

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальности 1-36 01 04 «Оборудование
и технологии высокоэффективных процессов
обработки материалов» очной формы обучения*



Могилев 2022

УДК 621.81
ББК 34.44
Д92

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «16» марта 2022 г.,
протокол № 8

Составители: канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников;
преподаватель-стажер А. Д. Бодунова

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

Приведены цель, содержание и порядок выполнения лабораторных работ,
а также форма отчета.

Учебно-методическое издание

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Е. В. Ковалевская

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, 2022

Содержание

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1. Изучение резьбовых соединений	5
2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкций подшипников качества.....	8
3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора.....	12
4 Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора.....	16
5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач.....	20
6 Лабораторная работа № 6. Исследование конструкций и снятие характеристик упругих муфт	23
7 Лабораторная работа № 7. Испытание ременной передачи	25
8 Лабораторная работа № 8. Определение критической частоты вращения вала	30
Список литературы	32

Введение

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» включает в себя изучение конструкций, принципов работы, критериев работоспособности и методик расчета деталей и узлов машиностроительного применения. В рамках изучения данной дисциплины студенты выполняют курсовой проект, включающий в себя разработку привода по тематике данной специальности (конвейера, лебедки, кранового механизма, дробилки и т. д.).

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебной программой по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов специальности 1-36 01 04 «Оборудование и технологии высокоэффективных процессов обработки материалов».

Отчет по лабораторной работе оформляют на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст ручкой.

В методических рекомендациях в краткой форме изложены цель, содержание и порядок выполнения лабораторных работ, а также требования к оформлению отчета и вопросы для самоконтроля.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при выполнении и защите лабораторных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

1 Лабораторная работа № 1. Изучение резьбовых соединений

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

Типы соединений.

Различают три основных типа резьбовых соединений. Соединение болтом или винтом с гайкой – болтовое соединение (рисунок 1.1, а). Соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие – винтовое соединение (рисунок 1.1, б). Соединение шпилькой (рисунок 1.1, в). 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 1.1, а или рисунку 1.1, в.

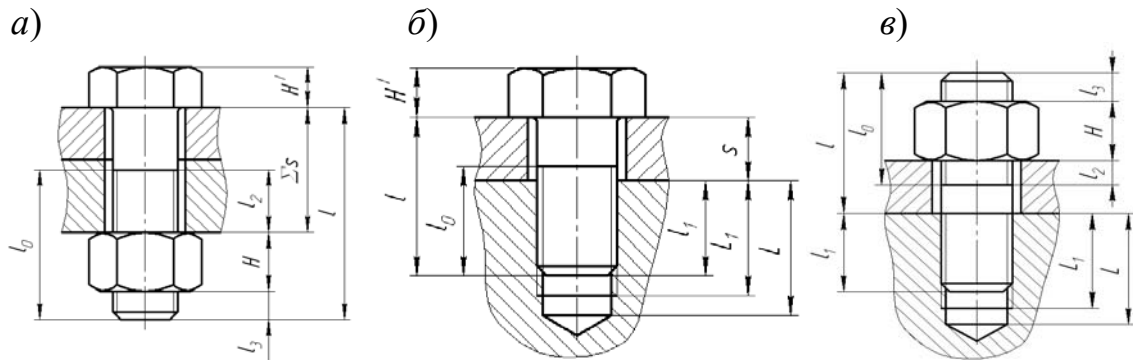


Рисунок 1.1 – Типы резьбовых соединений

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.

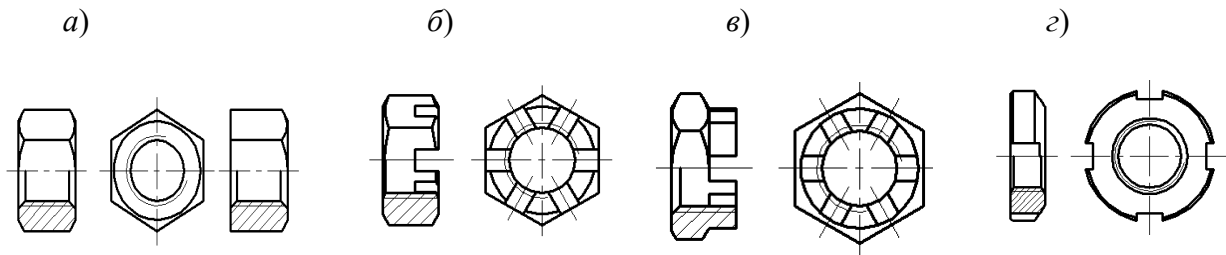
Конструктивные формы головок болтов и винтов.

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.

Основные типы гаек.

Гайки шестигранные с нормальным и уменьшенным размером под ключ, высокие и низкие (рисунок 1.2, а). Гайки прорезные (рисунок 1.2, б) и гайки корончатые (рисунок 1.2, в) с прорезью под шпильку. Гайки круглые с прорезями под ключ (рисунок 1.2, г) применяются, главным образом, для закрепления деталей на валах.



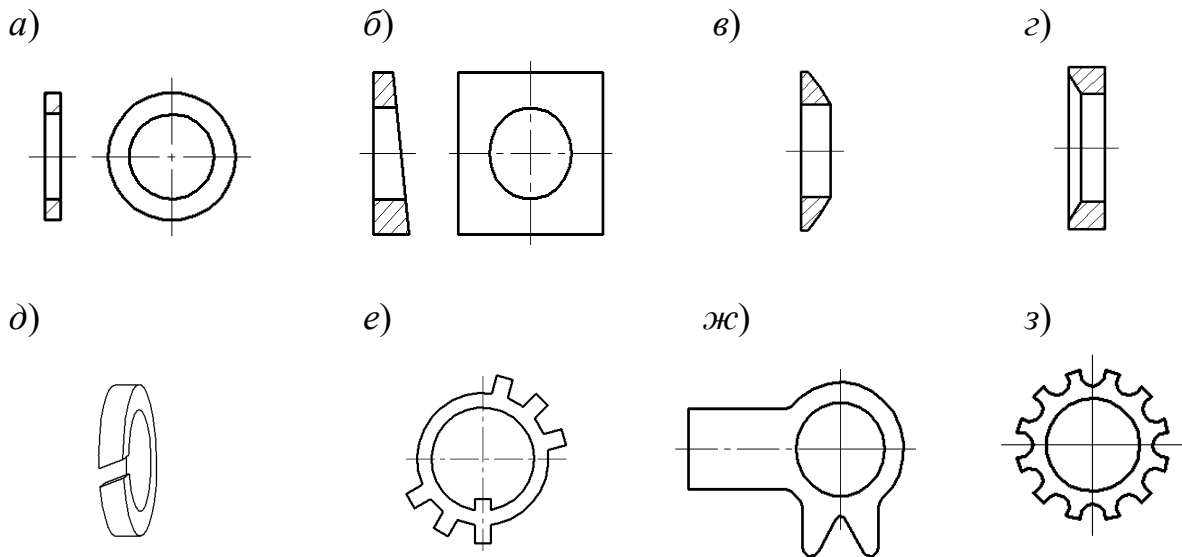
a – гайки шестигранные; *б* – гайки шестигранные прорезные; *в* – гайки корончатые; *г* – гайки круглые шлицевые

Рисунок 1.2 – Типы гаек

Основные типы шайб.

