Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Максимов Алексей Борисович
Должность: ректор
Дата подписания: 11.10.2021 14:54:31
Уникальный программный ключ:
8db180d1a3f02ac9e60521a5672742735c18b1d6

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХ)

О.А. Чихачева, А.С. Лукьянов, Л.А. Дмитриева

ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебно-методическое пособие
для студентов всех машиностроительных специальностей
и направлений подготовки всех форм обучения

Под редакцией заслуженного деятеля науки РФ
доктора физико-математических наук, профессора
В.С. Бондаря

Текстовое электронное издание

Москва
2021

Об издании 1, 2

УДК 621.833.38
ББК 34.445
Ч71

Рецензенты:
Т.А. Балабина, к.т.н., доцент кафедры «Детали машин и теория механизмов»
ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет (МАДИ)»;
Е.Е. Баулина, к.т.н., доцент кафедры «Наземные транспортные средства»
Московского политехнического университета

Чихачева, О.А.

Ч71 Изучение червячных передач: учебно-методическое пособие для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения / О.А. Чихачева, А.С. Лукьянов, Л.А. Дмитриева; под ред. В.С. Бондаря. – Москва: Московский Политех, 2021. – 1 CD-R. – Загл. с титул. экрана. – Текст: электронный.
ISBN 978-5-2760-2660-2

Приводятся краткие теоретические материалы о работе червячных передач с их опытным изучением. Представлены разнообразные схемы редукторов с червячным зацеплением, чертежи и трехмерные модели, что способствует более глубокому изучению конструкций редукторов и пониманию процессов, происходящих во время работы. Приведены рекомендации по оформлению сборочных чертежей.

Предназначены для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения, изучающих дисциплину «Детали машин и основы конструирования».

Одобрено учебно-методической комиссией факультета базовых компетенций
Московского политехнического университета

УДК 621.833.38
ББК 34.445

Системные требования: PC-совместимый процессор 1,3 ГГц и выше.
Оперативная память (RAM): 256 Мб. Необходимо на винчестере: 350 Мб.
Операционные системы: Windows, Mac OS. Видеосистема: разрешение экрана
1024x768. Дополнительные программные средства:
Adobe Acrobat Reader 9 и выше.

ISBN 978-5-2760-2660-2

© Чихачёва О.А., Дмитриева Л.А.,
Лукьянов А.С., 2021
© Московский Политех, 2021

Содержание

Введение 5

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ С ЧЕРВЯЧНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ 6

2. СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ С ЧЕРВЯЧНЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ 11
2.1. Одноступенчатый червячный редуктор 12
2.2. Одноступенчатый червячный редуктор с глобоидным червяком 12
2.3. Двухступенчатый цилиндро-червячный редуктор 13
2.4. Двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор 13

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ 15

Лабораторная работа № 1. Определение основных параметров червячного редуктора 15
Порядок выполнения лабораторной работы 15
Журнал испытаний для лабораторной работы 18
Определение допускаемой передаваемой нагрузки червячного редуктора по известным параметрам 19

Лабораторная работа № 2. Регулировка червячного зацепления и подшипников 23
Регулировка подшипников 23
Регулировка зацепления 25
Порядок выполнения лабораторной работы 26
Журнал наблюдений для лабораторной работы 28

Лабораторная работа № 3. Изучение условий смазывания червячного редуктора 30
Общие сведения. Смазочные материалы 30
Смазывание червячного зацепления 32
Смазывание подшипников в червячных редукторах 35
Установка для испытаний 38
Журнал наблюдений для лабораторной работы 39

Лабораторная работа № 4. Определение КПД червячного редуктора 41
Общие сведения. Теоретическое определение КПД 41
Опытное определение зависимости КПД червячного редуктора от его нагрузки 42

Установка для испытаний 42
Журнал испытаний для лабораторной работы 46
Заключение 49
Библиографический список 50
ПРИЛОЖЕНИЕ 51

Введение

В настоящем учебно-методическом пособии приводятся краткие теоретические сведения о работе червячных передач, проверяемые опытным путем при выполнении лабораторных работ. Представлены разнообразные схемы редукторов с червячным зацеплением, чертежи и трехмерные модели, что способствует более глубокому изучению конструкций редукторов и пониманию процессов, происходящих во время их работы.

Пособие содержит достаточное количество необходимой информации для проведения измерений и расчетов с учетом режимов нагружения и изучения различных вариантов конструкций редукторов. В приложении приведены эскизы компоновки редукторов, что будет полезно студентам при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Пособие предназначено для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения, изучающих дисциплину «Детали машин и основы конструирования». Также может быть использовано при изучении соответствующих разделов дисциплин «Основы проектирования», «Техническая механика», «Основы триботехники», «Испытания на прочность и износостойкость».

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ С ЧЕРВЯЧНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Червячная передача (ЧП) – механизм для передачи вращения между перекрещивающимися валами от винта (червяка) к сопряженного с ним червячному колесу. Червяк представляет собой винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо – зубчатое колесо с зубьями особой формы, которые изготавливаются инструментом (червячной фрезой), являющимся аналогом червяка, профиль колеса получается автоматически.

Достоинства червячных передач:

– большой диапазон редуцирования т.е. возможность получения большого передаточного отношения, при относительно малых размерах;

– большая кинематическая точность;

– плавность в работе;

– малошумность;

– возможность самоторможения.

Недостатки:

– из-за большого скольжения в передачах возникает большое трение, что требует применение доростоящих антифрикционных материалов;

– низкий КПД; $\eta = 0{,}7 \ldots 0{,}9$;

– небольшая долговечность;

– напряженный тепловой режим.

Примечание. *Например, при высоких скоростях скольжения, зубчатый венец червячного колеса изготавливается из высокооловянных бронз, а сердцевина червячного колеса из улучшенной стали или чугуна. Даже при использовании таких дорогих материалов для передач характерен низкий КПД* ($\eta = 0{,}7 \ldots 0{,}9$). *Также характерен сильный нагрев и износ зубьев. Сильный нагрев требует применение охлаждающих устройств.*

Учитывая недостатки: низкий КПД и перегрев, передачи с повышенными требованиями к температуре корпусных деталей, применение червячных передач ограничивают мощностью до 50 кВт.

Существует два вида передач: цилиндрическая, у которой делительные и начальные поверхности червяка и колеса – круговые цилиндры, (рис. 2.1 и 2.2); глобоидная, у которой делительная поверхность червяка, часть вогнутой поверхности тора (глобоида), а делительная поверхность червячного колеса – круговой цилиндр. (рис. 2.3). 3D-модель червячного зацепления представлена на рис. П1 приложения.

Виды цилиндрических червяков различают: линейчатые и нелинейчатые. Линейчатые образуются винтовым движением прямой линии, делятся на червяки трех типов: архимедов (ZA)-образован движением прямой по спирали Архимеда, эвольвентный (ZJ), конволютный (ZN) – удлиненной или укороченной эвольвентой. Нелинейчатые получают инструментом конической (ZK) или тороидальной (ZT) формы, любой заданной кривой. Свои названия профили червяков получили в соответствии с названиями кривых, ограничивающих плоскость сечения витков червяка плоскостью перпендикулярной его оси, а также видом поверхности, получившейся после шлифования и полировки [1].

Выбор вида червяка определяется технологическими возможностями производства и эксплуатационными требованиями. Передачи с червяками ZA, ZJ, ZN и ZK обладают примерно одинаковыми эксплуатационными свойствами, но достижение этих свойств осуществляется различной технологией изготовления. Передачи с червяками ZT обладают повышенной нагрузочной способностью и высоким КПД. Рабочая поверхность витков у этих червяков вогнутая, поэтому в контакте с выпуклой поверхностью зуба колеса она обеспечивает более благоприятные условия для смазки зоны зацепления (аналог зацепления Новикова), высокую нагрузочную способность и меньшие потери. Недостатком этих передач является сложность изготовления. Архимедовы (ZA) червяки нашли широкое применение благодаря своей технологичности, но многозаходные червяки этого вида сложны в изготовлении и по точности уступают червякам ZT. Эвольвентные (ZJ) червяки позволяют точно шлифовать рабочие поверхности витков торцевой поверхностью дискового круга, но требуют применения специальных шлифовальных станков. Передачи с червяками ZN по точности уступают ZA. Передачи с червяками типа *ZK* в основном применяют при отсутствии станков для

шлифования эвольвентных червяков и необходимости изготовления многозаходных шлифованных червяков. Червяки в основном изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Реже для червяков применяют чугуны СЧ18 или СЧ20; для специальных целей, например, для работы в морской воде – титановые сплавы или другие коррозионностойкие материалы.

Колесо изготавливается, как правило, составным из стальной или чугунной ступицы и венца. Для венцов червячного колеса применяют материалы с хорошими антифрикционными и антизадирными свойствами. К ним относятся бронзы: оловянные и безоловянные, латуни, чугуны, композиционные металлокерамические материалы, пластмассы, некоторые виды древеснослоистых пластиков.

Работоспособность червячной передачи ограничивается: стойкостью рабочей поверхности зубьев; изгибной прочностью зубьев. Работоспособность редуктора в целом определяется: предельно допустимой температурой масла или корпуса; прочностью и жесткостью червяка, для червяков малого диаметра, представлено на рис. П2 приложения.

Основными видами разрушения рабочих поверхностей зубьев колес являются: усталостное выкрашивание (питтинг) для оловянных бронз; заедание (намазывание, задиры) для безоловянных высокопрочных бронз, латуней и чугунов; механическое (абразивное) изнашивание. Проявление усталостного выкрашивания или заедания зависит от характеристик материалов червяка и червячного колеса, уровня контактных напряжений, скорости скольжения, шероховатости контактирующих поверхностей, твердости поверхностей витков и от характеристик смазочного материала.

Интенсивность абразивного изнашивания зависит от износостойкости материала зубьев колеса, сорта смазочного материала, скорости скольжения, контактных напряжений и от режима работы (главным образом от числа «пусков – торможений»).

