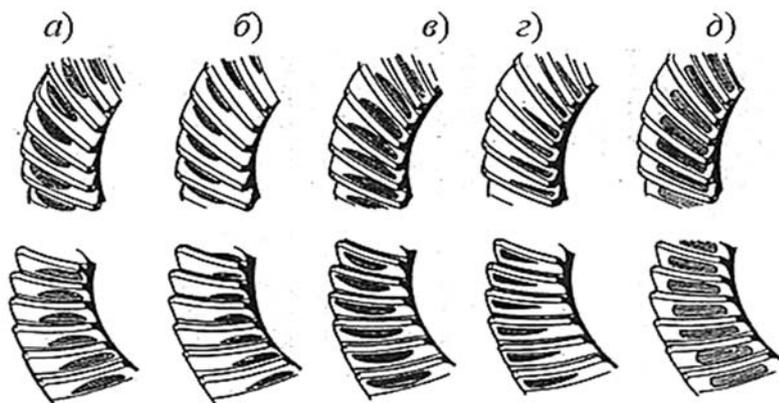
Для точного выполнения этой операции следите за индикаторами, которые должны показывать в сумме суммарную величину ранее установленного предварительного натяга подшипников. После затягивания одной из гаек показания индикаторов изменятся, т. к. увеличится расхождение «D» крышек и предварительный натяг подшипников. Поэтому другую гайку ослабляйте до тех пор, пока суммарное показание индикаторов не вернется к суммарной величине их показаний ранее установленного предварительного натяга.

Проверка контакта рабочей поверхности зубьев в зацеплении гипоидных вала-шестерни и колеса.

Для окончательной проверки на стенде качества зацепления гипоидных вала-шестерни и колеса передачи редуктора необходимо выполнить следующее:

- смажьте рабочие поверхности зубьев гипоидного колеса тонким слоем свинцовой окиси или другой краской;
- поверните вал-шестерню за фланец на четыре-пять оборотов, притормозив рукой вращение гипоидного колеса, чтобы под нагрузкой на поверхностях зубьев колеса остались следы контакта с зубьями вала-шестерни;

– измените направление вращения и, притормаживая, получите следы контакта на другой стороне зубьев гипоидного колеса, что соответствует движению автомобиля назад.



a, б – неправильный контакт в зацеплении: отодвиньте вал-шестерню от колеса, уменьшив толщины регулировочных прокладок g (см. рисунок 4.2); *в, г* – неправильный контакт в зацеплении: придвиньте вал-шестерню к колесу, увеличив толщины регулировочных прокладок g , *д* – правильный контакт в зацеплении вала-шестерни и колеса

Рисунок 4.4 – Расположения пятен контакта в зацеплении гипоидных вала-шестерни и колеса

Углы наклона зубьев β_1 вала-шестерни и β_2 колеса, гипоидное смещение E , внешнюю высоту зуба h_{e2} колеса.

Определить передаточное число u , число зубьев плоского колеса z_c , модуль зубьев во внешнем торцовом сечении m_{te} из формулы $h_{e2} = 2,25m_{te}$, гипоидное смещение E .

Величины измеренных и вычисленных параметров сравнить с рекомендованными выше, сделать необходимые выводы.

Отчет должен включать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Результаты измерений параметров вала-шестерни и колеса: z_1 и z_2 ; d_{ae1} и d_{ae2} ; b_1 и b_2 ; β_1 и β_2 ; гипоидного смещения E , внешней высоты зуба h_{e2} колеса.
- 3 Результаты расчетов передаточного числа u , числа зубьев плоского колеса z_c , модуля зубьев во внешнем торцовом сечении m_{te} , гипоидного смещения E .
- 4 Результаты сравнения величины измеренных и вычисленных параметров с рекомендованными значениями.
- 5 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое гиперблоидный механизм?
- 2 Преимущества и недостатки гипоидных передач.

Зацепление считается нормальным, если на обеих сторонах зубьев гипоидного колеса пятна контакта будут равномерно расположены ближе к узкому торцу зуба, занимая две трети его длины и не выходя на вершину и основание зуба, как показано на рисунке 4.4, *д*.

Порядок выполнения работы.

Посчитать числа зубьев z_1 вала-шестерни и z_2 колеса. Измерить диаметры внешние вершин d_{ae1} вала-шестерни и d_{ae2} колеса, ширины зубчатых венцов b_1 вала-шестерни и b_2 колеса, углы наклона зубьев β_1 вала-шестерни и β_2 колеса, гипоидное смещение E , внешнюю высоту зуба h_{e2} колеса.

3 Опишите конструкцию редуктора трансмиссии автомобиля.

4 Как определяется передаточное отношение гипоидных передач?

5 Как осуществляется регулировка подшипников вала-шестерни?

6 Как осуществляется регулировка бокового зазора в зацеплении гипоидных вала-шестерни и колеса?

7 Как проводится проверка контакта рабочей поверхности зубьев в зацеплении гипоидных вала-шестерни и колеса?

5 Лабораторная работа № 5. Экспериментальное исследование свойств подшипников качения (момента трения)

Цель работы: изучение методов планирования эксперимента путем проведения двухфакторного эксперимента по определению условного момента трения в подшипниках качения в зависимости от радиальной нагрузки и частоты вращения внутреннего кольца.

Основные расчетные зависимости.

Момент трения при качении зависит от ряда факторов, в частности, от нагрузки, воспринимаемой подшипником, частоты вращения одного из колец и количества смазки. При определенных условиях эксплуатации, когда подшипник воспринимает нагрузку, составляющую 10 % величины его динамической грузоподъемности и правильно выбранной смазке, можно с достаточной степенью точности (при других условиях точность снижается) определить величину момента трения T , Н·мм, используя постоянные коэффициенты трения μ_t , по формуле

$$T = \mu_t \cdot P_r \cdot \frac{d}{2}, \quad (5.1)$$

где P_r – динамическая эквивалентная нагрузка на подшипник, Н;

d – внутренний диаметр подшипника, мм.

Динамическую эквивалентную нагрузку определяют по формуле

$$P_r = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где V – коэффициент вращения;

X – коэффициент радиальной нагрузки;

F_r – радиальная нагрузка, Н;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

F_a – осевая нагрузка, Н;

K_σ – динамический коэффициент;

K_T – температурный коэффициент.

При отсутствии осевых нагрузок для радиальных и радиально-упорных подшипников принимают $P_r = F_r$.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная динамическая нагрузка – это такая постоянная радиальная нагрузка, при которой долговечность подшипника будет такая же, как и при фактических условиях нагружения и вращения.

Между эквивалентной динамической нагрузкой P_r и базовой долговечностью подшипника L_{10} , млн об, существует зависимость

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p,$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

p – показатель степени.

При $L_{10} = 1$ млн оборотов $C_r = P_r$.

Таким образом, базовая динамическая грузоподъемность – это такая постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник с неподвижным наружным кольцом сможет выдержать в течение 1 млн оборотов внутреннего кольца. Считается при этом, что вероятность безотказной работы подшипника до начала появления первых признаков усталости металла равна 90 % [2].

При известных частоте вращения подшипника n , об/мин, и сроке службы L_h , ч, число его оборотов

$$L = 6 \cdot 10^{-5} n \cdot L_h.$$

Следовательно, зная тип подшипника, условия его работы, срок службы и частоту вращения, можно определить допускаемую радиальную нагрузку $[F_r]$, Н, на подшипник, что необходимо для подготовки лабораторной установки к работе.

$$[F_r] = \frac{C_r}{\sqrt[p]{L}}.$$

Основой методов статистического планирования экспериментов является использование упорядоченного плана расположения опытных точек в факторном пространстве и переход к новой системе координат. Если отклик зависит от K факторов, то они образуют K -мерное факторное пространство.

Первым этапом составления плана эксперимента является выбор его условий. К числу основных условий эксперимента относятся: область экспериментирования, основной уровень исследуемых факторов и интервал варьирования, точность измерений.

Основной уровень (нулевая точка) представляет собой центр изучаемой области изменения данного фактора. Уровни фактора выбирают, как правило, симметричными относительно нулевой точки (один из этих уровней называется верхним, второй – нижним). Тогда интервал варьирования – это расстояние на координатной оси между основным и верхним или нижним уровнями фактора. Для упрощения записи условий эксперимента и обработки экспериментальных данных масштабы по осям выбирают так, чтобы верхний уровень фактора соот-

ветствовал (+1), нижний (-1), а основной (0). Для факторов с непрерывной областью определения это всегда можно сделать, перейдя к новой системе координат. Если обозначить через Z_{1j} и Z_{2j} соответственно нижнюю и верхнюю границы изменения уровня J -го фактора, а через Y – параметр оптимизации, то для двухфакторной задачи область факторного пространства, подлежащая изучению, будет иметь вид прямоугольника.

План эксперимента, содержащий все комбинации факторов на определенном числе уровней равное число раз, называется полным факторным планом. Если число факторов известно, можно сразу найти число опытов, необходимых для реализации всех возможных сочетаний уровней факторов:

$$N = p^k,$$

где p – число уровней фактора;

k – число факторов.

При числе уровней, равном двум, имеем полный факторный план эксперимента типа 2^k . В случае двухфакторного эксперимента необходимое число опытов составляет $N = 2^2 = 4$, что соответствует четырем точкам факторного пространства.

В случае двух факторов все возможные комбинации их уровней можно найти прямым перебором.