Все типы шайб можно разделить на две основные группы:

- 1) шайбы подкладные (рисунок 1.3, *a–г*);
- 2) шайбы стопорные (рисунок 1.3, *д–з*).



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

Рисунок 1.3 – Типы шайб

Шайба простая (рисунок 1.3, *a*) ставится под гайку или головку винта с целью предохранения чистых поверхностей деталей от повреждения при завинчивании гайки (винта) и уменьшения смятия деталей гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала.

Шайбы косые (рисунок 1.3, *б*) используются для устранения изгиба стержня болта при опоре гайки на полки прокатных профилей.

Шайба сферическая (рисунок 1.3, *в*) в комплекте с шайбой конической (рисунок 1.3, *г*) обеспечивают самоустановку гаек (головок болтов), и поэтому осевая нагрузка распределяется строго по оси стержня болта.

Шайбы пружинные (рисунок 1.3, *д*) применяют для стопорения гайки или головки винта относительно корпуса (предохранение от самоотвинчивания).

Шайбы стопорные многолапчатые (рисунок 1.3, *е*) служат для закрепления круглых гаек (см. рисунок 1.3, *з*) относительно вала. Внутренний выступ входит в паз на валу, один из наружных выступов загибается в шлиц гайки.

Шайбы стопорные с лапкой (рисунок 1.3, *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 (рисунок 1.3, *з*).

Стопорение 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 (см. рисунок 1.3, *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 (см. рисунок 1.3, *з*).

Для стопорения специальными элементами применяют шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 1.3, *ж*), шплинты, проволоку.

Материалы резьбовых соединений.

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 приведен на рисунке 1.4.

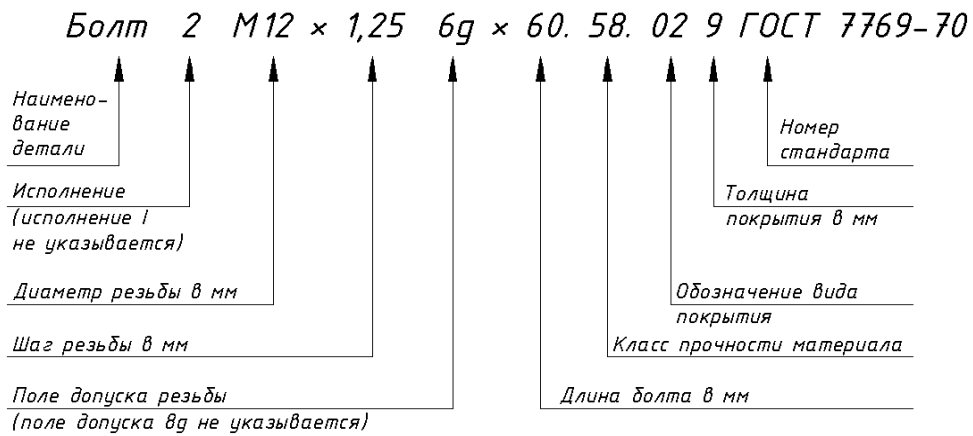


Рисунок 1.4 – Пример условного обозначения болта

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскизы трех типов резьбовых соединений с указанием основных соотношений;
- эскизы конструктивных форм стержней болтов, гаек, шайб, головок болтов и винтов;
- эскизы способов стопорения резьбовых соединений;
- условное обозначение винта или болта;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Виды 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?

2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкций подшипников качения

Цель работы: ознакомление с классификацией и конструкциями основных типов подшипников качения.

Классификация подшипников качения.

Подшипники качения (рисунок 2.1, а) состоят из следующих деталей: наружного 1 и внутреннего 2 колец с дорожками качения 3; тел качения 4;

сепараторов 5, разделяющих и направляющих тела качения [1].

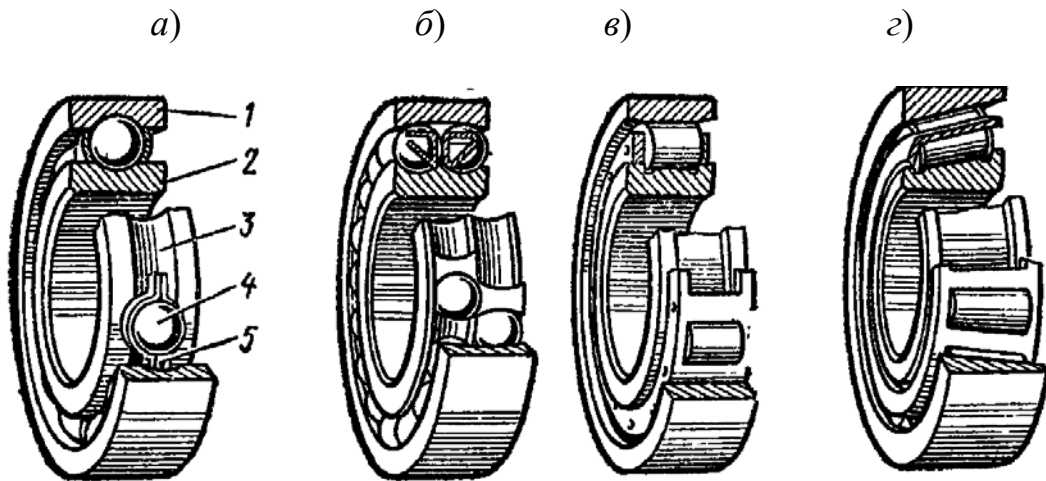


Рисунок 2.1 – Виды подшипников качения

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

По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

– радиальные подшипники воспринимают только радиальную нагрузку (роlikоподшипники с цилиндрическими роliками), или предназначены для радиальной, но могут воспринимать и осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные, шарико- и роlikоподшипники двухрядные сферические);

– упорные подшипники предназначены для восприятия только осевых нагрузок;

– радиально-упорные подшипники предназначены для восприятия комбинированных, т. е. радиальных и осевых нагрузок, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка.

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые (тела качения – шарики) и роlikовые (тела качения – роliки).

По способности самоустанавливаться подшипники делятся на несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся.

По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на однорядные и многорядные (двух-, трех-, четырехрядные и т. д.).

Краткая характеристика основных типов подшипников качения.

Шарикоподшипник радиальный однорядный (см. рисунок 2.1, а) воспринимает радиальную нагрузку и осевую в обе стороны, не превышающую 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки (т. е. разности между допустимой в данных условиях и действующей радиальными нагрузками). Является одним из наиболее распространенных и дешевых подшипников качения. Характеризуется сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью, поэтому не рекомендуется для применения в узлах, требующих точной фиксации валов.

Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический (самоустанавливающийся) (рисунок 2.1, б) воспринимает радиальную нагрузку, может воспри-

нимать небольшую осевую в обе стороны. Допускает значительные (до $2^\circ \dots 3^\circ$) перекосы внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Применяется в узлах, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами (рисунок 2.1, в) воспринимает радиальную нагрузку, осевую не воспринимает.

Роликоподшипник радиально-упорный однорядный с коническими роликами (рисунок 2.1, г) воспринимает радиальную нагрузку и осевую только в одну сторону.

Роликоподшипник радиальный с длинными цилиндрическими роликами (рисунок 2.2, а) предназначен для восприятия больших радиальных нагрузок при невысоких частотах вращения.

Роликоподшипник игольчатый (рисунок 2.2, б) воспринимает радиальную нагрузку, осевую не воспринимает и осевое положение вала не фиксирует.

Роликоподшипник радиальный с витыми роликами (рисунок 2.2, в) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Лучше, чем подшипники других типов, воспринимает радиальные нагрузки ударного характера.

Роликоподшипник радиальный двухрядный (самоустанавливающийся) со сферическими роликами (несимметричными) (рисунок 2.2, г) воспринимает радиальную нагрузку и небольшую осевую в обе стороны

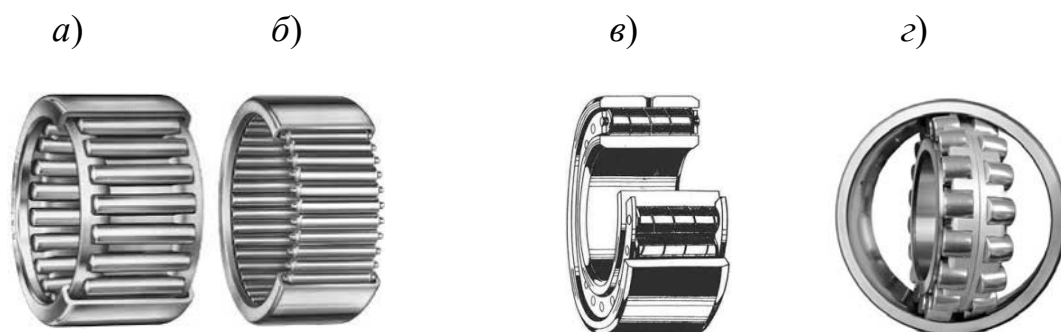


Рисунок 2.2 – Виды подшипников качения

Шарикоподшипник радиально-упорный воспринимает радиальную нагрузку и осевую в одну сторону.

Шарикоподшипник упорный одинарный (рисунок 2.3, а) воспринимает осевую нагрузку только в одну сторону.

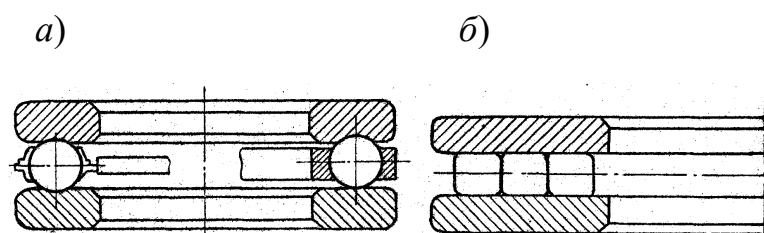


Рисунок 2.3 – Виды подшипников качения

Роликоподшипник упорный, предназначен для восприятия осевых нагру-

зок. Эти подшипники обладают более высокой грузоподъемностью по сравнению с упорными шариковыми подшипниками, но менее быстроходны.

Базовые статическая и динамическая радиальная грузоподъемности.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей один миллион оборотов.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – статическая радиальная нагрузка, которая соответствует общей остаточной деформации тела качения и дорожки качения, равной 0,0001 диаметра тела качения в наиболее нагруженной зоне контакта.

Обозначения подшипников качения.

Подшипники имеют цифровое условное обозначение.

Две первые цифры, считая справа налево, обозначают диаметр отверстия подшипника. Для диаметров от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5.

Третья и седьмая цифры справа обозначают серию подшипника: особо легкая – 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4 и т. д.

Четвертая цифра справа – тип подшипника, например, шариковый радиальный однорядный – 0 (не указывается), радиальный сферический – 1, с короткими роликами – 2, роликовый сферический – 3, радиальный с длинными роликами – 4, радиально-упорный шариковый – 6, роликовый конический – 7 и т. д.

Пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипника. Цифры 6, 5, 4 и 2, стоящие через тире перед условным обозначением, определяют его класс точности.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскиз выданного подшипника с указанием габаритных размеров;
- расшифровку обозначения подшипника;
- найденные базовую радиальную динамическую и статическую грузоподъемность;
- выводы.

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 типы подшипников относятся к самоустанавливающимся?
- 6 Какие типы подшипников относятся к несамоустанавливающимся?

- 7 Какая структура условного обозначения подшипников качения?
- 8 Какие бывают серии подшипников качения?
- 9 Какие бывают классы точности подшипников качения?
- 10 Какие подшипники следует предпочитать по грузоподъемности?
- 11 Как определить базовую динамическую радиальную грузоподъемность?
- 12 Что такое статическая радиальная грузоподъемность подшипника?

3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора; определение параметров зубчатого зацепления; измерение габаритных, установочных и присоединительных размеров.

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. Наиболее распространены зубчатые редукторы, обладающие высоким КПД и достаточной долговечностью [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. Так как корпус воспринимает реакции зубчатой передачи, возникающие при ее работе, и внешние силовые факторы (активный момент на быстроходном валу, реактивный момент на тихоходном валу, консольные нагрузки на концах валов, вес и силы инерции вращения деталей в период пуска и остановки), действующие на болты, с помощью которых редуктор присоединен к раме или фундаменту, то он должен быть достаточно жестким. Для увеличения жесткости корпуса редуктора в месте расположения подшипниковых опор в конструкции корпуса предусмотрены специальные элементы – ребра жесткости.

На корпусах редукторов предусматривают элементы для строповки при транспортировке и во время монтажа.

Для снижения потерь на трение, уменьшения износа контактирующих поверхностей и удаления продуктов износа предусмотрена система смазки зубчатых колес и подшипников. Кроме того, с помощью смазки производится охлаждение деталей и предохранение их от коррозии. Емкость масляной ванны должна быть достаточной для обеспечения необходимого отвода тепла к стен-

кам корпуса, и чтобы продукты износа не вовлекались в повторное обращение, а оставались на дне ванны. Для слива масла предусматривают сливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Заливка масла производится, как правило, через смотровое окно. Контроль уровня масляной ванны чаще всего производят жезловым маслоуказателем.