Излом зубьев колеса характерен для передач, работающих при нестационарных режимах с большой частотой включений при значительных перегрузках, а также при стационарных режимах нагружения в передачах с большим передаточным числом и малом модуле зацепления.

Изгибная прочность зубьев может ограничивать работоспособность зацепления в тихоходных передачах, при ручном приводе и в открытых передачах, где интенсивное абразивное изнашивание приводит к уменьшению размеров опасного сечения зубьев [2].

В зубьях при работе возникают контактные и изгибные напряжения. Для закрытой передачи опаснее контактные напряжения σ_H. Расчет по контактным напряжениям ведут для зуба колеса, т.к. бронза заведомо слабее стали. Износ зубьев учитывают косвенно, принимая пониженные допускаемые напряжения:

– *для оловянных бронз*:

$$\sigma_H = C_V \cdot [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL},$$

C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания поверхности зуба; $[\sigma]_{HO}$ – допускаемое контактное напряжение при базовом числе циклов; K_{HL} – коэффициент долговечности;

– *для безоловянных бронз, латуней и чугунов, условный расчет по отсутствию заедания:*

$$\sigma_H = C_V^{/} \cdot [\sigma]_{HO},$$

если в результате расчетов $\sigma_H \geq [\sigma]_H$, то следует предпринять меры повышения контактной прочности.

При сохранении размеров и материалов контактную прочность червячной передачи можно повысить на стадии расчетов, следующим образом:

– увеличением твердости и повышением чистоты обработки рабочих поверхностей витков червяка;

– выбором более совершенного способа отливки венца колеса (для оловянных бронз) центробежная или в кокиль;

– уменьшением коэффициента диаметра червяка q для венцов из безоловянных бронз, латуней и чугунов (при уменьшении q уменьшается скорость скольжения и опасность заедания, и повышается КПД);

– выбором смазочного материала, способным образовывать на поверхности более прочные смазочные пленки.

На изгиб рассчитывают обычно только зубья колеса, имеющие меньшую прочность чем витки червяка, как по геометрическим параметрам, так и по материалам (бронза).

Если в результате расчета $\sigma_F \geq [\sigma]_F$, следовательно нагрузочная способность передачи ограничивается изгибной прочностью зубьев колеса, т тогда при сохранении габаритов и материалов рабочих тел передачи изгибную прочность зубьев можно повысить:

– увеличением модуля зацепления, с одновременным уменьшением коэффициента диаметра червяка q, если это не приводит к чрезмерному уменьшению прочности и жесткости червяка ($q = 0{,}25\, z_2$);

– применением положительного смещения инструмента для нарезания зубьев (при этом уменьшается Y_F);

– повышением точности обработки колес и выбор оптимального смазочного материала.

При напряженном тепловом режиме, если $t_{уст.} > [t] = 95 \ldots 100^{\circ}$ следует предпринять меры для отвода избыточного тепла:

– повышенным оребрением корпуса;

– установка вентилятора на валу червяка;

– прокачка масла под давлением, если имеется централизованная насосная установка (применяется на производстве) [2].

– или на стадии расчетов увеличить межосевое расстояние, что приведет к увеличению габаритов и пересчету всей передачи.

2. СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ С ЧЕРВЯЧНЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ

Редукторы предназначены для увеличения вращающего момента на выходном валу, за счет уменьшения частоты вращения вала. 3D модель корпуса редуктора представлена рис. П2–П4 приложения, 3D-модель в разборе представлена на рис. П5 приложения [3].

Червячные редукторы общего назначения выполняются с цилиндрическим или глобоидным червяком. В наибольшей степени распространены две конструктивные схемы, в зависимости от расположения червяка: червяк под колесом РЧП (рис. 2.1) и червяк над колесом РЧН (рис. 2.2).

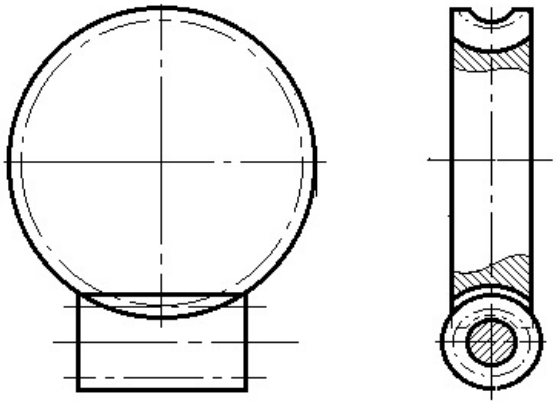


Рис. 2.1. Схема расположения цилиндрического червяка под колесом РЧП (с нижним расположением червяка)

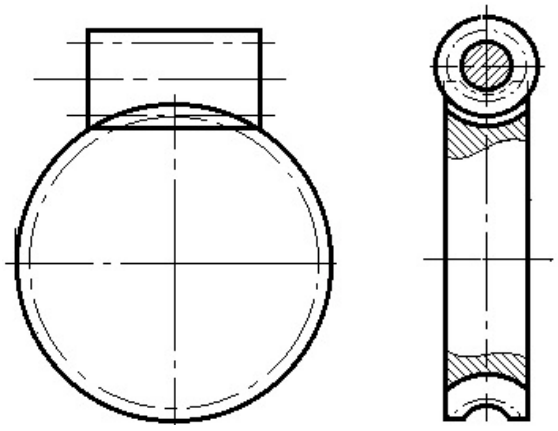


Рис. 2.2. Схема расположения цилиндрического червяка над колесом РЧН (с верхним расположением червяка)

2.1. Одноступенчатый червячный редуктор

Одноступенчатый червячный редуктор с цилиндрическим червяком (рис. 2.1 и 2.2). Особенность схемы – входной (быстроходный вал-червяк) и выходной (тихоходный) валы, взаимно перпендикулярны, расположены в разных плоскостях и на разной высоте, поэтому приводятся схемы в двух проекциях.

Рекомендации по назначению передаточных чисел и КПД (коэффициент полезного действия η) зависят от заходности червяка z_1.

$$U_{\text{ред}} = 16 \ldots 28 \ldots 32 \text{ , max для } z_1 = 2$$

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{черв.зац}} \approx 0{,}8.$$

Для однозаходных цилиндрических червяков ($z_1 = 1$) диапазон передаточных чисел значительно больше и ограничивается количеством максимально возможным для нарезания зубьев колеса $z_{2\max} = 64$.

КПД таких редукторов значительно ниже.

2.2. Одноступенчатый червячный редуктор с глобоидным червяком

Для данной схемы с глобоидным червяком (рис. 2.3) применяются однозаходные червяки $z_1 = 1$, и диапазон передаточных чисел

$$U_{\text{ред}} = 32 \ldots 45$$

$$\eta_{\text{черв.зац}} \approx 0{,}8 \ldots 0{,}9$$

Нагрузочная способность таких передач значительно выше по сравнении с предыдущей схемой.

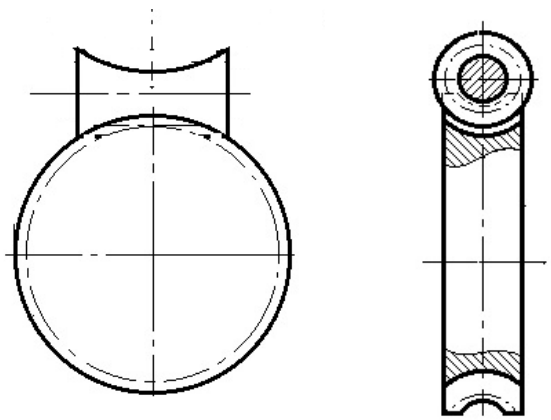


Рис. 2.3 Схема с глобоидным червяком, над колесом РЧН (с верхним расположением червяка)

2.3. Двухступенчатый цилиндро-червячный редуктор

Особенность данной схемы: быстроходная ступень – пара цилиндрических зубчатых колес; тихоходная ступень – червячная передача (рис. 2.4).

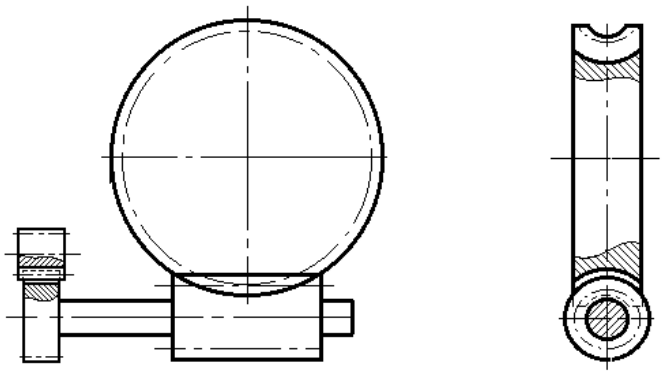


Рис. 2.4 Схема расположения ступеней двухступенчатого цилиндро-червячного редуктора

При назначении в данной схеме передаточных чисел необходимо иметь в виду, что цилиндрическая передача должна целиком (валы и подшипники!), размещена ниже плоскости разъема корпуса редуктора, проходящей по оси червячного колеса. Конструктивно быстроходную ступень часто размещают в дополнительном корпусе, а в основном корпусе помещают дополнительную опору для вала – червяка.

Рекомендуется:

$$U_{\text{ред}} = U_{\text{быст}} \cdot U_{\text{тих}} = U_{\text{цил}} \cdot U_{\text{черв}}$$

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{цил}} \cdot \eta_{\text{черв}}$$

2.4. Двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор

Особенность данной схемы: быстроходная ступень – червячная передача, тихоходная – цилиндрическая зубчатая передача (рис. 2.5).