Линейная математическая модель двухфакторного эксперимента имеет вид:

$$Y_0 = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2. \quad (5.2)$$

По результатам эксперимента необходимо найти значения неизвестных коэффициентов модели. Эксперимент, содержащий конечное число опытов, позволяет получить не истинные значения неизвестных коэффициентов, а лишь выборочные их оценки. Точность этих оценок нуждается в статистической проверке. Оценки коэффициентов могут быть вычислены по формулам:

$$b_0 = \bar{Y}; \quad (5.3)$$

$$b_i = \sum_{i=1}^N (X_{ij} Y_{ij}) / N, \quad (5.4)$$

где i – номер опыта;

j – индекс коэффициента;

X_{ij} – уровень j -го фактора в i -м опыте.

Порядок выполнения работы.

1 Для подшипников, с которыми будет выполняться работа, выписать технические характеристики (размеры и динамометрическую грузоподъемность C_r).

2 Задаться желаемым сроком службы подшипника в пределах от 5000

до 15000 ч и, используя зависимость

$$[F_r] = C_r / L^{1/p},$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

L – долговечность подшипника, млн об;

p – показатель степени,

определить радиальную нагрузку на подшипник и усилие затяжки нагрузочного винта.

3 Определить значение факторов на верхнем и нижнем уровнях. Значение первого фактора (радиальная нагрузка) на нижнем уровне составляет 1/4 от усилия затяжки винта, а на верхнем уровне – равно этому усилию, значение второго фактора (частота вращения) на верхнем и нижнем уровнях принимаются в соответствии с характеристиками лабораторной установки.

4 Используя рассчитанные значения верхнего и нижнего уровней факторов, составить матрицу планирования эксперимента для четырех опытов в форме таблицы 5.1.

Таблица 5.1 – Матрица плана эксперимента

Номер опыта	Кодированное значение факторов		Результат опытов
	X_1	X_2	
1	+1	-1	Y_1
2	-1	-1	Y_2
3	+1	+1	Y_3
4	-1	+1	Y_4

5 Провести четыре испытания подшипника в соответствии с принятым планом эксперимента.

6 Используя зависимости (5.3) и (5.4) рассчитать коэффициенты математической модели эксперимента (уравнения регрессии).

7 Провести контрольный эксперимент, установив среднее значение частоты вращения вала и радиальной нагрузки на подшипники. Зафиксировать среднее арифметическое значение суммарного момента трения.

8 По полученному ранее уравнению регрессии (5.2) рассчитать значение суммарного момента трения и сравнить его с полученным значением в контрольном эксперименте. Рассчитать погрешность определения момента трения.

9 Используя зависимость (5.1), рассчитать значение коэффициента трения и сравнить полученное значение с табличным значением. Рассчитать погрешность определения коэффициента трения.

Составить отчет по работе.

Отчет должен включать следующее.

1 Цель работы.

2 Номер подшипника и его техническую характеристику.

3 Значения факторов на всех уровнях.

- 4 Матрицу планирования эксперимента.
- 5 Результаты экспериментов.
- 6 Уравнение регрессии.
- 7 Расчет коэффициента трения и погрешностей его определения.
- 8 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 От чего зависит момент трения при качении?
- 2 Что такое эквивалентная динамическая нагрузка?
- 3 Что такое динамическая грузоподъемность?
- 4 Назвать этапы планирования эксперимента.
- 5 Что такое матрица плана эксперимента?

6 Лабораторная работа № 6. Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого венца

Цель работы: ознакомиться с конструкцией биенимера; освоить приемы наладки прибора и отсчета отклонений; вычислить действительную величину радиального биения зубчатого венца; проанализировать график изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.

Понятие о радиальном биении цилиндрического зубчатого венца.

Радиальным биением F_{rr} зубчатого венца называется наибольшая в пределах зубчатого колеса разность расстояний $R_{наиб}$ и $R_{наим}$ от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура зуба или впадины, условно наложенного на профили зубьев колеса (рисунок 6.1).

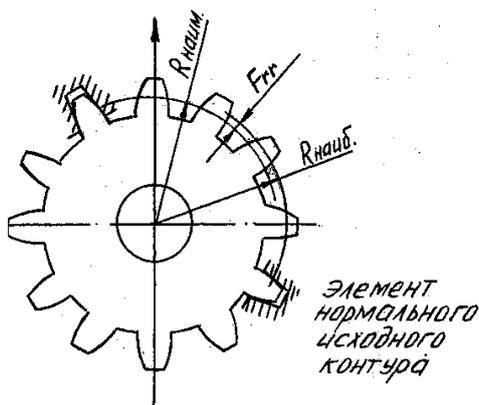


Рисунок 6.1 – Радиальное биение зубчатого венца

Порядок выполнения работы.

- 1 Определить модуль m зацепления проверяемого зубчатого колеса по формуле

$$m = d_a / (z + 2),$$

где d_a – диаметр окружности вершин зубьев колеса z (измеряют микрометром или штангенциркулем);

z – число зубьев проверяемого колеса (определить подсчетом),

и округлить полученное значение m до ближайшей величины из стандартного ряда, мм: 0,5; 0,55; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5 2,75; 3; 3,5.

- 2 Определить диаметр делительной окружности проверяемого колеса по формуле

$$d = m \cdot z.$$

3 На торце измерительного индикатора закрепить измерительный наконечник, соответствующий модулю m проверяемого колеса.

4 В центрах биениемера установить на оправке проверяемое колесо.

5 Индикатор часового типа перемещать в клемме измерительной стойки до натяга в 1,5...2 мм (определяется по вспомогательной шкале индикатора) измерительного наконечника с впадиной между зубьями колеса. Основную шкалу индикатора установить на «ноль».

6 Измерительный наконечник вывести из впадины между зубьями колеса.

7 Зубчатое колесо повернуть так, чтобы следующая впадина находилась против измерительного наконечника.

8 Измерительный наконечник ввести в контакт с боковыми поверхностями зубьев колеса снять показание прибора и занести его в отчетный бланк в виде точки на графике.

Пункты 6–8 последовательно повторять для каждой впадины зубчатого колеса. Все снятые показания индикатора занести в отчетный бланк и построить график изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса. Определить действительное значение радиального биения как разность между наибольшим и наименьшим показаниями индикатора.

Сравнить действительное значение радиального биения F_{rr} с допустимым F_r по ГОСТ 1643–81, сделать заключение о годности колеса по этому показателю.

Отчет должен включать следующее.

- 1 Титульный лист.
- 2 Цель работы.
- 3 Все необходимые расчеты и результаты измерений.
- 4 График изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.
- 5 Заключение.

Вопросы для самоконтроля

- 1 По эксплуатационному назначению на какие основные группы делятся цилиндрические зубчатые передачи?
- 2 Назовите степени точности цилиндрических зубчатых колес и передач.
- 3 Назовите три группы показателей точности, называемые нормами точности.
- 4 Что такое исходный контур зубчатого колеса?
- 5 Что называется радиальным биением зубчатого колеса?
- 6 Какую норму точности зубчатого колеса определяет радиальное биение венца?

7 Лабораторная работа № 7. Исследование дисковой предохранительной муфты

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы фрикционной дисковой предохранительной муфты; настройка муфты и проверка моментов, передаваемых муфтой; определение коэффициентов «срабатывания» и точности «срабатывания» муфты.

Основы конструкции и теории фрикционной дисковой предохранительной муфты.

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения. Наличие предохранительной муфты в кинематической цепи позволяет более строго определить расчетные параметры при проектировании машин, что приводит к снижению запасов прочности и веса машин.

Одной из разновидностей предохранительных муфт являются фрикционные. Они передают крутящий момент за счет сил трения, возникающих между фрикционными поверхностями ведущей и ведомой полумуфт при их сжатии. К ним относятся конусная и дисковая фрикционные муфты. Дисковая фрикционная муфта является наиболее распространенной.

Муфта фрикционная дисковая (рисунок 7.1) состоит из ведущей 1 и нажимной 2 полумуфт, между которыми расположены ведущие диски 3, входящие радиальными выступами 4 в пазы ведущей полумуфты 1, и ведомые диски 5 с фрикционными накладками, установленные на втулке 6 посредством шпонок 7, допускающих свободное их перемещение в осевом направлении. Нажимная полумуфта 2 выполнена с фрикционной накладкой и установлена так же, как ведомые диски 5. Втулка 6 смонтирована на подшипниках скольжения 8 в ведущей полумуфте 1. Необходимое усилие сжатия дисков обеспечивается пружиной сжатия 9, расположенной между нажимной полумуфтой 2 и опорной шайбой 10, закрепленной на втулке 6 гайкой 11. Крутящий момент на ведущую полумуфту 1 передается посредством штифтов 12, консольно закрепленных на ведущей полумуфте 1 и входящих в отверстия зубчатого колеса привода. С ведущей полумуфты 1 и ведущих дисков 3 момент передается на ведомые диски 5 и нажимную полумуфту 2 силами трения. С ведомых дисков 5 и полумуфты 2 на втулку 6 момент передается шпонками 7, а со втулки 6 на ведомый вал привода – шпонкой 13.

Для передачи крутящего момента T_{cp} (начала срабатывания муфты) необходимо сжать пружину усилием F_a :

$$T_{cp} = \frac{F_a \cdot D_{cp} \cdot z \cdot f}{2}, \quad (7.1)$$

где D_{cp} – средний диаметр контакта дисков;

z – количество поверхностей трения;

f – коэффициент трения.