Уплотнение быстроходного и тихоходного валов зубчатых передач предназначены для предотвращения вытекания масла из корпуса, а также для защиты от попадания грязи вовнутрь корпуса.

Нагревание воздуха в корпусе работающего редуктора сопровождается повышением давления. 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 окунанием для вентиляции достаточно поставить пробку-отдушину.

Зубчатые колеса могут быть насадными или выполненными за одно с валом – вал-шестерни. Если зубчатые колеса изготовлены с применением литых заготовок и вращаются с частотой свыше 500 об/мин, то они должны быть отбалансированы. Балансировка зубчатых колес производится, как правило, выполнением отверстий в ступице зубчатого колеса.

Расчет параметров зубчатых колес.

Числа зубьев зубчатых колес определяют подсчетом.

Модуль определяют в зависимости от нормального основного шага. Нормальный основной шаг p_n определяют как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе,

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

Одна длина W_{z_n} измеряется согласно рисунку 3.1 при числе зубьев в длине общей нормали Z_n , а вторая длина $W_{z_{n+1}}$ – при числе зубьев в длине общей нормали Z_{n+1} . Определение p_n лучше производить на ведомом зубчатом колесе, т. к. в этом случае погрешность измерений W_{z_n} , возникающих из-за того, что зубья располагаются по окружности, будет меньше.

Полагая что $a = a_w$, рассчитывают делительный угол наклона линии зуба

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

Делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta}.$$

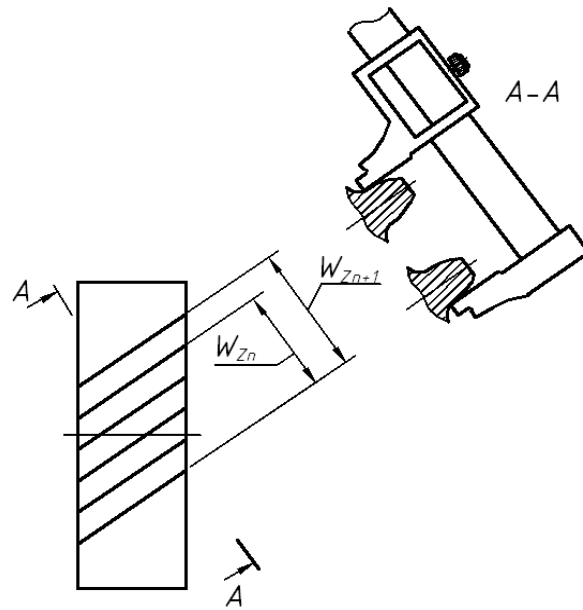


Рисунок 3.1 – Определение основного нормального шага

Для зубчатых колес, нарезанных без смещения ($x_1 = x_2 = 0$), диаметры вершин зубьев шестерни и колеса

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m_n; \quad d_{a_2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m_n.$$

Диаметры впадин шестерни и колеса

$$d_{f_1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m_n; \quad d_{f_2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m_n.$$

Измеряют ширину зубчатых колес в передаче. Определяют коэффициент ширины ψ_{bd} и коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}; \quad \psi_{ba} = \frac{b_1}{a}.$$

Определяют 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.

Рассчитывают передаточное число

$$U = \frac{z_2}{z_1}.$$

Коэффициент перекрытия учитывает непрерывность и плавность зацепления в передаче. Такие качества передачи обеспечиваются перекрытием работы одной пары зубьев работой другой пары. Для этого каждая пара зубьев должна войти в зацепление до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления.

О величине перекрытия судят по коэффициенту перекрытия. Для колес с косыми зубьями коэффициент перекрытия ε_γ определяется суммой коэффициентов торцового ε_α и осевого перекрытия ε_β :

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[0,95 - 1,6 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos\beta) \cos\beta; \quad \varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin\beta}{p_n}.$$

Для прямозубых колес ($\beta = 0$) коэффициента осевого перекрытия не существует.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскиз общего вида редуктора с проставленными размерами;
- расчеты параметров зубчатых колес, базируясь на результатах которых создается таблица параметров зубчатых колес;
- выводы по результатам работы.

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 уплотнение 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?

4 Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией, назначением основных деталей червячного редуктора, способом регулировки подшипников и червячного зацепления; получение практических навыков в инженерных расчетах червячных передач.

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 ($\eta = 0,7 \dots 0,75$ при числе заходов червяка $z_1 = 1$; $\eta = 0,75 \dots 0,82$ при $z_1 = 2$; $\eta = 0,82 \dots 0,92$ при $z_1 = 4$); 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. Корпус червячных редукторов (реже крышки подшипников), как правило, изготавливается ребристым. При этом искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более благоприятный тепловой режим работы.

Смазка осуществляется жидким маслом. Способ смазки – картерный, непроточный, общий для червячного зацепления и подшипников. Заливка масла в редуктор производится через верхний смотровой люк, слив масла – через отверстие в нижней части корпуса редуктора, закрываемое резьбовой пробкой. Контроль уровня масла в кратере редуктора производится щупом.

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, а также 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 эти масляные подтеки обратно, но уже загрязненные.

Критерии работоспособности и расчета червячных передач.

Основными причинами выхода из строя червячных передач являются и износ зубьев колеса, заедание и поверхностные разрушения зубьев колеса.

Износ ограничивает срок службы большинства передач. Скорость изнашивания в значительной степени зависит от условий смазки червячного зацепления, качества смазочного материала и, конечно, нагруженности зацепления.

Заедание особо опасно в тех случаях, когда венцы червячных колес изготовлены из твердых материалов: оловянистых бронз и чугуна. При этом заедание происходит со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев червячного колеса.

Пластическое разрушение и усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев червячного колеса наблюдается главным образом при действии высоких нагрузок и повторно-кратковременных перегрузок.

Поломки зубьев червячного колеса встречаются довольно редко и наблюдаются главным образом при значительной степени износа зубьев или вследствие ошибок изготовления.

Таким образом, основными критериями работоспособности червячных передач являются износостойкость, сопротивление заеданию и усталостному выкрашиванию зубьев червячного колеса.

Предотвращение отказов червячных передач на стадии проектирования осуществляется путем учёта этих критериев при расчетах на сопротивление контактной усталости, т. е. по контактным напряжениям. Расчет по напряжениям изгиба является проверочным.

Проектный расчет червячной передачи.

Проектный расчет служит для определения размеров передачи, при которых не возникает опасность повреждения венца червячного колеса.

При проектировочном расчете определяют межосевое расстояние

$$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{ПП} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \left(\frac{q}{z_2} \right)}}$$

где T_2 – момент на валу червячного колеса, Н·м;

z_2 – число зубьев червячного колеса;

q – коэффициент диаметра червяка;

$[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса, МПа;

$E_{ПП}$ – модуль упругости материалов червяка и колеса (при выполнении венца червячного колеса из бронзы $E_{ПП} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа).