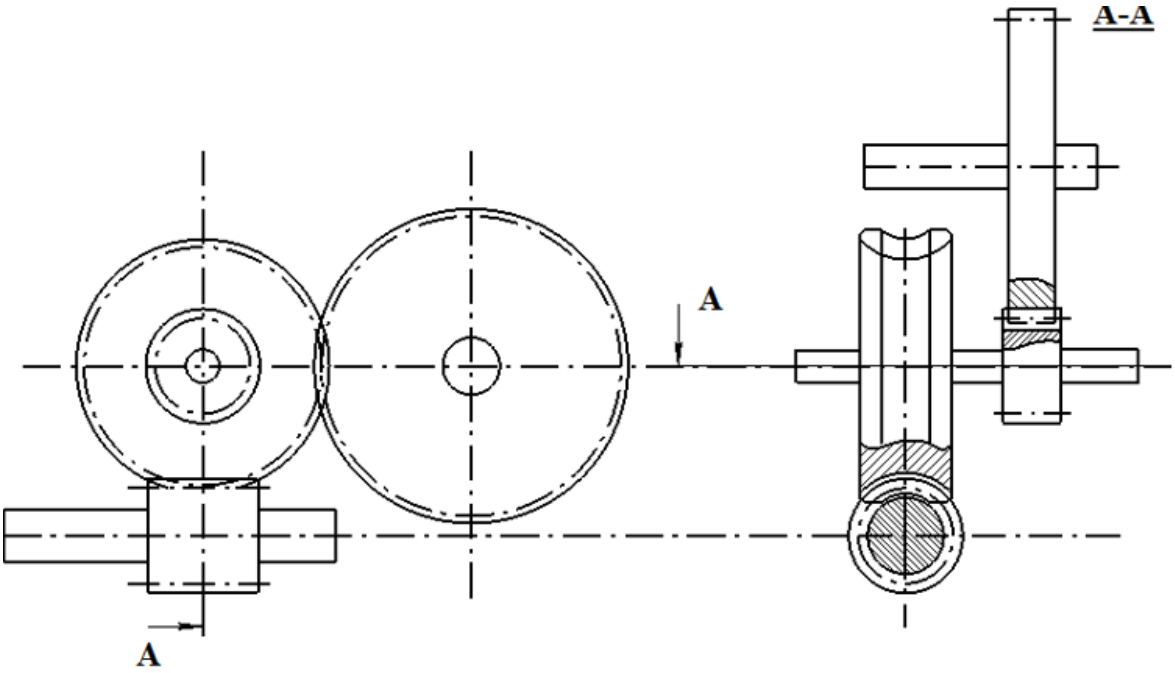


Рис. 2.5 Схема расположения ступеней двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора

При назначении передаточных чисел необходимо обеспечить условие сборки редуктора: межосевое расстояние a_w цилиндрической ступени должно быть таким, чтобы между червячным колесом и выходным валом редуктора оставался зазор 10...15 мм.

$$a_{w\text{тих.цил.ступени}} > \frac{1}{2}(d_{aM2} + d_{\text{вых.вала}})$$

Рекомендуется назначать:

$$U_{\text{ред}} = U_{\text{быст}} \cdot U_{\text{тих}} = U_{\text{черв}} \cdot U_{\text{цил}}$$
$$U_{\text{ред}} = 50 \ldots 120$$
$$U_{\text{цил}} = 5 \ldots 6$$
$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{черв}} \cdot \eta_{\text{цил}}$$

Редуктор с расположением червяка над колесом рекомендуется применять при окружных скоростях червяка более 5 м/с.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа № 1
Определение основных параметров червячного редуктора

Цель лабораторной работа – ознакомление с конструкцией редуктора, измерением важнейших размеров редуктора, определение параметров зацепления и его нагрузочной способности.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Производят внешний осмотр редуктора, устанавливают конструктивную схему, порядок сборки и разборки и способ регулировки и смазки зацепления и подшипников. Измеряют габаритные и присоединительные размеры, в соответствии с рис. П6 приложения. Затем разбирают редуктор, определяют и измеряют основные параметры и размеры червяка и червячного колеса (рис. Л1.1).

Габаритными являются три наибольших размера редуктора по длине, высоте и ширине; они используются для размещения редуктора в приводе и для определения размеров тары при транспортировке. Присоединительные размеры определяют размеры и взаимное положение поверхностей и элементов редуктора, соединяемых с другими узлами привода. Это будут размеры опорных поверхностей корпуса редуктора, размеры отверстий в лапах для болтов крепления редуктора и размеры, определяющие их расположение относительно друг друга и относительно установочной плоскости.

В червячном редукторе размеры удобнее закоординировать относительно вертикальной оси симметрии редуктора, служащей, базовой осью в двух проекциях при сборке редуктора с остальными узлами установки.

Чертежи конструкций червячных редукторов представлены на рис. П7, П8 приложения.

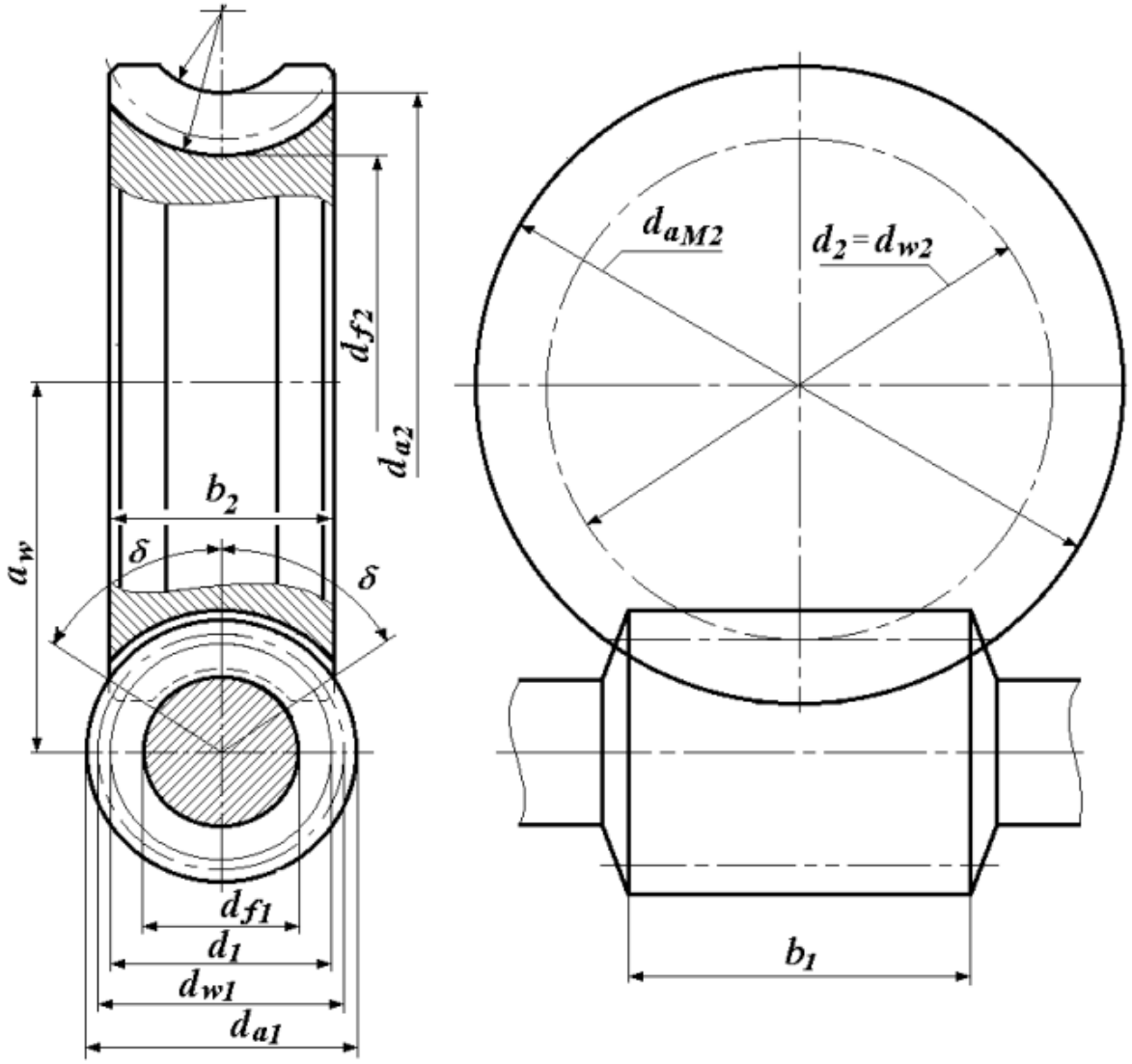


Рис. Л1.1. Геометрические параметры червячного зацепления [4]

2. Подсчитывают размеры червяка и червячного колеса и параметры зацепления.

2.1. Осевой модуль

$$m = \frac{P}{\pi}, \text{ мм},$$

где P – шаг зацепления в осевом сечении.

2.2. Делительный диаметр червяка $d_1 = d_{a1} - 2m$, мм

2.3. Коэффициент диаметра червяка

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

2.4. Делительный диаметр колеса $d_2 = mz_2$, мм

2.5. Делительное межосевое расстояние $a = 0{,}5m(z_2 + q)$, мм.

2.6. Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2}$$

где $-1 \le x \le +1$, размеры q и m по ГОСТ см. табл. П1 приложения.

2.7. Передаточное число

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

где z_1 – заходность червяка.

2.8. Условный угол обхвата $2\lambda^0$,

где $\sin\lambda = \frac{b_2}{d_{a1} - 0{,}5m}$, b_2 – ширина венца червячного колеса.

2.9. Коэффициент

$$C = \sqrt{\frac{100}{2\lambda}}$$

В табл. П1 приложения представлены m и q рекомендуемые.

3. Заполняется журнал испытаний, в котором приводят (по указанию преподавателя) марку материала венца червячного колеса (табл. Л1.1, Л1.2).

4. Определяется допускаемый вращающий момент, который может передавать редуктор по контактной выносливости зубьев колеса $[\sigma]_H$ при неограниченном сроке службы и постоянной нагрузке

$$T_2 = \left[\frac{[\sigma]_H \cdot z_2}{5400(q + 2x)}\right]^2 \frac{a_w^3 (q + 2x)^3}{(z_2 + q + 2x)^3 \text{К}} \ [\text{Н} \cdot \text{м}]$$

где К – коэффициент нагрузки, при постоянной нагрузке можно принять К≈1; $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение; a_w – межосевое расстояние.

$$a_w = 625 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot \text{К}}{[\sigma]_\text{Н}^2}} \text{, мм.}$$

Вопросы для самопроверки

1. Какие типы червячных редукторов наиболее распространены?