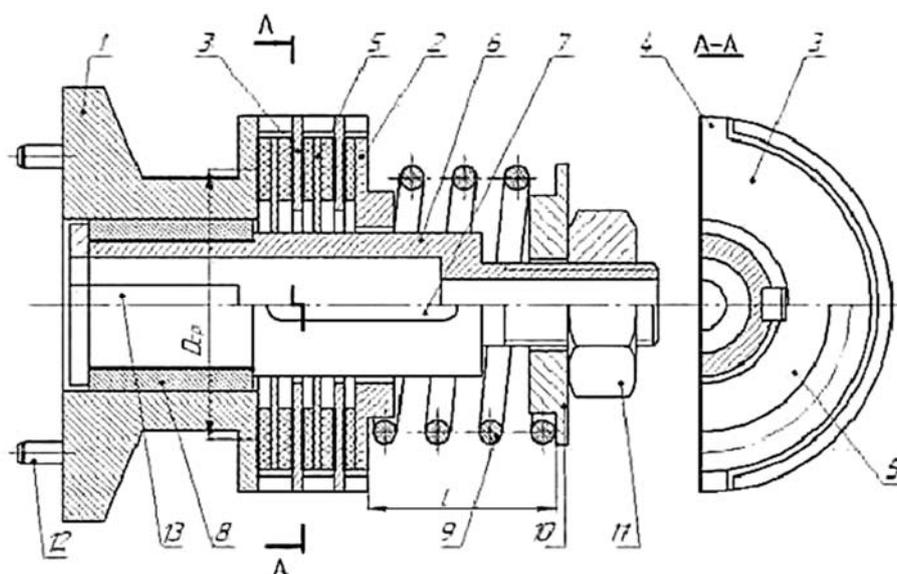


Рисунок 7.1 – Муфта фрикционная дисковая

Порядок выполнения работы.

1 Разобрать предохранительную муфту, отвернув сжимающую пружину гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

2 Измерить внешний D_1 и внутренний D_2 диаметры фрикционных асбестовых накладок диска 5 (см. рисунок 7.1).

3 Определить по формуле (7.1) расчетные моменты «срабатывания» T_{cp1} , T_{cp2} и T_{cp3} при $F_{a1} = 120$ Н, $F_{a2} = 150$ Н, $F_{a3} = 180$ Н, приняв $z = 5$, $f = 0,35$. Измеренные данные и результаты расчета занести в отчет.

4 Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия $F_a = 120$ Н, контролируя при этом ее необходимую длину L , вычисленную по формуле

$$L = 50 - 0,05F_{a1},$$

где 50 – длина пружины в свободном состоянии, мм;

0,05 – коэффициент осадки пружины, полученный нагружением ее на силовой измерительной установке, мм/Н.

5 Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая тормоз, зафиксировать и записать в отчет максимальное (предельное) показание m стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт 5 раз.

6 Исходя из показаний m индикатора, определить значения предельных моментов T_{np} по формуле

$$T_{np} = \mu \cdot m,$$

где μ – тарировочный коэффициент плоской измерительной пружины, полученный нагружением тормоза моментами при помощи рычага и грузов, $\mu = 0,157$ Н мм/дел.

7 Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты по формуле

$$K_T = \frac{T_{np \min}}{T_{cp \max}},$$

где $T_{np \min}$, $T_{cp \max}$ – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

8 Вычислить значение коэффициента «срабатывания» муфты по формуле

$$K = \frac{T_{np}}{T_{cp}},$$

где T_{np} – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

T_{cp} – расчетный момент «срабатывания» муфты,

причем должно выполняться условие $K < 1,2$.

9 Затянуть пружину до усилия $F_{a1} = 150$ Н, а затем – до усилия $F_{a3} = 180$ Н, и повторить испытания и расчеты. Результаты их занести в отчет. Освободить пружину от затяжки.

Отчет должен включать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Результаты измерений и расчеты.
- 3 Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Дать оценку фрикционным предохранительным муфтам.
- 3 Назвать основные элементы конструкции фрикционной дисковой муфты.
- 4 Изложить принцип работы фрикционной дисковой муфты.
- 5 Изложить основные геометрические параметры муфты, влияющие на момент «срабатывания».
- 6 Как отрегулировать муфту на предельный момент $T_{np} = 10$ Н·м?
- 7 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 8 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

8 Лабораторная работа № 8. Исследование упругих свойств муфты

Цель работы: исследование упругих свойств муфты.

Основные сведения о муфтах.

Муфты – это устройства, которые служат для соединения концов валов.

Муфты классифицируются по возможности управления [1]: неуправляемые (постоянно действующие), управляемые, самоуправляемые.

Неуправляемые муфты делятся на глухие, упругокомпенсирующие, жёсткокомпенсирующие.

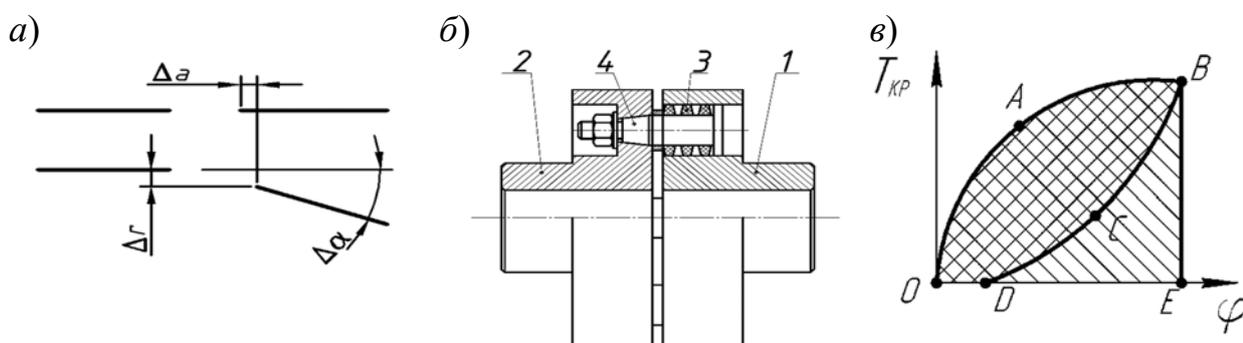
Упругокомпенсирующие муфты предназначены для компенсации вредного влияния толчков и ударов, передаваемых в момент пуска двигателя, защиты от резонансных крутильных колебаний и компенсации несоосности валов.

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов [2]. Различают три вида несоосности валов (рисунок 8.1, а):

- 1) продольное смещение Δa (может быть вызвано также температурным удлинением валов);
- 2) радиальное смещение Δr или эксцентриситет;
- 3) угловое смещение $\Delta \alpha$ или перекос.

Характерным элементом упругих муфт является звено или ряд звеньев, способных деформироваться в процессе работы, причем способность к упругой деформации является главной особенностью упругой муфты.

Благодаря этой способности упругие муфты допускают угловой относительный поворот ведущей и ведомой полумуфт. Устройство упругой муфты рассмотрим на примере устройства упругой втулочно-пальцевой муфты – МУВП (рисунок 8.1, б).



а – виды несоосности; б – общий вид муфты; в – характеристика упругодемпфирующей муфты; 1, 2 – полумуфты (ведущая и ведомая); 3 – упругое звено; 4 – палец

Рисунок 8.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) для компенсации несоосности валов

Конструкция и принцип работы муфты ясны из рисунка. В качестве упругого звена здесь применяются резиновые втулки: сплошные и составные из колец трапецеидального сечения.

Жесткость муфты определяет ее упругие свойства. Если закрепить одну полумуфту, а к другой приложить крутящий момент T , то вторая полумуфта повернется относительно первой на некоторый угол φ . В простейшем случае связь между T и φ линейная: $T = C \cdot \varphi$. График зависимости $T(\varphi)$ называется характеристикой муфты, а коэффициент C – жесткостью муфты. Величина, обратная жесткости, называется податливостью $e = 1/C$.

Способность муфты необратимо поглощать энергию при деформировании упругого элемента называется демпфирующей способностью. Она характеризуется коэффициентом демпфирования ψ , представляющим собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на её деформацию за этот же период (рисунок 8.1, в), и выражающимся формулой

$$\psi = \frac{\text{Площадь } OABCD}{\text{Площадь } OABE}.$$

Потерянная энергия необратимо поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло.

Петля $OABCD$ называется петлей гистерезиса.

По виду характеристической кривой упругие муфты можно разделить на линейные и нелинейные, с демпфированием и без демпфирования.

Порядок выполнения работы.

1 Ступенчато нагрузить муфту, для чего, завинчивая винт нагрузителя следить, чтобы стрелка индикатора нагрузителя перемещалась на одно или полтора деления. Одно деление индикатора, равное 0,01 мм, соответствует 70 Н. Для каждой точки измерения фиксировать по индикатору измерителя деформаций отклонения его стрелки. Ступенчатым нагружением получить 10 или восемь точек для построения графика.

2 Отвинчивая винт нагрузителя, ступенчато разгружать муфту, фиксируя те же точки по индикатору нагрузителя, что и при нагружении. При этом также фиксировать отклонения стрелки на индикаторе измерителя деформаций. сняв показания при нулевой нагрузке.