Измеряют на червяке (рисунок 4.1) расстояние r_1 (расстояние между двумя одноименными точками в начале витка и в конце по делительному диаметру)

и, поделив на число шагов в этом расстоянии, определяют расчетный шаг p . Измеряют диаметр вершин витков червяка d_{a1} , диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} .

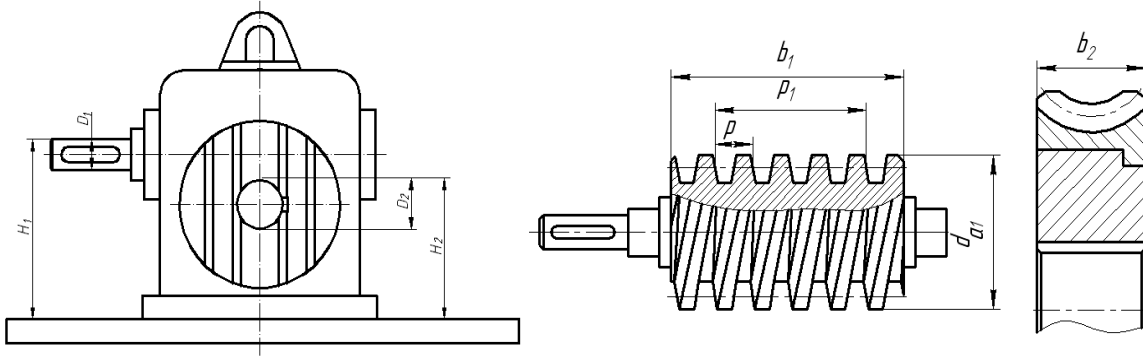


Рисунок 4.1 – Измеряемые параметры червячного редуктора

Определяют расчетный модуль червяка в осевом сечении

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Значение m округляют до стандартного по ГОСТ 9672–74.

Определяют коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m},$$

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

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

Значение q округляют до стандартного по ГОСТ 9672–74.

Определяют передаточное отношение

$$i = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 – число заходов червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

Определяют коэффициент смещения червячного колеса (должен находиться в пределах $-1 \leq x \leq 1$):

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

Проверка правильности зацепления.

Для правильного червячного зацепления необходимо, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через ось вращения червяка. Это определяется по пятну контакта. Чтобы получить пятно контакта, на рабочую поверхность витка червяка наносят очень тонкий слой краски. Проворачивают червяк, создавая рукой реактивный момент на валу колеса.

Через люк наблюдают отпечаток краски (пятно контакта) на рабочей поверхности зуба червячного колеса. Пятно контакта должно быть расположено симметрично относительно средней плоскости червячного колеса. Если же пятно контакта смещено вправо или влево, то необходимо вынуть часть прокладок из-под подшипниковой крышки с одной стороны червячного колеса и поставить их под другую крышку. При этом червячное колесо с валом и подшипниками относительно кожуха переместятся в сторону вынутых прокладок.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскизы редуктора и деталей с проставленными замеренными размерами;
- замеряемые и рассчитываемые элементы редуктора, червяка и червячного колеса (расстояние от опорной поверхности нижнего фланца редуктора до верхней кромки выходного конца быстроходного вала H_1 ; то же для тихоходного вала H_2 , диаметры выходных концов валов редуктора D_1 и D_2 , число заходов червяка z_1 , диаметр вершин витков червяка d_{a1} , расчетный шаг червяка p , длину нарезанной части червяка b_1 , число зубьев червячного колеса z_2 , диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} , наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} , ширина венца червячного колеса b_2 , межосевое расстояние a_w , модуль m , делительный диаметр червяка d_1 , коэффициент диаметра червяка q , передаточное отношение i , коэффициент смещения червяка x);
- выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Где применяются червячные редукторы?
- 2 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?
- 3 Что служит в редукторе для выравнивания внутреннего давления?
- 4 Какие элементы относятся к системе смазки?
- 5 Как в редукторе выполнено уплотнение валов?
- 6 Как определяют модуль и коэффициент диаметра червяка?
- 7 Как регулируют подшипники?
- 8 Как регулируют червячное зацепление?
- 9 Каковы критерии работоспособности червячных передач?
- 10 Каковы критерии расчета червячных передач?
- 11 Из каких материалов изготавливаются элементы червячных передач?

5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач

Цель работы: изучение назначения и областей применения планетарных передач, его конструкции и назначения элементов; закрепление навыков практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

Назначение и применение планетарных передач.

Планетарные передачи используются для:

- редуцирования скорости вращательного движения в качестве силовых передач с малыми удельными габаритами и массой, а также кинематических передач с большими передаточными отношениями;
- сложения и разложения движений, в том числе в качестве передаточных механизмов с автоматическим изменением скорости в станках, автомобилях и других машинах, а также многоступенчатых планетарных коробок скоростей, управляемых поочередным торможением звеньев.

Преимуществами планетарных передач являются [1]:

- малые габариты и масса (вследствие распределения нагрузки между сателлитами), благодаря чему нагрузка на зубьях зубчатых колес уменьшается в несколько раз; большое передаточное число в одной ступени;
- использование передач с внутренним зацеплением, обладающих повышенной несущей способностью;
- возможность получения в результате термообработки более высокой твердости рабочих поверхностей зубьев, т. к. вследствие небольших размеров зубчатых колес риск коробления уменьшается;
- меньший шум, возникающий при работе, что объясняется плавностью внутреннего зацепления, меньшими размерами зубчатых колес, замыканием сил и передач на корпус меньших сил;
- более высокие компоновочные возможности, что облегчает встраивание их в электродвигатели, ходовые колеса, барабаны, шкивы.

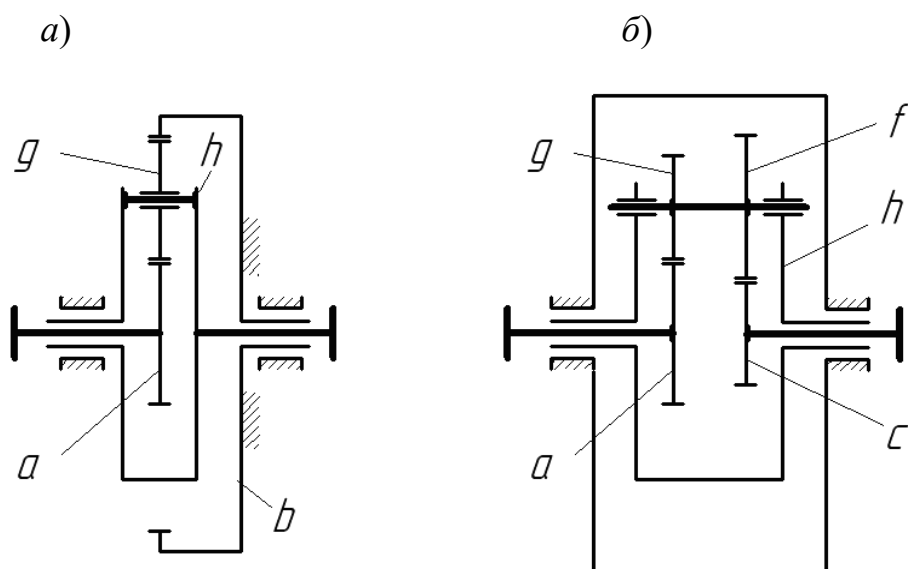
Недостатки планетарных передач:

- необходимость более высокой точности изготовления;
- большое число деталей и сложность сборки.