2. Какие размеры определяют габариты червячного редуктора?

3. Какие размеры червячного редуктора являются основными?

4. Какие размеры червячного редуктора являются присоединительными?

5. Как определяется нагрузочная способность червячного редуктора, при неограниченном сроке службы?

Журнал испытаний для лабораторной работы

1. Тип и марка редуктора
2. Схема редуктора.
3. Порядок сборки и разборки редуктора данного типа
4. Способ смазывания и зацепления подшипников
5. Габаритные и присоединительные размеры (если редуктор с нижним расположением червяка; по рис. П6 приложения).
6. Заполнить таблицы Л1.1 и Л1.2.

Таблица Л1.1

Замеряемые элементы червяка и червячного колеса

№ п/п	Замеряемые величины	Обозначения	Результат измерений
	Червяк		
1	Заходность червяка	z_1	
2	Длина нарезной части	L	
3	Диаметр вершин витков	d_{a1}	
4	Направление винтовой линии	Правое, левое	
5	Шаг осевой	P	
	Червячное колесо		
6	Число зубьев	z_2	
7	Диаметр вершин зубьев	d_{a2}	
8	Диаметр наибольший	d_{aM2}	
9	Ширина венца	b_2	
	Зацепление		
10	Межосевое расстояние	a_w	

Таблица Л1.2

Определение параметров зацепления

	Наименование параметра	Обозначение	Расчетная зависимость-подстановка-результат-размерность
1	Осевой модуль	m	
2	Делительный диаметр червяка	d_1	
3	Коэффициент диаметра червяка	q	
4	Делительный диаметр колеса	d_2	
5	Делительное межосевое расстояние	a	
6	Коэффициент смещения	x	
7	Передаточное число	U	
8	Условный угол обхвата	$2\lambda^0$	
9	Коэффициент	C	

Определение допускаемой передаваемой нагрузки червячного редуктора по известным параметрам

Допускаемый вращающий момент, который может передать редуктор по контактной выносливости зубьев колеса при неограниченном сроке службы, постоянной нагрузке и заданном материале венца червячного колеса

$$T_2 = \left[\frac{[\sigma]_H \cdot z_2}{5400(q+2x)}\right]^2 \frac{a_w^3 (q+2x)^3}{(z_2+q+2x)^3 \text{К}} \ \text{[Нм]}$$

где К≈1.

Изготовление и червяка, и колеса из твердых материалов не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи, зубчатый венец червячного колеса, выполняют из антифрикционного материала (материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу).

Основным фактором, определяющим выбор материала венца колеса, является скорость скольжения в зацеплении. Применение дефицитных высокооловянных бронз может быть оправдано только для ответственных передач со скоростями скольжения $V_{ск} > 10$ *м/с,* малооловянные бронзы применяют при $4 < V_{ск} < 10$ *м/с,* безоловянные бронзы и латуни используют при $V_{ск} < 4$ *м/с,* чугуны – при $V_{ск} < 2$ *м/с.*

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами, его жесткость и прочность обеспечивают за счет изготовления его из стали.

Принимаем архимедов червяк ZA из стали 20 с цементацией и закалкой до твердости 56 .. 63 HRC, витки шлифованные и полированные. Учитывая, что $V_{ск} < 4$ м/с, принимаем в качестве материала червячного колеса безоловянную бронзу БрА9ЖЗЛ (отливка в кокиль) с характеристиками: E_2 = (0.88...1.14)·10^5 МПа; ν_2 = 0.35; σ_{T2} = 196...343 МПа; σ_{B2} = 490...588 МПа (табл. П2, табл. П3 приложения).

Расчет ведется по материалу зубчатого венца червячного колеса. В зависимости от вида бронзы (безоловянной, оловянной и высокооловянной) методы расчета различны, так как различны причины выхода из строя передач [1, 2].

Материал колеса – оловянная бронза, для этого случая

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C_V \cdot k_{HL} \le {}^{4\sigma_{T2}}\Big/_{\sqrt{k_{\text{п}}}},$$

где $[\sigma]_{\text{H0}}$ – допускаемое контактное напряжение при базовом числе циклов $N_{\text{H0}} = 10^7$; $k_{\text{п}} = T_{\text{пик}}/T_2$; C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания поверхности зуба; k_{HL} – коэффициент долговечности; σ_{T2} – предел текучести бронзы; $[\sigma]_{H0} = 0{,}9\sigma_{b2}$ при шлифованных и полированных червяках с твердостью $H > 45$ HRC; $[\sigma]_{\text{H0}} = 0{,}75\sigma_{b2}$ при шлифованных червяках с твердостью $H < 320$ НВ.

Коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания поверхности зуба, определяется в зависимости от скорости скольжения:

при $V_{\text{ск}} < 1$ м/с $\quad C_V = 1{,}33$;
при $1 < V_{\text{ск}} < 8$ м/с $\quad C_V = 1{,}33 - 0{,}25 \ln V_{\text{ск}}$;
при $V_{\text{ск}} > 8$ м/с $\quad C_V = 0{,}8$.

Коэффициент долговечности определяют по формуле

$$k_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \ge 0{,}67 .$$

Эквивалентное число циклов нагружений зубьев колеса

$$N_{HE} = \mu_4 N_\Sigma ,$$

где μ_4 – коэффициент эквивалентного режима; N_Σ – суммарное число циклов нагружений зубьев колеса за весь срок службы передачи.

Коэффициент эквивалентного режима
при $T_i \neq \text{const}, n_i = \text{const}$

$$\mu_4 = \sum \frac{t_i}{t_{\text{бл}}} \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^4 .$$

При наличии в схеме вариатора или коробки скоростей при $T_i \neq const, n_i \neq const$

$$\mu_4 = \frac{\sum n_i t_i \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^4}{\sum n_i \, t_i};$$

Суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи

$$N_\Sigma = 60 n_2 L_h \ ,$$

где n_2 – частота вращения колеса в мин$^{-1}$; L_h – ресурс работы передачи в часах.

Примечание. *Если частоты вращения колеса на каждой ступени блока нагружения различны, то*

$$N_\Sigma = 60 \left(n_{2i} \frac{t_i}{t_{\text{бл}}}\right) L_h \ ,$$

где n_{2i} – частота вращения колеса на i-ой ступени нагружения.

Материал колеса – безоловянная бронза или латунь, для этого случая допускаемое контактное напряжение рассчитывают из условия отсутствия заедания

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C'_V$$

где $[\sigma]_{H0}$ – исходное допускаемое напряжение; C'_V – коэффициент, учитывающий влияние скольжения на заедание.

Для шлифованных и полированных червяков с твердостью больше 45HRC

$$[\sigma]_{H0} = 300 \text{ МПа}; \quad C'_V = 1 - 0{,}085\ V_{ск},$$

где $V_{ск}$ – в м/с.

Для шлифованных червяков с твердостью $H < 320$ НВ

$$[\sigma]_{H0} = 250\text{МПа}; \quad C'_V = 1 - 0{,}1\ V_{ск},$$ где $V_{ск}$ – в м/с.

Материал колеса – чугун, для этого случая $[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C'_V$, где исходное допускаемое напряжение $[\sigma]_{H0} = = 175\text{МПа}$, а коэффициент, учитывающий влияние скорости скольжения

$$C'_V = 1 - 0{,}2\ V_{ск},$$

здесь $V_{ск}$ – в м/с [2].

Лабораторная работа № 2
Регулировка червячного зацепления и подшипников

Цель лабораторной работы – изучить регулировку червячного зацепления и подшипников. Уметь обозначать на сборочном чертеже редуктора технические требования по регулировке.

На практике сначала регулируют зазоры в подшипниках по величине «осевой игры», затем, сохраняя полученную величину зазоров, регулируют зацепление по положению «пятна контакта» по степени точности зацепления, заданного при расчетах.

Регулировка подшипников

Валы червяка и колеса червячного редуктора устанавливаются на радиально-упорных подшипниках–шариковых, или роликовых конических, из-за больших осевых сил в зацеплении. Эти подшипники должны монтироваться в узлах с осевым зазором, обеспечивающим отсутствие защемления тел качения при работе подшипников вследствие тепловых удлинений валов и неточности изготовления корпуса (расстояния между опорами), которые образуют монтажный зазор, его нужно замерять.

От величины внутренних зазоров, установленных при регулировке, зависит нормальная работа и долговечность подшипников, смонтированных на валах «враспор», по одному с каждой стороны. При оптимальных зазорах обеспечивается правильное положение тел качения относительно беговых дорожек колец и наилучшее распределение между ними внешней нагрузки.

Величина зазора зависит от многих факторов: типа и размера подшипника, частоты вращения, характера приложения нагрузки, расстояния между опорами вала, предела колебаний рабочей температуры узла, класса точности подшипника и т.д.

Выводы

Величина осевого зазора в подшипниках существенно зависит от теплового режима работы [5].

Осевой зазор радиально-упорных подшипников регулируется при монтаже путем осевого смещения одного кольца подшипника относительно другого с помощью комплекта регулировоч-

ных прокладок с последующей его фиксацией в осевом направлении. Для обеспечения такого перемещения регулируемое кольцо подшипника устанавливается на валу или в корпусе по посадке 6…7 квалитета, обеспечивающей наименьший гарантированный радиальный зазор.

Необходимый осевой зазор в радиально-упорных подшипниках обеспечивается постановкой пакета регулировочных прокладок между крышками подшипников и корпусом редуктора, их сумма равна осевой игре подшипников плюс монтажному зазору.