3 Определить для соответствующих экспериментальных точек:

– усилие нагружения P , Н, по формуле

$$P = S_1 \cdot 70,$$

где S_1 – показания индикатора нагрузителя, дел.;

– момент T нагружения, Н·м, по формуле

$$T = 0,125 \cdot P.$$

4 Перевести показания $S_{2\text{дел}}$ индикатора измерителя деформаций в делениях при нагружении и разгрузке для выбранных экспериментальных точек в миллиметры ($S_{2\text{мм}}$) по формуле

$$S_{2\text{мм}} = S_{2\text{дел}} \cdot k,$$

где k – цена деления индикатора измерителя деформаций, а последние в углы закручивания φ , град, по формуле

$$\varphi = \frac{S_{2,мм} \cdot k}{R} \cdot \frac{180^\circ}{\pi},$$

где R – расстояние от центра муфты до измерительного упора на муфте, $R = 85$ мм.

5 Построить график-характеристику муфты и определить масштаб графического изображения.

6 Подсчитать коэффициент демпфирования ψ .

7 Определить влияние на жесткость муфты количества упругих элементов, изменяя число рабочих пальцев муфты.

Отчет должен включать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Результаты расчетов экспериментов.
- 3 Построенную характеристику муфты.
- 4 Расчёт коэффициента демпфирования.
- 5 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое упругая муфта?
- 2 Как устроена упругая муфта?
- 3 Что такое характеристика муфты?
- 4 Какие бывают упругие муфты?
- 5 Что такое жесткость муфты?
- 6 Что такое демпфирующая способность муфты?
- 7 Как рассчитывают коэффициент демпфирования?
- 8 Что такое петля гистерезиса?

9 Лабораторная работа № 9. Испытание шариковой предохранительной муфты

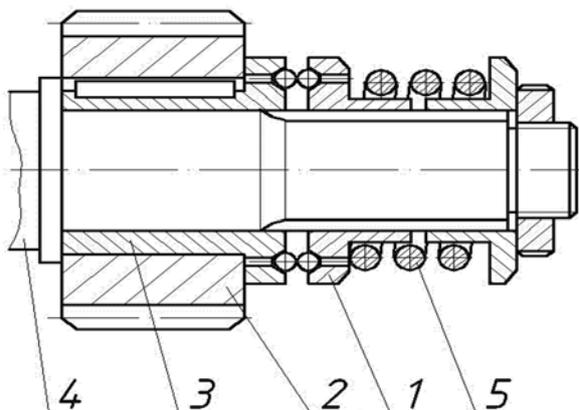
Цель работы: изучение конструкции и принципа работы шариковой предохранительной муфты; настройка муфты и проверка моментов, передаваемых муфтой, определение коэффициентов «срабатывания» и точности «срабатывания» муфты.

Конструкция шариковой предохранительной муфты.

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения.

Одной из разновидностей предохранительных муфт являются шариковые (рисунок 9.1). Выполняются они главным образом в виде конструкций, пред-

ставляющих собой сочетание деталей привода, с элементами, несущими шариковые предохранительные устройства. На рисунке 9.1 показана муфта в момент «срабатывания» (выключения).



1 – ведущая полумуфта; 2 – ведомая полумуфта; 3 – деталь привода; 4 – вал; 5 – пружина

Рисунок 9.1 – Шариковая предохранительная муфта

Рабочими поверхностями в ней являются поверхности шариков. Шарик вставлен в гнезда ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт и выступают на определенную высоту. Деталь привода (зубчатое колесо) 3 закреплена на ступице полумуфты 2, свободно сидящей на валу 4. Полумуфта 1 связана со шлицевым участком вала. При вращении полумуфты 1 шарики увлекают полумуфту 2 и приводят в движение зубчатое колесо. Возникающая на шариках осевая сила уравнивается силой сжатия пружины 5. При перегрузке равновесие нарушается, пружина под действием возросших осевых сил сжимается, вследствие чего шарики ведущей полумуфты начинают проскальзывать по поверхностям шариков ведомой полумуфты – муфта «срабатывает».

Процесс выключения муфт определяется уравнением

$$T_{cp} = \frac{0,0005 \cdot F_a \cdot D}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - (D/d) \cdot f}, \quad (9.1)$$

где T_{cp} – расчетный момент «срабатывания» муфты, Н·м;

F_a – сила сжатия пружины, Н;

α – угол наклона касательной в точке соприкосновения шариков к оси муфты, рад; $\alpha = \arcsin[(d_{ш} - h)/d_{ш}]$;

$d_{ш}$ – диаметр шарика, мм;

h – расстояние, на которое выступает шарик из полумуфты, мм;

φ – угол трения между шариками, рад; $\varphi = \operatorname{arctg} f_{ш}$;

$f_{ш}$ – коэффициент трения между шариками;

D – диаметр окружности, на которой расположены центры шариков, мм;

d – диаметр вала, направляющего подвижную полумуфту, мм;

f – коэффициент трения между подвижной полумуфтой и направляющим валом.

Порядок выполнения работы.

1 Разобрать шариковую предохранительную муфту, отвернув сжимающие пружину контргайку и гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

2 Измерить диаметр шарика d_m и диаметр вала d , направляющего подвижную полумуфту.

3 Определить по формуле расчетные моменты «срабатывания» T_{cp1} , T_{cp2} и T_{cp3} при $F_{a1} = 150$ Н, $F_{a2} = 250$ Н, $F_{a3} = 350$ Н, $D = 60$ мм, $h = 2,5$ мм, $f_u = 0,1$, $f = 0,2$. Измеренные данные и результаты расчета занести в отчет.

4 Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия $F_a = 120$ Н, контролируя при этом ее необходимую длину L , вычисленную по формуле

$$L = 50 - 0,05F_{a1},$$

где 50 – длина пружины в свободном состоянии, мм;

0,05 – коэффициент осадки пружины, полученный нагружением ее на силовой измерительной установке, мм/Н.

Результаты расчета занести в отчет.

5 Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая тормоз, зафиксировать и записать в отчет максимальное (предельное) показание t стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт 5 раз.

6 Исходя из показаний индикатора, определить по формуле (9.1) значения предельных моментов T_{np} , результаты занести в отчет.

7 Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты по формуле

$$K_T = T_{np \min} / T_{np \max},$$

где $T_{np \min}$, $T_{np \max}$ – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

Результаты расчета занести в отчет.

8 Вычислить значение коэффициента «срабатывания» муфты по формуле

$$K = T_{np} / T_{cp},$$

где T_{np} – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

T_{cp} – расчетный момент «срабатывания» муфты, причем должно выполняться условие $K < 1,2$. Результаты расчета занести в отчет.

9 Затянуть пружину до усилия $F_{a1} = 250$ Н, а затем – до усилия $F_{a3} = 350$ Н, и повторить испытания и расчеты. Результаты их занести в отчет. Освободить пружину от затяжки.

Отчет должен включать следующее.

1 Цель работы.

- 2 Результаты измерений и расчеты.
- 3 Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Дайте оценку шариковым предохранительным муфтам.
- 3 Какие основные элементы конструкции шариковой муфты Вы знаете?
- 4 Изложите принцип работы шариковой муфты.
- 5 Изложите основные геометрические параметры муфты, влияющие на момент «срабатывания».
- 6 Комбинированные шариковые муфты, их преимущества и недостатки перед чисто шариковыми.
- 7 Как отрегулировать муфту на предельный момент $T_{пр} = 15 \text{ Н} \cdot \text{м}$?
- 8 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 9 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

10 Лабораторная работа № 10. Изучение конструкций подшипников качения

Цель работы: изучить классификацию, конструкции и условные обозначения основных типов подшипников качения.

Сведения о подшипниках качения.

Подшипники качения (рисунок 10.1) представляют собой готовый узел, основными структурными и конструктивными элементами которого являются: 1 – наружное кольцо (применяется также термин обойма); 2 – внутреннее кольцо; 3 – сепаратор (стальной или латунный), разделяющий и направляющий тела качения; 4 – дорожка качения на внутреннем кольце; 5 – дорожка качения на наружном кольце; 6 – лицевая сторона наружного кольца; 7 – лицевая сторона внутреннего кольца; 8, 9 – посадочная поверхность внутреннего кольца; 10 – тела качения (шарики); 11 – фаска на наружном кольце.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам: направлению действия воспринимаемых нагрузок, форме тел качения, конструктивным особенностям и числу рядов тел качения.

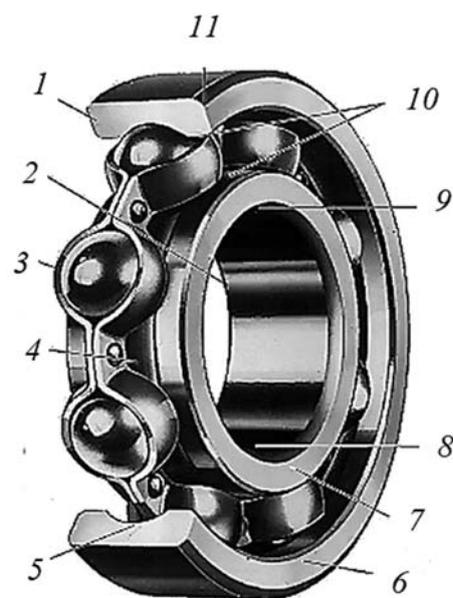


Рисунок 10.1 – Подшипник качения

Порядок выполнения работы.

1 Изучить конструкцию и условные обозначения основных типов подшипников качения.

2 На выданных преподавателем образцах подшипников выполнить необходимые замеры габаритных размеров в соответствии с рисунком 10.2.

3 Выполнить эскизы подшипников с простановкой габаритных и установочных размеров.