Конструкция планетарных передач.

Механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна, называется планетарным механизмом.

Звено планетарного механизма, в котором установлены зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями, называется водилом и обозначается буквой h . Зубчатые колеса, имеющие подвижные геометрические оси, называются сателлитами и обозначается буквой g . Сателлит с одним зубчатым венцом называется одновенцовым сателлитом (рисунок 5.1, *а*), с двумя – двухвенцовым сателлитом (рисунок 5.1, *б*).



a – с одновенцовым сателлитом; *б* – с двухвенцовым сателлитом

Рисунок 5.1 – Кинематическая схема планетарного редуктора

Планетарный механизм может иметь один или несколько сателлитов одинакового размера. Число C сателлитов определяется числом полюсов зацепления одного из центральных колес. Ось, вокруг которой в абсолютном или относительном движении вращается водило, называется основной осью.

Зубчатые колеса, зацепляющиеся с сателлитами и имеющие оси, совпадающие с осью водила, называются центральными колесами. Центральные колёса могут быть внешнего и внутреннего зацепления. Центральное колесо внешнего зацепления называется солнечным и обозначается буквой *a*. Центральное колесо внутреннего зацепления называется коронным и обозначается буквой *b*. Если одно из центральных колес планетарной передачи установлено неподвижно, то оно называется неподвижным. Чаще всего ведущим (или ведомым) валом передачи служит вал солнечного колеса, а ведомым (или ведущим) – вал водила.

Передача, получаемая из планетарной остановки водила, называется передачей с невращающимся водилом или обращённым механизмом.

Планетарные механизмы, в которых подвижны все три основных звена, называются дифференциальными передачами или дифференциалами.

Кинематика планетарных передач.

При определении передаточного отношения планетарных передач используется метод Виллиса (метод остановки водила) [2].

Он заключается в сообщении всему механизму угловой скорости, равной угловой скорости водила, но направленной в противоположном направлении. Рассмотрим данный метод на примере передачи, показанной на рисунке 5.1, *a*.

Передаточное отношение для данной передачи при передаче движения от солнечного колеса *a* к водилу *h* при остановленном коронном колесе *b* опре-

деляется по выражению

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Согласно методу Виллиса сообщаем всему механизму угловую скорость, равную угловой скорости водила, но направленную в противоположном направлении. При этом получаем обращённый механизм, в котором движение передаётся от солнечного колеса a к коронному колесу b при остановленном водиле h . Передаточное отношение обращённого механизма определяется как

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h}.$$

В рассматриваемом механизме угловая скорость коронного колеса b $\omega_b = 0$, следовательно

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} \quad \text{или} \quad i_{ab}^h = 1 - \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Соответственно,

$$i_{ab}^h = 1 - i_{ah}^b \quad \text{или} \quad i_{ah}^b = 1 + i_{ab}^h.$$

Обращённый механизм представляет собой обычную зубчатую передачу, в которой движение передаётся от солнечного колеса a к коронному колесу b через паразитную шестерню g . Следовательно, передаточное отношение обращённого механизма i_{ab}^h при известных числах зубьев всех звеньев планетарной передачи будет определяться выражением

$$i_{ab}^h = \frac{z_b}{z_a}.$$

Окончательно получим передаточное отношение

$$i_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}.$$

Отчет должен включать:

- цель работы;
- схему планетарного редуктора с указанием габаритных и присоединительных размеров;

- кинематическую схему редуктора;
- таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 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 Как осуществляется смазка колес в планетарном редукторе?
- 9 Как осуществляется строповка при транспортировке редуктора?

6 Лабораторная работа № 6. Исследование конструкций и снятие характеристик упругих муфт

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 и 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 6.1):

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

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

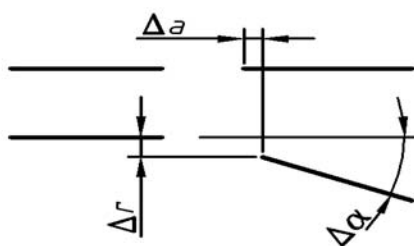


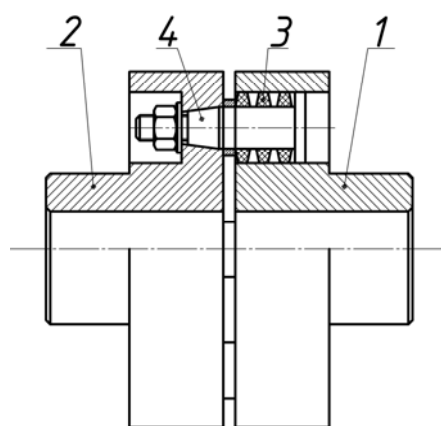
Рисунок 6.1 – Виды несоосности

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 6.2).

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 ζ . Он представляет собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на её деформацию за этот же период (рисунок 6.3).



1, 2 – полумуфты (ведущая и ведомая);
3 – упругое звено; 4 – палец

Рисунок 6.2 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

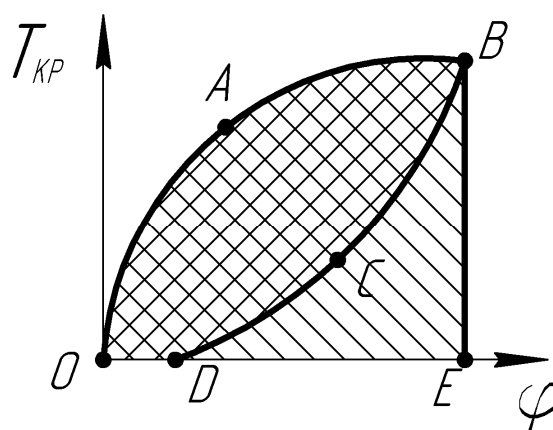


Рисунок 6.3 – Характеристика упругодемпфирующей муфты

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

Потерянная энергия необратимо поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло. Петля $OABCD$ (см. рисунок 6.3) называется петлей гистерезиса.

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

Отчет должен включать:

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- построенную характеристику муфты;
- расчёт коэффициента демпфирования;
- 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 Как устроен испытательный стенд?

7 Лабораторная работа № 7. Испытание ременной передачи

Цель работы: изучение работы ременной передачи; построение кривых скольжения и КПД; определение оптимальной загрузки передачи.

Теоретические основы ременной передачи.