Величина осевого зазора для однорядных конических роликоподшипников может быть определена расчетным путем (в случае, если в опорах применяются одинаковые подшипники)

$$S_{\text{расч}} = \alpha_t \Delta t D_2 \left(\frac{l}{D_2} + \text{ctg}\alpha\right), \ [\text{мм}]. \qquad (4.1)$$

В этой зависимости:

$\alpha_t = 11{,}7 \cdot 10^{-6}$ – коэффициент линейного температурного расширения стали;

l – расстояние между опорами вала (между внутренними торцами колец подшипников), /мм/;

$\Delta t = 20\ ^{\circ}C$ – разность температур нагрева вала и корпуса;

α – угол контакта роликов с кольцами подшипника;

$D_2 = \frac{D` + d`}{2}$ – средний диаметр качения внутреннего кольца подшипника, м;

$[S]$ – допустимый осевой зазор.

Указанные размеры представлены на рис. Л2.1.

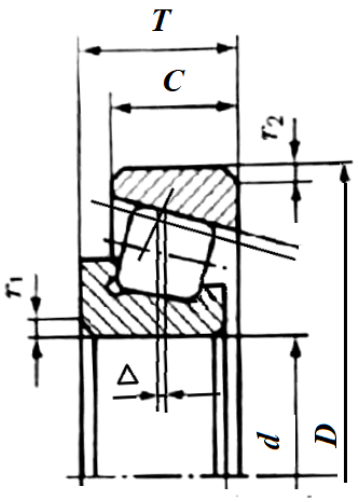


Рис. Л2.1. «Осевая игра» подшипника – Δ

Для конических роликовых радиально-упорных подшипников класса точности 0, установленных по одному в каждой опоре, пределы осевой игры представлены в табл. Л2.1.

Таблица Л2.1

Значения осевого зазора Δ для подшипников

Внутренний диаметр подшипника		**Δ** – допустимые пределы осевой игры для конических ролико-подшипников с углом контакта α = 10...16^0	
D, мм		[*S*], мм	
Свыше	До	Наименьший	Наибольший
30	50	0,04	0,07
50	80	0,05	0,10

На (рис. Л2.1) показано образование величины осевого зазора в подшипнике – «**осевой игры**», регулировку которого необходимо предусмотреть. Величина осевой игры для каждого типа подшипника приводится в ГОСТ, в справочниках (табл. Л2.1) и зависит от схемы установки подшипников в опорах, по одному в каждой или два в одной опоре. Вид роликовых конических подшипников представлен на рис. П3 приложения [5].

Регулировка зацепления

Для правильной работы червячной передачи необходимо, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через ось червяка, так как в этом случае обеспечивается наиболее равномерное распределение нагрузки по площади контакта и равномерный боковой зазор между витками червяка и зубьями колеса.

Регулировка зацепления производится после регулировки подшипников путем перемещения червячного колеса совместно с валом в осевом направлении и последующей его фиксации в надлежащем положении, при этом полученную ранее **величину суммарного осевого зазора необходимо сохранить.**

Контроль за регулировкой осуществляется по пятну контакта. При правильной сборке пятно контакта должно быть расположено симметрично относительно средней плоскости колеса, занимать 45 % х 55 % площади поверхности зуба колеса, его размер определяется степенью точности зацепления, принятой при расчетах (см. рис. Л2.3).

Порядок выполнения лабораторной работы

Производят внешний осмотр редуктора, устанавливают конструктивную схему, схему установки и тип подшипников порядок сборки и разборки и способ регулировки и смазки зацепления и подшипников. Затем разбирают редуктор, определяют и измеряют основные параметры подшипников соответствии с (рис. Л2.1). Общий вид червячного зацепления (рис. Л2.2) [6].

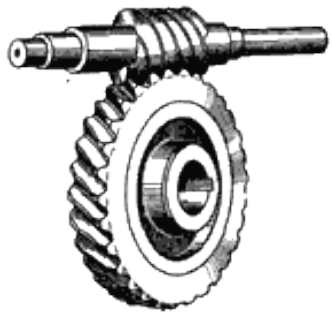


Рис. Л2.2. Общий вид червячного зацепления

Порядок регулировки подшипников

1. Произвести обмер внутренних колец подшипников, расстояний между опорами и занести результаты обмера в журнал испытаний.

2. Подсчитать по формуле 4.1 необходимую величину осевого зазора $S_{\text{расч}}$ с точностью до 0,01 мм и сопоставить его с допускаемым значением [S] из таблицы Л2.1.

3. Смонтированный с подшипниками вал червяка установить в корпусе редуктора, привернуть болтами одну крышку подшипника без прокладок.

Установить на место вторую крышку также без прокладок и равномерно завернуть каждый из болтов, проворачивая при этом вручную вал червяка.

После наступления ощутимого торможения вала затяжку болтов прекратить.

4. Измерить щупом в диаметрально противоположных точках зазор между корпусом и крышкой, подсчитать его среднеарифметическое значение $\boldsymbol{\Delta}$. Затем отвернуть болты и снять крышки.

5. Набрать пакет прокладок **Δ** и разделить на две части – получаем два комплекта по одному на каждую крышку **толщиной** $\frac{\Delta}{2}$ (пакет набирать из прокладок различной толщины).

6. Под одну из крышек поставить пакет прокладок толщиной $\frac{\Delta}{2}$ и привернуть болтами крышку к корпусу.

7. Установить по вторую крышку пакет прокладок суммарной **толщиной** $\frac{\Delta}{2} + \boldsymbol{S}_{\text{расч}}$ и привернуть крышку к корпусу.

8. Проверить фактический осевой зазор в подшипниках $\boldsymbol{S}_{\text{факт.}}$. Для проверки установить ножку индикатора в торец вала и перемещать вал червяка рукой в осевом направлении в крайние положения, замечая при этом показания индикатора. По их разности и определяется $\boldsymbol{S}_{\text{факт.}}$. При отклонении осевого зазора $\boldsymbol{S}_{\text{факт.}}$ от расчетного значения $\boldsymbol{S}_{\text{расч}}$ и выходе за допускаемые пределы [S] повести его до полагающегося $S_{\text{расч}}$.

Затем так же регулируются подшипники вала колеса.

Все результаты необходимо занести в журнал наблюдений.

Порядок регулировки зацепления

1. Снять крышки подшипников вала колеса вместе с находящимися под ними регулировочными прокладками. Снять крышку редуктора. Вынуть вал червячного колеса из корпуса;

2. Намазать краской рабочие поверхности средних 2–3 витков червяка на градусе ~90^0;

3. Провернуть вал червяка на половину оборота против часовой стрелки;

4. Собрать редуктор.

При этом необходимо следить, чтобы не изменилась толщина пакетов прокладок под крышками подшипников, которая установлена при регулировке подшипников.

5. Создавая вручную сопротивление вращению вала колеса, повернуть червяк по часовой стрелке на 1 оборот;

6. Снять вал колеса, повторив предыдущую операцию и посмотреть положение пятна контакта на зубьях колеса.

Если пятно контакта расположено справа от средней плоскости колеса, колесо следует переместить вправо, или наоборот влево, при смещении пятна влево. На рис. Л2.3, *а* и Л2.3, *в*, показано не совпадение вертикальных осей червяка и колеса.

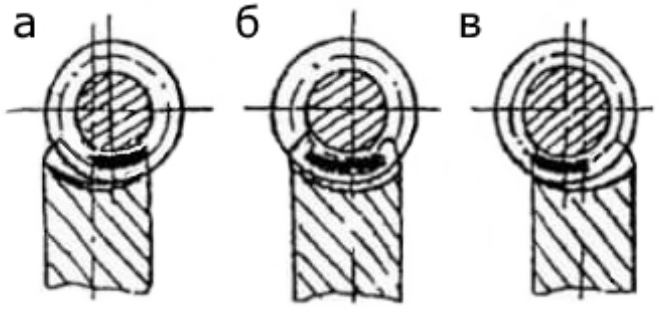


Рис. Л2.3. Различное положение пятна контакта, правильное расположение «центрально» (б)

Перемещение колеса в осевом направлении производится совместно с валом **перестановкой прокладок** под крышками подшипников справа – налево или наоборот. Например, если надо колесо переместить вправо, то из-под левой крышки следует снять самую тонкую прокладку и поставить ее под правую крышку. При необходимости перемещения вала колеса влево поступают наоборот. Получив оптимальное положение, пока пятно контакта не расположится симметрично (приблизительно) относительно средней плоскости колеса (рис. Л2.3, *б*).

В завершении работы необходимо, протереть зубья колеса и витки червяка от краски, вновь покрыть краской червяк и, проделав операции убедиться в результатах регулировки.

Журнал наблюдений для лабораторной работы

1. Схема установки для испытаний и эскиз червяка с подшипниками и разбрызгивателем с указанием уровней смазки.

2. Описание характеристики объекта испытаний.

а) тип редуктора и его характеристика.

3. Данные наблюдений при испытании (табл. Л2.2).

Размер пятна контакта определяется по ГОСТ 9774–81.

Таблица Л2.2

Данные наблюдений при испытании

Номер подшипника				
$\propto_t = 11{,}7.10^{-6}$				
$D`$				
d				
$D_{2=}\dfrac{D` + d`}{2}$				
l – расстояние между опорами вала				
$\Delta t = 20^{\circ}C$ – разность температур				
α – угол контакта роликов				
$\boldsymbol{S}_{\text{расч}}$				
$\boldsymbol{S}_{\text{факт.}}$				
Степень точности зацепления	6	7	8	9
суммарное пятно контакта по высоте зуба	50	40	40	40
По длине зуба	70	50	50	50

Выводы

На сборочном чертеже редуктора необходимо указывать технические требования по регулировке подшипников и зацепления.

Пример

Технические требования.

При сборке отрегулировать:

1. Подшипники поз… (вала червяка) прокладками поз…по осевой игре… (указать) мм.

2. Подшипники поз… (вала колеса) прокладками поз…по осевой игре…(указать) мм.

3.Червячное зацепление прокладками поз… по пятну контакта.

По степени точности (указать степень точности).

4. Корпус редуктора грунтовать и красить внутри – масляной красной эмалью, снаружи – серой эмалью ПФ-1151 ГОСТ 6465–80.

5. Плоскость разъема покрыть пастой Герметик УЕ-34 ГОСТ 24285–80 при окончательной сборке.