4 Записать условное обозначение каждого подшипника, произвести его расшифровку.

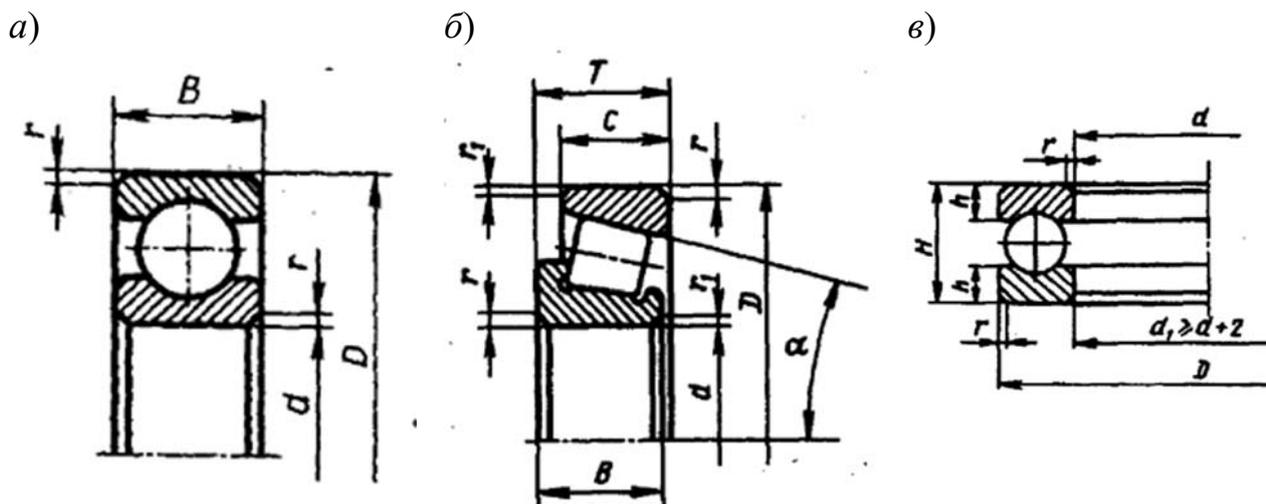
Отчет должен включать следующее.

1 Цель работы.

2 Эскизы выданных преподавателем подшипников с указанием габаритных размеров.

3 Расшифровку записанных обозначения подшипника.

4 Выводы.



a – шариковый радиальный однорядный; *б* – роликовый радиально-упорный конический; *в* – шариковый упорный

Рисунок 10.2 – Подшипники качения (эскизы) с необходимыми размерами

Вопросы для самоконтроля

- 1 Из каких основных деталей состоит подшипник качения?
- 2 Какие типы подшипников воспринимают радиальную нагрузку?
- 3 Какие типы подшипников воспринимают осевую нагрузку?
- 4 Какие подшипники воспринимают радиальную и осевую нагрузку?
- 5 Какие подшипники относятся к самоустанавливающимся?
- 6 Какие подшипники относятся к несамустанавливающимся?
- 7 Какова структура условного обозначения подшипников качения?
- 8 Какие бывают серии подшипников качения?

9 Какие бывают классы точности подшипников качения?

10 Назвать материалы деталей подшипников качения.

11 Лабораторная работа № 11. Изучение резьбовых соединений

Цель работы: ознакомление с основными типами резьбовых соединений, конструктивными формами болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб, основными способами стопорения резьбовых соединений.

Порядок выполнения работы.

1 Изучить типы резьбовых соединений.

Различают три основных типа резьбовых соединений:

- 1) соединение болтом или винтом с гайкой – болтовое соединение (рисунок 11.1, а);
- 2) соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие – винтовое соединение (рисунок 11.1, б);
- 3) соединение шпилькой (рисунок 11.1, в).

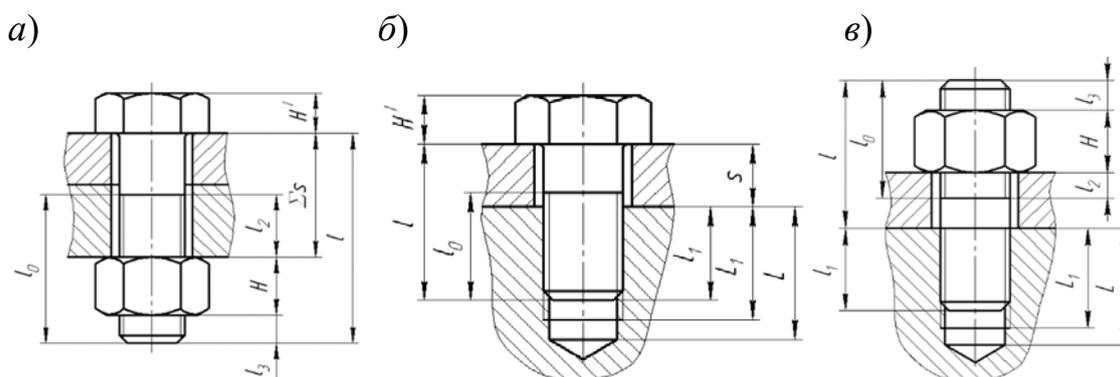


Рисунок 11.1 – Типы резьбовых соединений

При выборе одного из этих трех вариантов учитывают прочность материала соединяемых деталей, частоту сборки и разборки деталей.

При многократной сборке и разборке во избежание повреждения резьбы в детали предпочтительны варианты по рисунку 11.1, а или 11.1, в.

2 Изучить конструктивные формы болтов.

По форме стержня болты изготавливают для постановки в отверстие с зазором и без зазора (в отверстия после развертки).

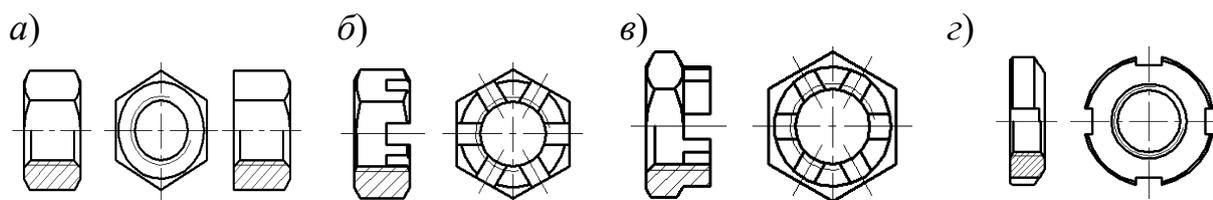
Болты, устанавливаемые в отверстия без зазора, – болты с шестигранной уменьшенной головкой для отверстия после развертки, применяются при больших поперечных (сдвигающих) нагрузках в целях уменьшения габаритов соединения. Такие болты одновременно могут выполнять функцию штифтов.

3 Изучить конструктивные формы головок болтов и винтов.

Все болты и винты по форме их головок можно разделить на три группы:

- 1) захватываемые инструментом снаружи;
 - 2) захватываемые инструментом с торца;
 - 3) с головками, препятствующими повороту.
- 4 Изучить основные типы и области применения гаек.

Гайки шестигранные с нормальным и уменьшенным размером под ключ, высокие и низкие (рисунок 11.2, *а*). Гайки прорезные (рисунок 11.2, *б*) и гайки корончатые (рисунок 11.2, *в*) с прорезью под шплинты. Гайки круглые с прорезями под ключ (рисунок 11.2, *г*) применяются, главным образом, для закрепления деталей на валах.



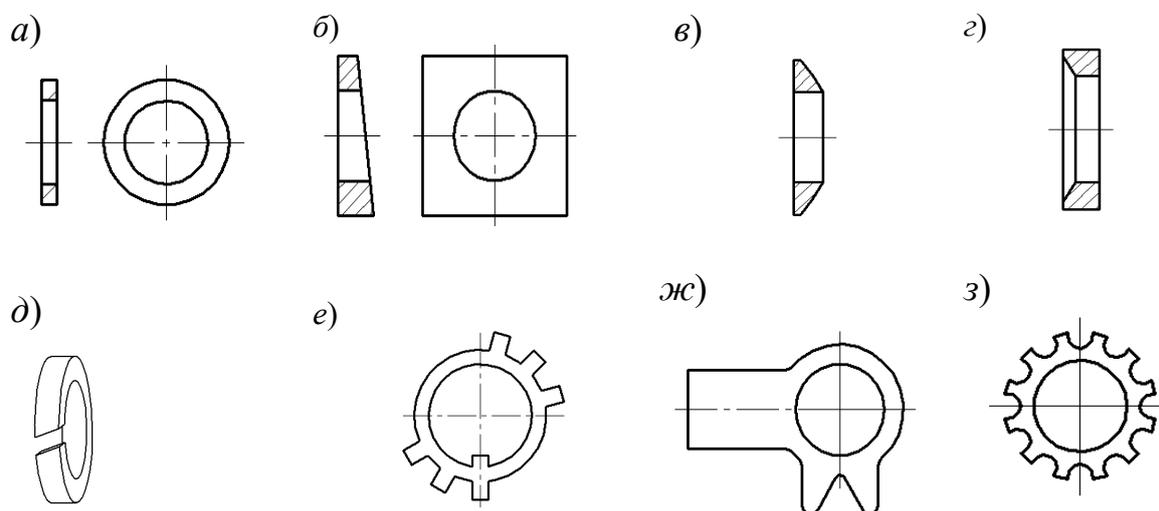
а – гайки шестигранные; *б* – гайки шестигранные прорезные; *в* – гайки корончатые; *г* – гайки круглые шлицевые

Рисунок 11.2 – Типы гаек

5 Изучить основные типы шайб и области их применения.