Ременная передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы [1]. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

Достоинства ременных передач: возможность передачи движения на средние расстояния; плавность работы (смягчение толчков, бесшумность); возможность работы с высокими частотами вращения; малая стоимость.

Недостатки ременных передач: значительные габариты (обычно в несколь-

ко раз больше, чем зубчатых); неизбежность некоторого упругого скольжения ремня; повышенные силы на валы и опоры, т. к. суммарное напряжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой окружной силы; необходимость устройств для натяжения ремня; необходимость предохранения ремня от попадания масла; малая долговечность ремней в быстроходных передачах.

При передаче крутящего момента T_1 усилия в ветвях ременной передачи изменяются. На рисунке 7.1 показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ и под нагрузкой $T_1 > 0$.

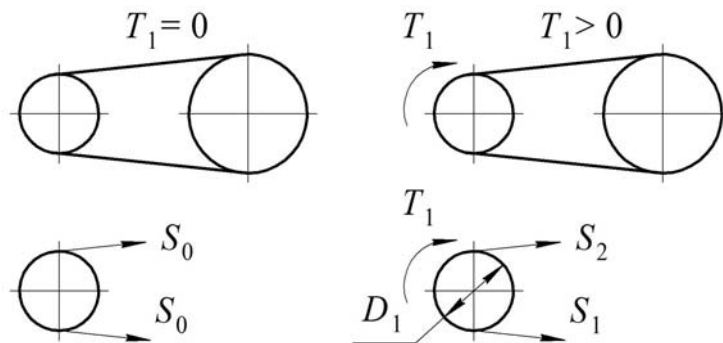


Рисунок 7.1 – Силы, действующие в ветвях ремня

Окружная сила на шкивах

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}.$$

Условие равновесия шкива

$$T_1 = \frac{D_1}{2} \cdot (S_1 - S_2),$$

где S_1 и S_2 – натяжение ведущей и ведомой ветви в нагруженной передаче.

Откуда

$$S_1 - S_2 = F_t.$$

Связь между S_0 , S_1 и S_2 устанавливают, исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной, как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что

$$S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0.$$

Отсюда следует, что

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} \text{ и } S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Скольжение в передаче.

Под действием окружной силы F_t ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения постоянно уменьшается на дуге обхвата, определяемой углом обхвата α , и станет равной нулю в некоторой точке C (рисунок 7.2). Дополнительное удлинение ремня сопровождается скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC – дугой упругого скольжения. На дуге BC ремень остается в покое. Эту дугу называют дугой покоя. Чем больше F_t , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя, т. к. $AC + BC = AB = \text{const}$.

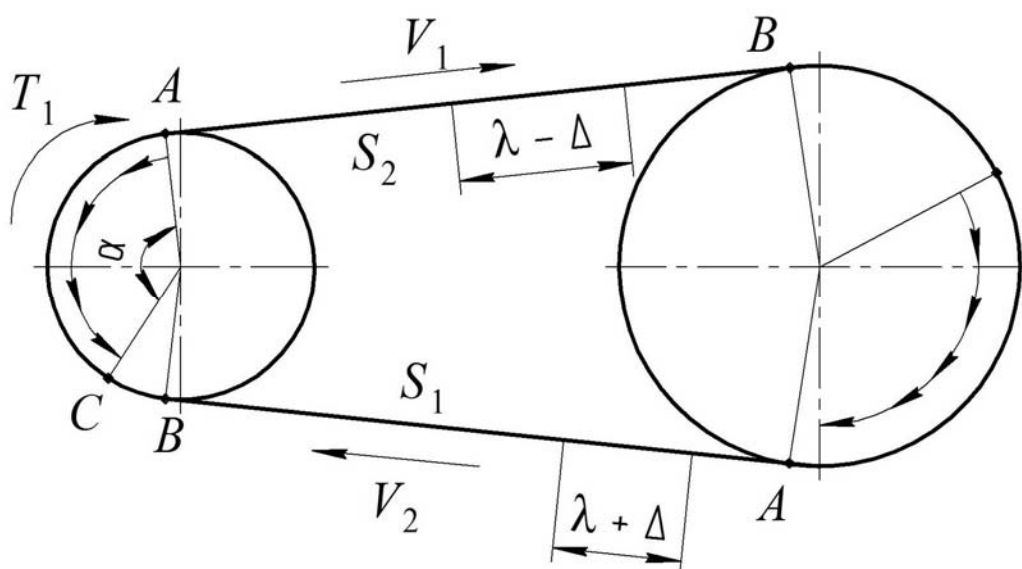


Рисунок 7.2 – Схема скольжения в ременной передаче

При увеличении F_t до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространяется на весь угол обхвата – наступит буксование. Дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающих ветвей.

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100 \text{ \%}.$$

Передаточное число (как видно из формулы, не является постоянным)

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$$

КПД в ременной передаче

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100\%$$

Кривые скольжения и КПД.

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения и КПД (рисунок 7.3). По оси ординат отсчитывается коэффициент упругого скольжения ε и КПД η в процентах, а по оси абсцисс – нагрузка передачи, которая выражается через коэффициент тяги, который позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня S_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т. е. характеризует загруженность передачи.