6. В редуктор залить масло И-Г-С-46 ТУ 38 1014 13 в объеме 3 л.

Лабораторная работа № 3
Изучение условий смазывания червячного редуктора

Цель лабораторной работы – ознакомление с процессом смазывания зацепления и подшипников червячного редуктора.

Общие сведения. Смазочные материалы

Смазывание узлов трения является одним из эффективных путей повышения надежности, так как одна из главных причин отказов – до 80 % происходит из-за износа трущихся поверхностей. Смазка позволяет увеличить рабочие скорости, уменьшает износ и увеличивает ресурс. Кроме того, производится отвод тепла, удаление продуктов износа и смазка предохраняет от коррозии. Поэтому выбор смазки очень важен. Сейчас применяют жидкие и консистентные смазки нефтяного происхождения с присадками растительных и животных масел, а также синтетические масла (эфирные, полигликолевые).

Консистентные смазки: не вытекают из корпуса, надежно заполняют зазоры между деталями вращающимися и невращающимися, повышают герметизацию узла в целом. Недостаток консистентных смазок: повышенное внутренне трение, что исключает их применение в высокоскоростных узлах, чувствительность к изменению температуры (чрезмерное разжижение или загустевание смазки).

Жидкие смазки обычно стабильнее консистентных используются при высоких частотах вращения, длительной работе при высоких температурах, а также при весьма низких температурах т.к. не застывают до –20...–30 °С (некоторые специальные сорта до –40…–60 °С (например транспортные и приборные) и обладают меньшим внутренним трением, чем густые. Недостаток жидких смазок – возможность вытекания из корпуса, что требует сложных уплотнений и более частого наполнения («долива») (табл. Л3.1).

Таблица Л3.1

Жидкие смазки

Наименование смазочного материала	Диапазон температуры, °С
Авиационные МС-14, МС-20	до 230 t °С
Автотракторные $АК_п - 10$, АК-15	220 t °С
Для прокатных станов П-25	285 t °С
Индустриальное 20; 30; 45; 50	165 °С до 220 °С
Приборное МВП…	120 °С
Трансформаторное	145 °С
Турбинное	180 °С до 200 °С
Цилиндровое 11	215 °С

Обозначение индустриальных масел состоит из четырех знаков:

– первый – сорт масла, например И – индустриальное;

– второе – по назначению, например Т – тяжело нагруженные, Г – гидравлических систем;

– третий – эксплуатационным свойствам: А – масло без присадок, С – антикоррозийное и т.д., Д – противозадирные;

– четвертое число – класс кинематической вязкости.

Пример обозначения:

И-Г-А-46 – масло для зубчатых передач работа до 40 °С, вязкость 41-51 $мм^2/с$.

И-Т-С-320 – масло для червячных передач, работа до 100 °С вязкость 20 $мм^2/с$.

Существуют также другие способы подачи жидких смазок – конусные насадки, винтовые канавки и т.д.

Консистентные смазки применяют чаще для смазывания подшипников. Консистентные смазки – должны заполнять не более 2/3 свободного объема полости корпуса подшипника при малых и средних скоростях и не более 1/3 до 1/2 при высоких частотах вращения.

Консистентные смазки делятся на группы:

1. Кальциевые (наиболее распространенные – солидолы) они водоупорны – т.е. нерастворимы в воде при нагревании из их состава испаряется вода, остается масло и мыло, поэтому они применяются до +60 °С.

2. Кремний – органическая кальциевая – наиболее распространенные ЦИАТИМ-221 применяется при повышенных температурах, кроме тяжело нагруженных опор (прокатные станы)

3. Натриевые – например консталин, более стабильные качества, чем солидолы, но нельзя во влажной среде т.к. впитывают воду и образуют эмульсию, часто используют с добавлением графита, после сильного нагрева и охлаждения восстанавливает свои свойства.

4. Литиевые смазки – наиболее широко распространены, хорошо работают при низких температурах и обладают водоупорностью, например:

ЦИАТИМ-202 – используют для опор с повышенными скоростями;

ЦИАТИМ-203 – для работы с низкими температурами, механизмов подъемно-транспортных устройств (ПТУ) работающими на открытом воздухе;

ЦИАТИМ-201 – в подшипниках с двумя защитными шайбами для мало нагруженных опор и небольших скоростей.

5. Многоцелевые – например, ЛИТОЛ-24 и ФИОЛ-1…2М…3, вязкость от 80 до 800 МПа и температура –40 до +120 °С.

6. Высокотемпературные – например, УНИТОЛ и ЛИТОЛ-24, ЦИАТИМ-221 вязкость от 80 до 800 МПа и температура –30 t °С до +180 t °С.

В настоящее время марки ЦИАТИМ начали выпускать под названием ВНИИ НП с аналогичными свойствами.

Смазывание червячного зацепления

Основной способ смазки червячного зацепления – окунание червяка или колеса в масляную ванну картера редуктора. Масляная ванна должна иметь достаточную ёмкость во избежание быстрого старения масла и перемещения продуктов износа и осадков в зацепление и опоры валов. При нижнем расположении червяка уровень масла обычно назначают из условия полного погружения витков червяка. Уровень масла при верхнем расположении червяка назначают из условия полного погружения зуба червячного колеса.

В быстроходных червячных редукторах большой мощности применяют циркуляционную смазку. Для контроля уровня масла

применяют маслоуказатели. Для заливки масла и контроля пятна контакта используют смотровой лючок или верхнюю крышку редуктора. В нижней части корпуса редуктора устанавливают пробку для слива масла. Через отдушину на крышке смотрового лючка в редукторах типа РЧН или РЧП выравнивают давление воздуха внутри корпуса редуктора по отношению к наружному. В редукторах типа РЧУ для этой цели предусматривается отверстие в щупе маслоуказателя.

Для устранения утечек масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в сквозных крышках опор редуктора устанавливают уплотнения. Наиболее часто применяют уплотнения манжетного типа (рис. Л3.1).

Для повышения герметичности редуктора для червяка применяют сдвоенные манжетные уплотнения (рис. Л3.2) или используют полужидкостные смазочные материалы [7].

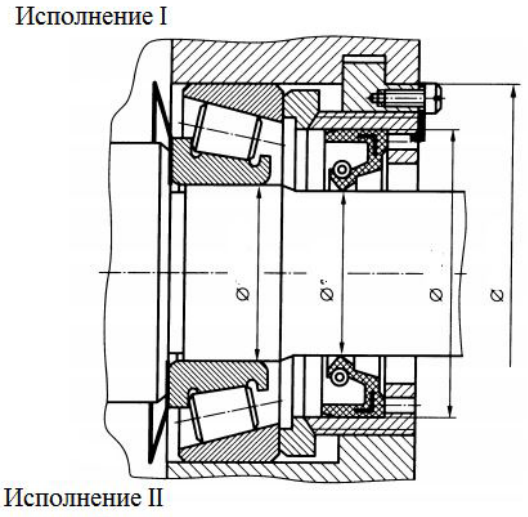


Рис. Л3.1. Уплотнения манжетного типа

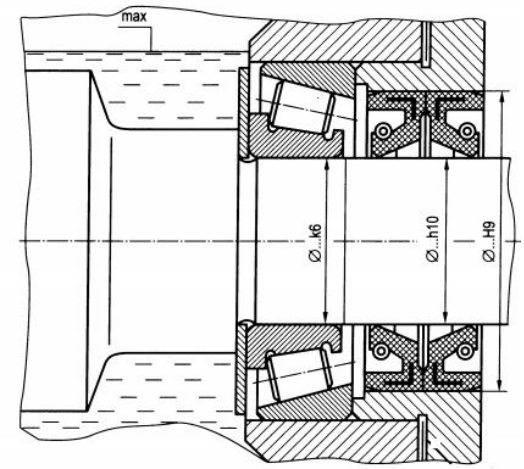


Рис. Л3.2. Сдвоенные манжетные уплотнения

Смазывание червячной передачи проводится погружением червяка в масло при нижнем расположении (рис. Л3.3, *а*).

При верхнем или вертикальном расположении червяка, (рис. Л3.3, *г*), смазывание зацепления обеспечивается погружением червячного колеса [6].

При окружных скоростях червяка более 5 м/с наблюдаются большие потери на перемешивание смазки, поэтому червяк располагают над колесом (верхнее расположение) (рис. Л3.3, *б*).

Передачи с вертикальным расположением вала червячного колеса (рис. Л3.3, *в*), или червяка (рис. Л3.3, *г*), используют редко вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов.

При картерном смазывании передач подшипники качения смазываются брызгами масла, если выполнено условие:

$n^2 d_a \geq 100$, где n – частота вращения колеса, мин$^{-1}$;

d_a – внешний диаметр колеса, м.

При $n^2 d_a \leq 100$ применяют другие способы смазки подшипников (погружением в масляную ванну, густой смазкой).