Все типы шайб можно разделить на две основные группы:

- 1) шайбы подкладные (рисунок 11.3, *а–г*);
- 2) шайбы стопорные (рисунок 11.3, *д–к*).



а – простая; *б* – косяя; *в* – сферическая; *г* – коническая; *д* – пружинная; *е* – многолапчатая; *ж* – с лапкой; *з* – вырубная с наружными зубьями

Рисунок 11.3 – Типы шайб

Шайба простая (рисунок 11.3, *а*) ставится под гайку или головку винта с целью предохранения чистых поверхностей деталей от повреждения при завин-

чивании гайки (винта) и уменьшения смятия деталей гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала.

Шайбы косые (см. рисунок 11.3, б) используются для устранения изгиба стержня болта при опоре гайки на полки прокатных профилей.

Шайба сферическая (см. рисунок 11.3, в) в комплекте с шайбой конической (см. рисунок 11.3, г) обеспечивают самоустановку гаек (головок болтов), и поэтому осевая нагрузка распределяется строго по оси стержня болта.

Шайбы пружинные (см. рисунок 11.3, д) применяют для стопорения гайки или головки винта относительно корпуса (предохранение от самоотвинчивания).

Шайбы стопорные многолапчатые (см. рисунок 11.3, е) служат для закрепления круглых гаек (см. рисунок 11.2, г) относительно вала. Внутренний выступ входит в паз на валу, один из наружных выступов загибается в шлиц гайки.

Шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 11.3, ж) применяют для закрепления гайки или головки винта относительно корпуса, путем пластических деформаций: шайбу загибают на деталь и на грань гайки или головки винта.

Шайбы стопорные вырубные с наружными зубьями (см. рисунок 11.3, з).

6 Изучить способы стопорения резьбовых соединений.

В крепежных резьбах угол трения ρ значительно превышает угол подъема винтовой линии β , т. е. в резьбе обеспечивается самоторможение ($\rho > \beta$) [1].

Помимо этого самоотвинчиванию препятствуют силы сцепления между деталями и опорными поверхностями гайки и головки болта (винта). Таким образом, в резьбовых соединениях как бы имеется большой запас по самоторможению. Но самоторможение надежно реализуется только при статической нагрузке. При действии переменных (вибрационных и ударных) нагрузок, а также в результате температурных воздействий снижается коэффициент трения в резьбе и, следовательно, нарушается условие самоторможения, что приводит к самоотвинчиванию резьбовых соединений, которое может привести к разрушению соединений и даже вызвать аварию.

В технике применяют следующие способы стопорения соединений:

– создание дополнительных сил трения на торце гайки или головке болта. Преимуществом стопорения дополнительными силами трения является возможность фиксировать детали в любом положении;

– стопорение специальными элементами. Такое стопорение обеспечивает жесткое соединение, создает надежность.

При стопорении дополнительными силами трения широко применяются пружинные шайбы (рисунок 11.3, д), которые благодаря упругости и врезанию острых кромок в гайку и корпусную деталь, противодействуют самоотвинчиванию. Аналогичный принцип положен в основу работы вырубных шайб с наружными зубьями (рисунок 11.3, з).

Для стопорения специальными элементами применяют шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 11.3, ж), шплинты, проволоку.

7 Изучить материалы деталей резьбовых соединений и структуру условного обозначения болта.

Резьбовые детали (болты, винты, шпильки) изготавливаются из углеродистых и легированных сталей. Выбор материала определяется особенностями

работы, способом изготовления, габаритами и массой.

Пример условного обозначения болта представлен на рисунке 11.4.

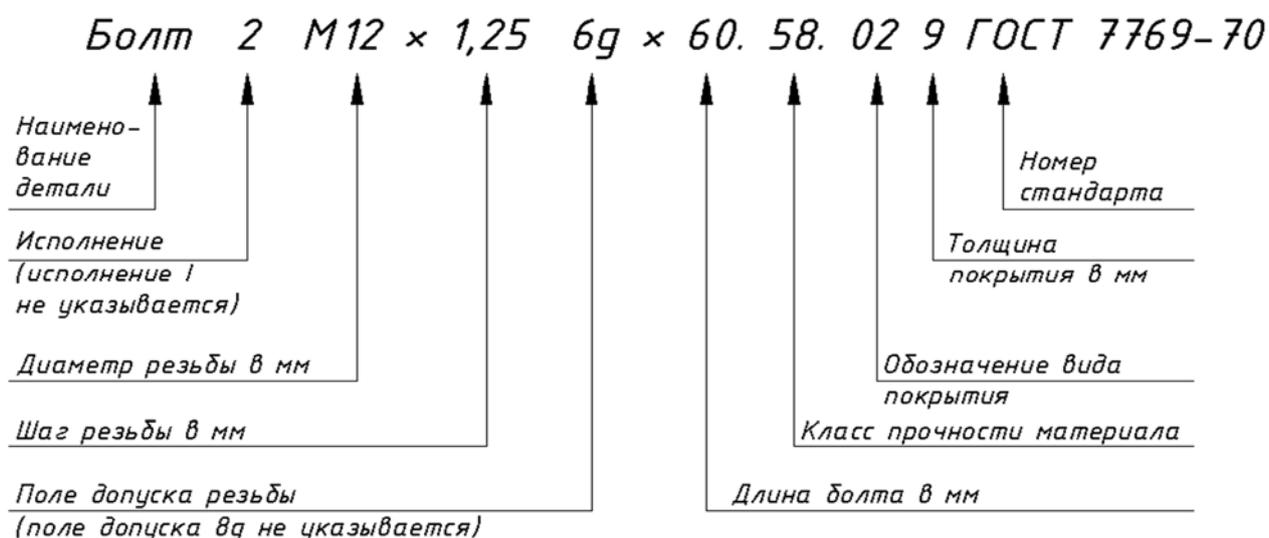


Рисунок 11.4 – Условное обозначение болта

Отчет должен включать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Эскиз соединения болтом с указанием основных соотношений размеров.
- 3 Эскизы одной из конструктивных форм стержней болтов, головок болтов и винтов, а также одной из конструктивных форм гаек, шайб.
- 4 Эскиз способа стопорения резьбовых соединений.
- 5 Условное обозначение винта или болта.
- 6 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Типы резьбовых соединений. Чем отличаются и как обосновывается их выбор?
- 2 Какие бывают конструктивные формы болтов?
- 3 Какие бывают конструктивные формы головок болтов и винтов?
- 4 Перечислите основные типы гаек и укажите их особенности.
- 5 Перечислите основные типы шайб и укажите их особенности.
- 6 Что такое самоторможение для резьбы?
- 7 Перечислите способы стопорения резьб.
- 8 Из какого материала изготавливают резьбовые детали?
- 9 Какие параметры зашифрованы в условном обозначении болта?
- 10 Назвать конструктивные элементы болта.
- 11 Чем отличается корончатая гайка от прорезной?

12 Лабораторная работа № 12. Изучение конструкций и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом

Цель работы: изучить конструкцию и способы сборки соединений с гарантированным натягом, а также оценить их нагрузочную способность.

Общие сведения о посадках с натягом.

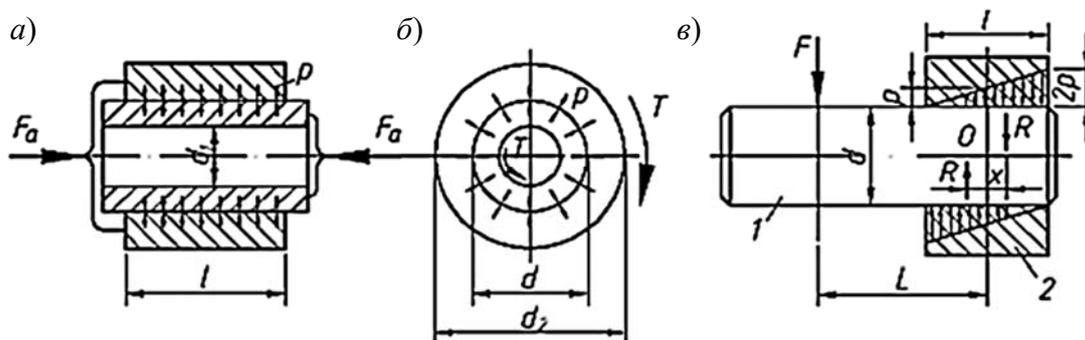
Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала B и втулки A : $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей вала и втулки становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности изготовления приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Пределы рассеивания натяга регламентируются стандартом допусков и посадок.

Порядок выполнения работы.

Соединение с гарантированным натягом может быть нагружено растягивающей силой, крутящим моментом и изгибающим моментом (рисунок 12.1).



а – нагружение осевой силой; б – нагружение крутящим моментом; в – нагружение изгибающим моментом

Рисунок 12.1 – Виды нагружения соединений с гарантированным натягом

В лабораторной работе необходимо рассчитать по заданным преподавателем исходным данным необходимую величину гарантированного натяга, обеспеченного

печивающего прочность соединения, и из заданных образцов подобрать вал и втулку, обеспечивающие этот натяг. Для этого необходимо сделать следующее.

1 Определить величину гарантированного натяга.

1.1 Измерить штангенциркулем номинальный диаметр соединения образца втулки d , результат (целое число миллиметров по шкале) занести в отчет.