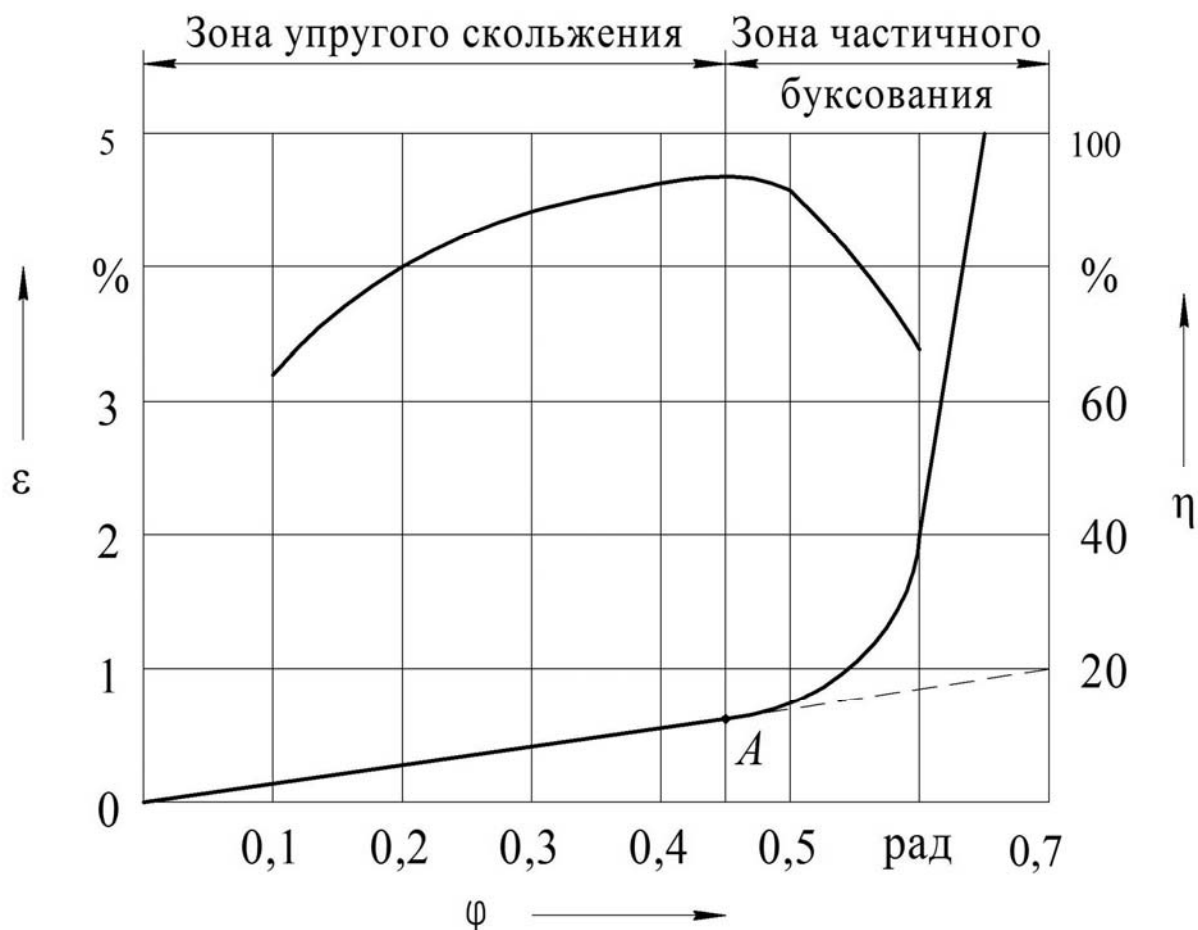


Рисунок 7.3 – Типовые кривые коэффициента упругого скольжения ε и КПД в зависимости от коэффициента тяги φ

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot S_0} = \frac{2 \cdot T_1}{D_1 \cdot 2 \cdot S_0} = \frac{T_1}{D_1 \cdot S_0},$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня (без учета центробежных сил).

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию. В зоне от φ_0 до φ_{\max} наблюдается как упругое скольжение, так и буксование, которое равно разности между ординатами кривой коэффициента упругого скольжения и пунктирной линией (продолжением OA).

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от него. Этому значению соответствует максимальное значение КПД.

Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне КПД резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Потери мощности собственно в ременных передачах складываются из потерь от скольжения ремня по шкивам, на внутреннее трение в ремне, от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов. Максимальное значение КПД передачи зависит, в основном, от потерь на внутреннее трение в ремне и поэтому уменьшается с уменьшением диаметра шкива.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- графики $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$; $\eta = \eta(\varphi)$;
- рекомендации по оптимальной загрузке передачи;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Где применяются ременные передачи?
- 2 Какие преимущества и недостатки ременных передач?
- 3 Передаточное число ременной передачи с учетом скольжения?
- 4 Назовите способы натяжения ремней.
- 5 Какие силы действуют на валы от ременной передачи?
- 6 Какие виды потерь существуют в ременной передаче?
- 7 Как определяется работоспособность ременной передачи?

8 Лабораторная работа № 8. Определение критической частоты вращения вала

Цель работы: экспериментальное определение критической частоты вращения вала и изучение влияния массы диска, жесткости вала и дисбаланса на его критическую частоту.

Общие сведения.

Рассмотрим колебания вала для простейшего случая, когда на валу, вращающемся с угловой скоростью ω , закреплен диск массой m с эксцентриситетом e (рисунки 8.1 и 8.2). Такой вал совершает гармонические колебания.

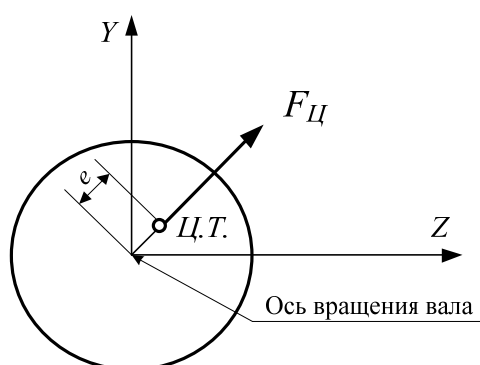


Рисунок 8.1 – Схема колебаний

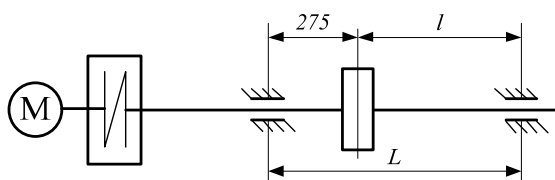


Рисунок 8.2 – Схема установки

Кроме веса G и вертикальной реакции упругой балки, пропорциональной стреле прогиба f , на вал действует центробежная сила $F_{ц}$ вращающегося груза:

$$F_{ц} = m\omega^2 e,$$

где e – эксцентриситет (см. рисунок 8.1).

Вертикальная составляющая $F_{ц}^y$ центробежной силы играет роль возмущающей силы, вызывающей вынужденные вертикальные колебания вала. Колебания от силы $F_{ц}^y$ описываются уравнением колебания системы с одной степенью свободы:

$$Y = \frac{F_u^y}{m(p^2 - \omega^2)} = \frac{F_u \sin(\omega t)}{m(p^2 - \omega^2)}, \quad (8.1)$$

где Y – амплитуда вынужденных колебаний массы;

F_u^y – амплитуда возмущающей силы;

ω – круговая частота вынужденных колебаний системы;

p – круговая частота свободных (собственных) колебаний системы.

Из уравнения (8.1) видно, что при $\omega = p$ наступает явление резонанса.

Частота собственных колебаний изгиба

$$p = \sqrt{\frac{1}{m\delta}} = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}},$$

где δ – податливость вала или прогиб от единичной силы, $\delta = \frac{f_{cm}}{mg}$;

f_{cm} – статический прогиб вала от действия силы тяжести диска;

g – ускорение свободного падения.

При совпадении частоты собственных колебаний с частотой вынужденных колебаний системы $\omega = p$

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}.$$

Угловую скорость или частоту вращения, при которой наступает резонанс, называют критической [1], поэтому

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} \text{ или } n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{cm}}}.$$

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают для жестких валов $n \leq 0,7n_{кр}$, для гибких валов $n \geq 1,3n_{кр}$.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- результаты влияния массы и жесткости на критическую частоту, графики влияния массы и жесткости на критическую частоту вращения вала;
- выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как изменяется критическая частота с изменением жесткости вала?
- 2 Как изменяется критическая частота вращения с изменением массы вала?
- 3 Как изменяется критическая частота вращения при создании дисбаланса?

Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2018. – 409 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.