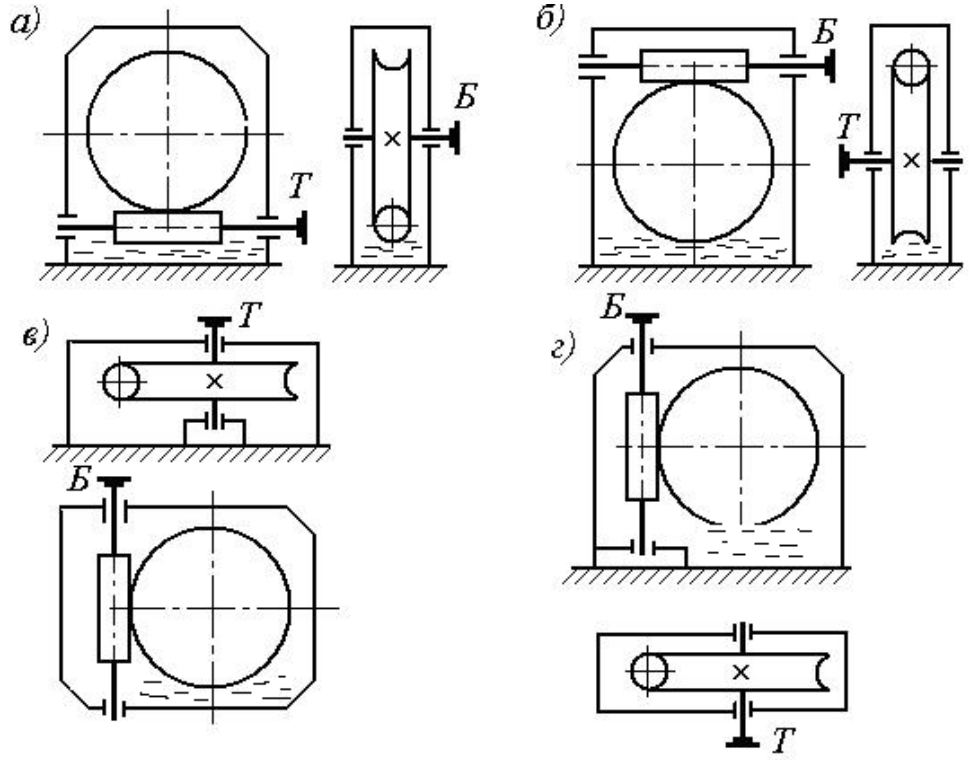


Рис. Л3.3. Схемы смазывания одноступенчатых червячных редукторов

Учитывая колебание объема масла в корпусе, минимальный уровень масляной ванны ограничивают центром нижнего тела качения подшипника. Однако в ряде случаев для обеспечения надежного смазывания зацепления приходится значительно повышать уровень масла. Нередко в масло погружают червяк и подшипник быстроходного вала. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа червячных колес, а также излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами) (рис. Л3.4). Особенно это необходимо если вал-червяк, тогда витки червяка гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая повышенный нагрев.

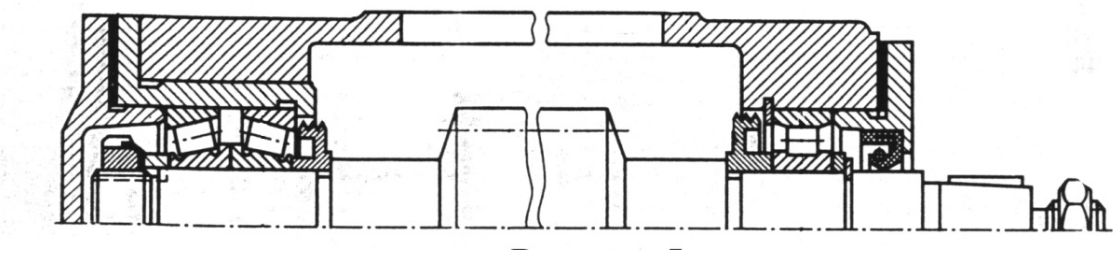


Рис. Л3.4. Вал-червяк с маслозащитными шайбами

Смазывание подшипников в червячных редукторах

Требования, предъявляемые к смазкам подшипников:

1. Обладать стабильностью, т.е. не разлагаться на составные части, не окисляться, не высыхать, не затвердевать.

2. Обладать минимальным внутренним трением

3. Обладать относительно постоянной вязкостью при изменении температурного режима и т.д.

При выборе смазки необходимо учитывать следующее:

1. Размер подшипника и частоту вращения – чем выше скорость, тем меньше вязкость смазки должна быть.

2. Величину нагрузки, чем выше нагрузка, тем больше должна быть вязкость смазки.

3. Рабочую температуру подшипникового узла. В червячных передачах если температура выше 70…80 °С, следует применять жидкие смазки с наибольшей вязкостью.

Для подшипников необходимый объем смазки рассчитывают по уравнению $V = f\frac{Bd_0}{1000}$ (см^3), где f – коэффициент заполнения, зависящий от размера d < 40, f = 0,5 при d < 100, f = 1,0; B и d_0 – размеры подшипника.

Обычно подшипники редукторов, коробок передач и т.д. смазываются тем же маслом, что и детали передач. Чаще всего для обеспечения достаточного смазывания зацепления зубчатых и червячных колес уровень картерной смазки повышают настолько, что подшипник быстроходного вала, например, червяка оказывается погружен до середины тел качения.

В этом случае, чтобы защитить подшипник от продуктов износа зацепления, необходимо устанавливать масло-отражательные кольца, которые так же защищают подшипники от струи масла, которую создает зацепление, и направляет на подшипник, находящийся вблизи зацепления, что вызывает его повышенный нагрев.

Если опоры вала расположены далеко от уровня масляной ванны, например при верхнем расположении червяка, или доступ жидкого масла затруднен, например, при установке двух подшипников в стакане, используют консистентную смазку. При этом необходимо защитить подшипник от вымывания густой смазки струей жидкой, для этого ставят мазеудерживающие кольца с гребешками на внешнем диаметре, оставляя зазор до корпуса **0,1….0,2 мм** достаточным, чтобы образующаяся масляная пленка изолировала внутренность подшипника. Объем густой смазки должен составлять не более **2/3** свободного объема пространства внутренней полости подшипника в зависимости от его размера при малых и средних частотах вращения и не более **1/3** до **1/2** – при высоких частотах вращения.

На (рис. Л3.5) представлена конструкция одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка с горизонтальной плоскостью разъема по оси колеса.

Оребренный корпус редуктора *1* болтами соединяется с крышкой *2*, также имеющей ребра. Вращающий момент от вала червяка *9* передается червячному колесу *12*, а затем через шпоночное соединение тихоходному валу *13*. Червячное колесо фиксируется от осевого перемещения по валу справа упорным буртиком вала, а слева – мазеудерживающим кольцом-втулкой *11*.

Вал червяка фиксируется от осевого перемещения правой опорой с двумя радиально-упорными шарикоподшипниками, размещенными в стакане *5* – фиксирующая опора. Левая опора вала-червяка с одним радиальным шарикоподшипником – плавающая.

Для смазывания червячного зацепления и одновременной защиты подшипников вала-червяка от попадания в них продуктов разрушения установлены брызговики-крыльчатки *8*. На крышке редуктора для его транспортировки имеются проушины.

Люк для заливки масла и осмотра зацепления закрыт крышкой-отдушиной *4*.

Масло при его замене выливают через отверстие, закрытое пробкой *10* с резьбой с прокладкой из резиностойкой резины. Уровень масла замеряют маслоуказателем *14*. Корпус обдувается вентилятором *6*, закрытым кожухом *7*.

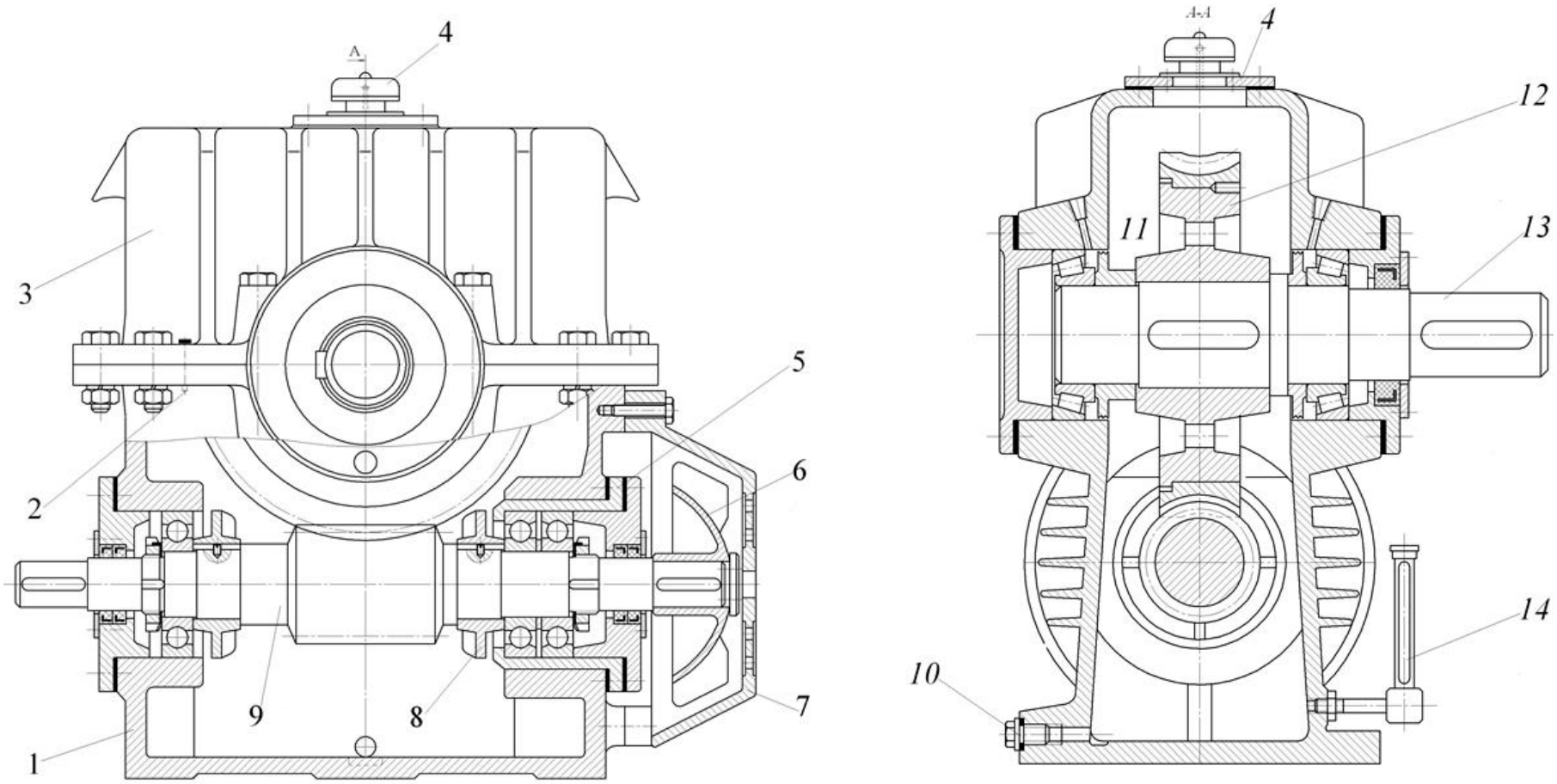


Рис. Л3.5. Конструкция одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка, с горизонтальной плоскостью разъема и вентилятором

Установка для испытаний

Установка для испытаний (рис. Л3.6) состоит из червячного редуктора РЧП-120 с передаточным числом $U = 15{,}5$. Червяк приводится во вращение двигателем АО-41-4 (n = 1420 мин$^{-1}$) через торовый вариатор с Д = 7 и ременную передачу с $U = 1{,}84$.