1.2 Измерить штангенциркулем длину соединения l (длину образца втулки) с точностью до 0,1 мм, результат занести в отчет.

1.3 Рассчитать значение удельного давления в соединении в соответствии с заданным видом нагружения, результат занести в отчет.

1.4 Измерить штангенциркулем диаметр образца втулки d_2 с точностью до 0,1 мм в соответствии с рисунком 12.1, результат занести в отчет.

1.5 Рассчитать коэффициенты C_1 и C_2 по формулам:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (12.1)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки (для стали $\mu = 0,3$),

результаты занести в отчет.

1.6 Рассчитать требуемый натяг посадки N , используя формулу

$$N = p \left\{ d \left[(C_1 / E_1) + (C_2 / E_2) \right] \right\}, \quad (12.2)$$

где p – рассчитанное значение удельного давления в соединении в соответствии с заданным видом нагружения;

E_1, E_2 – модули упругости материалов вала и втулки (для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па),

результат занести в отчет.

2 Измерить микрометром действительные диаметры образцов валов d'_i , результаты занести в отчет.

3 Измерить нутромером действительный диаметр образца втулки D' , результат занести в отчет.

4 Определить действительные натяги N' образцов валов и втулки в каждом случае, результаты занести в отчет.

5 Вычислить отклонение действительного натяга от расчётного, результат занести в отчет и подобрать для образца втулки образец вала, наиболее соответствующий расчётному натягу (действительный натяг N' должен быть ближайшим большим к расчётному N).

Отчет должен включать следующее.

1 Титульный лист.

2 Цель работы.

3 Рисунок 12.1 в соответствии с видом заданной нагрузки.

4 Результаты измерений и расчетов.

5 Расчёт посадки с гарантированным натягом в соответствии с заданным вариантом.

6 Обоснование выбора образца вала, который наиболее соответствует расчётному натягу.

7 Вывод.

Вопросы для самоконтроля

1 Что такое гарантированный натяг?

2 Какими способами собираются посадки с натягом? Преимущества и недостатки способов сборки.

3 От чего зависит нагрузочная способность соединения с гарантированным натягом?

4 Какие нагрузки может воспринимать соединение с гарантированным натягом?

5 Чему равна величина допуска размера?

6 Запишите условие прочности соединения при нагружении его осевой силой.

7 Запишите условие прочности соединения при нагружении его крутящим моментом.

8 Запишите условие прочности соединения при нагружении его изгибающим моментом.

9 Какой зависимостью связано удельное давление с натягом?

13 Лабораторная работа № 13. Исследование болтового соединения, работающего на сдвиг

Цель работы: теоретическое и экспериментальное определение зависимости сдвигающей силы $F_{сд}$ от момента завинчивания $T_{зав}$; построение графиков функции $F_{сд} = f(T_{зав})$ по теоретическим и экспериментальным данным.

Лабораторное оборудование.

Для испытания болтового соединения применяется винтовой пресс ДМ 30 и приспособление ДМ 23 (рисунок 13.1) с исследуемым болтовым соединением, установленным на столе пресса.

Приспособление ДМ 23 состоит из основания 1, двух пластин 3 и 9, болта 6 с гайкой 11 и втулками 7 и 10, ползуна 5 и упора 8.

Пластины 3 и 9 соединены с основанием осью 2, которая удерживается от выпадения фиксатором 4. Втулка 7 имеет выступ, который удерживает болт 6 от вращения при завинчивании гайки 11. На пластине 3 и ползуне 5 имеются риски для контроля перемещения ползуна. В начальном положении ползун устанавливается так, чтобы его риска совпадала с верхней риской пластины.

Порядок выполнения работы.

1 Болт с шайбой и гайкой выбирать по указанию преподавателя. Прежде чем производить экспериментальные исследования, необходимо подготовить следующие исходные данные:

- диаметр болта d ;
- средний диаметр резьбы d_2 ;
- диаметр отверстия в шайбе d_0 ;
- диаметр опорной поверхности гайки D_0 ;
- шаг резьбы p ;
- угол подъема винтовой линии резьбы ψ ;
- коэффициенты трения f_p, f_T, f_0 , задаться

в зависимости от качества обработки;

- приведенный угол трения φ' ;
- допустимая сила затяжки болта $[F_{зат}]$;
- коэффициент, учитывающий геометрические размеры соединения и параметры трения k ;

- допустимый момент завинчивания $[T_{зав}]$;

- сдвигающая сила при допустимом моменте завинчивания $F_{сд}$.

2 По результатам подсчета графически в координатах $F_{сд}$ от $T_{зав}$ отметить точку, соответствующую значениям $F_{сд} = f(T_{зав})$, через нее и начало координат провести прямую линию. Полученная прямая является теоретической зависимостью.

3 Определить пять частей момента завинчивания $[T_{зав}]$: $0,2 \cdot [T_{зав}]$; $0,4 \cdot [T_{зав}]$; $0,6 \cdot [T_{зав}]$; $0,8 \cdot [T_{зав}]$; $1,0 \cdot [T_{зав}]$. Полученные значения занести в отчет.

4 Учитывая значение тарифовочного коэффициента k_k динамометрического ключа, найти число делений индикатора $S = T_{зав} / k_k$, которое соответствует данному моменту завинчивания $T_{зав}$. Показания занести в отчет.

5 В приспособление ДМ 23 (см. рисунок 13.1) вставить болт 6, завернуть гайку 11 от руки. Среднюю риску на ползуне 5 совместить с риской на пластине 3. Стрелки индикаторных головок на динамометрическом кольце и ключе установить в нулевое положение. Затянуть гайку динамометрическим ключом до значения момента завинчивания в первом опыте. При затяжке ключ следует вращать плавно и непрерывно до нужного показания индикатора.

6 Затянутое соединение нагрузить сдвигающей силой винтовым прессом. Начало сдвига определить по прекращению движения стрелки индикатора динамометрического кольца. Наибольшее показание индикатора занести в отчет. По тарифованному коэффициенту k_m это показание перевести в значение сдвигающей силы $F_{сд}$, результат записать в отчет.

7 Аналогично провести испытания соединения с другими моментами за-

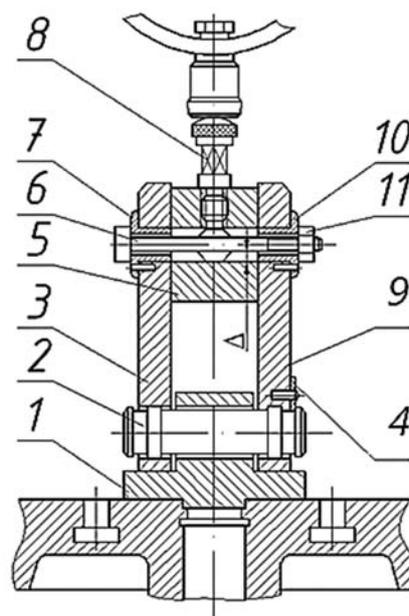


Рисунок 13.1 – Приспособление ДМ 23

винчивания. После очередного опыта болт затянуть следующим моментом без снятия предыдущей затяжки. Необходимо следить, чтобы черта на ползуне не опускалась ниже нижней риски на пластине, иначе «выберется» в соединении зазор и болт будет работать на срез, что недопустимо.

8 Экспериментальные точки нанести на график и через них (или между ними) провести прямую линию. Для точек, значительно отстоящих от проведенной прямой, испытания повторить.

Отчет должен включать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Эскиз испытуемого соединения.
- 3 Расчетные данные для испытываемого болта и соединения.
- 4 Результаты экспериментальных исследований.
- 5 График теоретической и экспериментальной зависимости сдвигающей силы $F_{сд}$ от момента завинчивания $T_{зав}$.
- 6 Выводы по результатам эксперимента.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Чем объяснить возможное несоответствие расчетной и экспериментальной сдвигающей силы?
- 2 Какими параметрами устанавливается связь между $T_{зав}$ и усилием затяжки $F_{зат}$?
- 3 Какие должны быть поверхности и какое изменение следует внести в данную схему, чтобы при одной и той же затяжке увеличить сдвигающую силу?
- 4 Как влияют коэффициенты трения f_p , f_T , f_0 на величину сдвигающей силы и на усилия затяжки?
- 5 Какие напряжения испытывает болт при затяжке и при нагружении сдвигающей силой, если он установлен с зазором?
- 6 Какие напряжения испытывает болт при нагружении сдвигающей силой, если он установлен без зазора?
- 7 Почему испытанная винтовая пара «болт–гайка» самотормозящая?
- 8 Почему для крепежных изделий (болтов, винтов, шпилек) применяется метрическая (треугольная) резьба, а не прямоугольная, трапецеидальная или упорная?

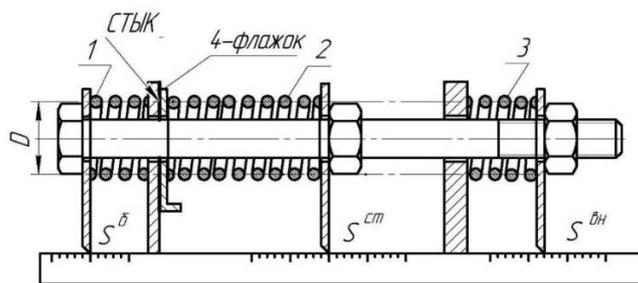
14 Лабораторная работа № 14. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей

Цель работы: экспериментально определить, какую часть внешней нагрузки, приложенной к затянутому соединению, воспринимает болт.

Установка для испытания.

Лабораторная установка представлена на рисунке 14.1. Установка моделирует работу изучаемого болтового соединения. Жесткости болта и стыка услов-

но заменены жесткостями пружин сжатия, как более простыми для экспериментального определения этих характеристик.



1 – пружина болта; 2 – пружина стыка; 3 – пружина внешней нагрузки

Рисунок 14.1 – Лабораторная установка

Так как внешняя нагрузка на болт передается от соединяемой детали через гайку, то внешнюю нагрузку можно приложить непосредственно к болту, что и используется в установке посредством пружины 3.

Порядок выполнения работы.

1 Ознакомиться с устройством лабораторной установки и определить жесткости c пружин 1, 2 и 3 по формуле

$$c = G \cdot d^4 / (8 \cdot D^3 \cdot i), \quad (14.1)$$

где G – модуль сдвига материала пружины, $G = 7,7 \cdot 10^4$ Н/мм²;

d – диаметр проволоки пружины, мм;

D – расчетный диаметр пружины (см. рисунок 14.1), мм;

$$D = D_H - d ; \quad (14.2)$$

D_H – наружный диаметр пружины;

i – расчетное число витков,

$$i = i_0 - 1,5; \quad (14.3)$$

i_0 – полное число витков пружины.

Результаты расчетов занести в таблицу 14.1.

2 Установить пружины в исходном состоянии, при котором нагрузки равны нулю. Зафиксировать точки начала отсчета S_0 на линейках болта и стыка (рисунок 14.2).

3 Затянуть гайку пружины стыка с расчетным усилием, соответствующим деформации пружины 2, равной 8...12 мм, при этом флажок установить в горизонтальном положении, что указывает на то, что стык затянут.

Таблица 14.1 – Параметры пружин лабораторной установки

Пружина	d , мм	D_H , мм	D , мм	i_0	i	c , Н/мм
1 Болта						
2 Стыка						
3 Внешней нагрузки						

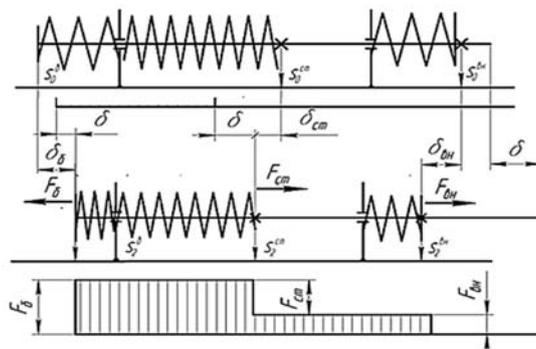


Рисунок 14.2 – Силы и деформации в моделируемом болтовом соединении

Следовательно, усилие затяжки будет равно

$$F_{зам} = (8...12) \cdot c_{cm} \cdot \delta_{cm} \quad (14.4)$$

4 Нагрузить соединение внешней нагрузкой

$$F_{вн} = 0,8 \cdot F_{зам} \quad (14.5)$$

т. е. пружину 3 внешней нагрузки сжать на величину

$$\delta_{вн} = F_{вн} / c_{вн} \quad (14.6)$$

5 Зафиксировать новые точки отсчета на всех линейках S_2 (см. рисунок 14.2) и определить деформацию пружин болта δ_{δ} и стыка δ_{cm} .

6 Определить нагрузки на болт и стык:

$$F_{\delta} = \delta_{\delta} \cdot c_{\delta} \quad (14.7)$$

$$F_{cm} = \delta_{cm} \cdot c_{cm} \quad (14.8)$$

7 Из формулы (14.9) определить коэффициент внешней нагрузки по полученным экспериментальным значениям сил:

$$\chi_{\Delta} = (F_{\delta} - F_{зам}) / F_{вн} \quad (14.9)$$

8 Определить теоретический коэффициент внешней нагрузки по формуле (14.10):

$$\chi_T = c_{\delta} / (c_{\delta} + c_{cm}) \quad (14.10)$$

9 Оценить погрешность эксперимента по формуле

$$\Delta_{\chi} = |(\chi_T - \chi_{\text{Э}}) / \chi_T| \cdot 100 \%. \quad (14.11)$$

10 Вычислить максимальную внешнюю нагрузку, при которой стык раскрывается. Для этого необходимо увеличивать внешнюю нагрузку до тех пор, пока не упадет флажок 4. Зафиксировать после этого максимальные деформации пружин 1 и 3 и определить максимальные нагрузки:

$$F_{\text{вн}}^{\text{max}} = \delta_{\text{вн}}^{\text{max}} \cdot c_{\text{вн}} ; \quad (14.12)$$

$$F_{\text{б}}^{\text{max}} = \delta_{\text{б}}^{\text{max}} \cdot c_{\text{б}} . \quad (14.13)$$

Полученные результаты занести в таблицы 14.2 и 14.3.

Таблица 14.2 – Экспериментальные данные

Характеристика пружины	Пружина		
	болта	стыка	внешней нагрузки
Деформация, мм			
Сила, Н			
Максимальная сила, Н			

Таблица 14.3 – Результаты расчета коэффициента внешней нагрузки

Коэффициент внешней нагрузки	
Теоретический χ_T	
Экспериментальный $\chi_{\text{Э}}$	
Погрешность эксперимента Δ_{χ} , %	

11 Разгрузить все пружины и привести установку в исходное состояние.

Отчет должен включать следующее.

1 Цель работы.

2 Рисунок сил и деформаций в моделируемом болтовом соединении (см. рисунок 14.2).

3 Таблицы с результатами экспериментов (см. таблицу 14.2) и расчетов значений коэффициента внешней нагрузки (см. таблицу 14.3)

4 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

1 Какую нагрузку испытывают болты и скрепляемые детали затянутого болтового соединения до приложения внешней нагрузки?

2 Чему равна суммарная нагрузка на болт после приложения внешней нагрузки, если:

- болт абсолютно жесткий;
- болт упругий, а стык абсолютно жесткий?

3 При каких условиях нарушится герметичность соединения?

4 Чему равна нагрузка в стыке после приложения внешней нагрузки?

5 Укажите правильное выражение:

– суммарная нагрузка на болт равна сумме силы предварительной затяжки и части внешней нагрузки;

– болт воспринимает всю внешнюю нагрузку и дополнительно нагрузку в стыке (остаточную затяжку стыка).

6 От каких параметров соединения зависит коэффициент внешней нагрузки?

7 Какую нагрузку испытывает болт, когда стык раскрыт?

8 Как представляется в лабораторной установке жесткость болта и стыка?

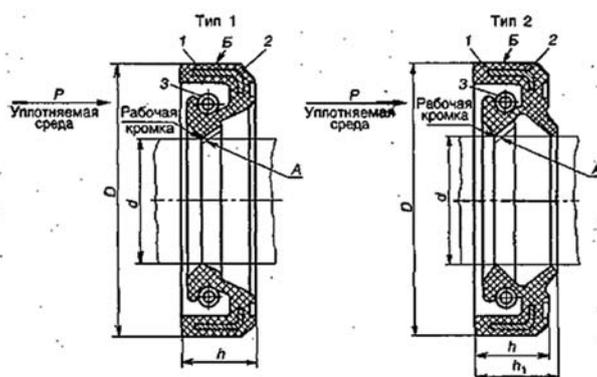
9 Если болт абсолютно жесткий, раскроет ли стык внешняя нагрузка, нарушится ли герметичность при этом?

15 Лабораторная работа № 15. Уплотнения подшипниковых узлов

Цель работы: изучить виды, конструкции и систему условных обозначений наиболее распространенных уплотнений.

Порядок выполнения работы.

1 На выданных преподавателем образцах манжет выполнить необходимые замеры размеров в соответствии с рисунком 15.1.



1 – резина; 2 – каркас; 3 – пружина; А, Б – рабочая и установочная поверхности

Рисунок 15.1 – Резиновые армированные манжеты для валов (по ГОСТ 8752–79 в ред. 1991 г.)

2 Выполнить эскизы уплотнений с простановкой габаритных и установочных размеров.

3 Записать условное обозначение каждой манжеты, произвести его расшифровку.

Отчет должен включать следующее.

1 Титульный лист.

2 Эскизы манжет с проставленными габаритными и установочными размерами и краткой характеристикой каждой манжеты.

3 Условное обозначение каждой манжеты и его расшифровку.

Вопросы для самоконтроля

1 Для чего предназначены уплотнения?

2 Какие факторы учитываются при выборе уплотнений?

3 Назовите виды уплотнений.

4 Объясните действие контактных уплотнений.

5 Назовите основные контактные уплотнения.

6 Какие требования предъявляются при установке контактных уплотнений?

7 Когда применяют резинOMETаллические манжеты?

8 Из каких элементов состоит резинOMETаллическая манжета? Назначение этих элементов.

9 Какие материалы применяют для выполнения упругих элементов манжет?

10 Назовите схемы установки резинOMETаллических манжет в зависимости от их назначения.

11 Назовите основные конструкции резинOMETаллических манжет.

12 Объясните причины парной (сдвоенной) установки манжет.

13 Какие факторы влияют на сохранение работоспособности манжетных уплотнений?

14 Назвать материалы деталей манжеты.

Список литературы

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва: Абрис, 2013. – 408 с.: ил.

2 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва: Академия, 2009. – 496 с.: ил.