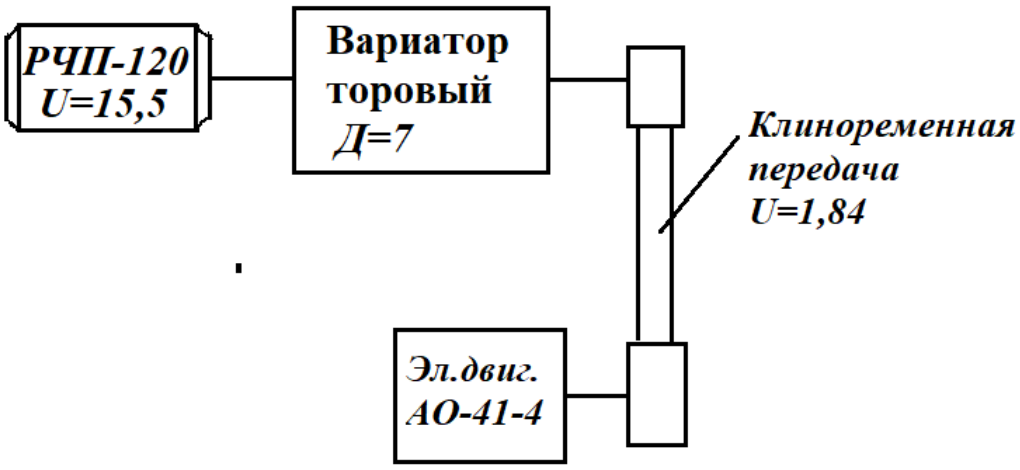


Рис. Л3.6. Схема установки для наблюдения за изменением характера смазки при работе редуктора и двигателя

Для наблюдения за процессом смазывания в червячном редукторе сделаны окна из оргстекла. На валу червяка насажен разбрызгиватель. Двигатель с помощью вариатора меняет частоту вращения вала-червяка ступенчато в диапазоне – n_1 = 600 об/мин n_2 = 1200 об/мин. Смазочный материал – масло трансмиссионное ТАП – 15.

Для измерения уровня масла в редукторе его внутренняя полость соединена резиновой трубкой и масляным резервуаром установленном на штативе. Различный уровень заливки масляной ванны в редукторе достигается за счет перемещения резервуара по штативу.

Порядок выполнения действий

Устанавливаем с помощью вариатора минимальную частоту вращения червяка, которую замеряем с помощью тахометра.

Перемещая резервуар по штативу, устанавливаем нормальный уровень масляной ванны (рис. Л3.7), с погружением витков червяка в масло. Наблюдаем как происходит смазывание зацепления и описываем характер разбрызгивания.

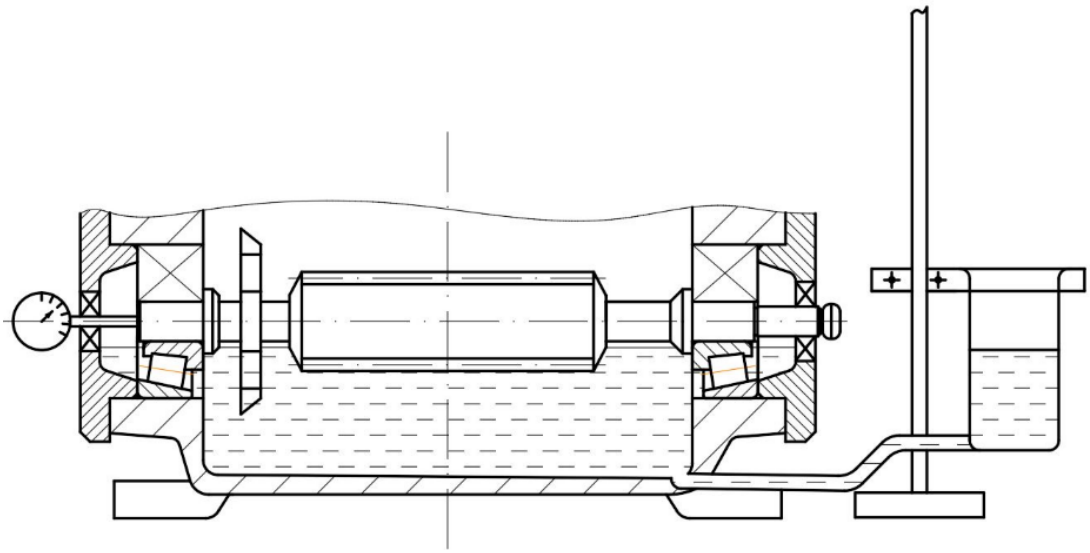


Рис. Л3.7. Схема установки для наблюдения за изменением характера смазки при работе редуктора и двигателя

Меняя скорость вращения червяка вариатором от минимальной до максимальной ступенчато, замеряем ее тахометром. Описываем характер разбрызгивания масла на каждом режиме и **отмечаем понижение уровня масла** с изменением частоты вращения вала-червяка на каждой ступени скоростного режима.

Описываем характер разбрызгивания масла на каждом режиме.

По окончанию работы дается описание процесса смазывания подшипников и зацепления при различных уровнях смазки и различных скоростных режимах.

Устанавливается минимальная скорость червяка, при которой обеспечивается достаточная смазка подшипников червячного колеса.

Журнал наблюдений для лабораторной работы

1. Схема установки для испытаний и эскиз червяка с подшипниками и разбрызгивателем с указанием уровней смазки.

2. Описание характеристики объекта испытаний.

а) тип редуктора и его характеристика;

б) сорт масла;

в) диаметр разбрызгивателя;

г) измерительные приборы;

д) интервалы скоростей.

3. Данные наблюдений при испытании (табл. Л3.1).

Таблица Л3.1

Параметры наблюдений

Параметры										
Состояние масляной ванны в редукторе	n_1	V_1	n_2	V_2	n_3	V_3	n_4	V_4	n_5	V_5
Масло интенсивно перемешивается										
Появление пузырьков в масле										
Вспенивание масла										
Появление масла в окнах подшипников червячного колеса										

где n – частота вращения разбрызгивателя, мин$^{-1}$; V – окружная скорость, м/с.

Выводы

По окончанию работы дается описание процесса смазывания подшипников и зацепления при различных скоростных режимах и отмечается различный уровень смазки.

Колебание уровня масла может составлять 10–15 мм.

Лабораторная работа № 4
Определение КПД червячного редуктора

Цель лабораторной работы – определение коэффициента полезного действия (КПД), сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов.

Общие сведения. Теоретическое определение КПД

Важным свойством червячной передачи является *односторонняя передача движения.* Вращающий момент передаётся только от червяка к колесу, но не наоборот. Невозможно заставить вращаться червяк, прикладывая вращающий момент к червячному колесу, т.е. передача необратима.

При перемещении витков червяка по зубьям колеса из-за трения скольжения КПД червячных передач меньше, чем у других зубчатых передач. КПД всего редуктора меньше, чем КПД. зацепления, поскольку добавляются потери на трение в подшипниках, в муфте и т.д.

КПД червячного редуктора определяют по формуле:

$$\eta_{ред} = \eta_{смазки} \cdot \eta_{черв},$$

где $\eta_{смазки}$– потери на размешивание и разбрызгивание смазки; $\eta_{черв}$ – потери в червячном зацеплении

КПД червячного зацепления зависит от геометрии червяка

$$\eta \approx 0{,}94(1 - 0{,}2f)\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \qquad (6.1)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left[z_1/q\right]$$

где γ – угол подъема витка по делительному цилиндру червяка; $\eta_{смазки} = (0{,}96\ldots0{,}99)$ – меньшее значение коэффициента принимается для передачи на подшипниках скольжения, большее значение – для передачи в подшипниках качения; f – коэффициент трения в червячной передаче (в зависимости сочетания материалов, червяк – сталь; зубчатый венец червячного колеса – бронза $f = 0{,}02\ldots 0{,}15$; $\varphi = \operatorname{arctg} f$ – угол трения; $(1 - 0{,}2f)$ – коэф-

фициент, учитывающий потери при скольжении зубьев червячного колеса по виткам червяка, где γ – угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре червяка; f – коэффициент трения скольжения в кинематической паре червяк-червячное колесо; φ' – приведенный угол трения в червячной паре:

$$\varphi' = \varphi = \text{arctg}\frac{f}{\cos\alpha}$$

где $\alpha = 20°$ – угол профиля витка червяка.

Из анализа формулы (6.1) следует, что увеличение угла подъема винтовой линии ведет к росту КПД редуктора, а увеличение φ' к его снижению. При $\gamma < \varphi'$ червячная передача называется самотормозящейся [8].

Опытное определение зависимости КПД червячного редуктора от его нагрузки

Зависимость между моментами на входе редуктора $M_{\text{вх}}$ и на его выходе $M_{\text{вых}}$ устанавливается формулой

$$M_{\text{вх}}\eta_{\text{ред}}i_{\text{ред}} = M_{\text{вых}}\,, \qquad (6.2)$$

где $\eta_{\text{ред}}$ – КПД червячного редуктора; $i_{\text{ред}}$ – передаточное отношение редуктора является характеристикой испытуемого редуктора; $M_{\text{вх}}$ – крутящий момент на валу электродвигателя; $M_{\text{вых}}$ – крутящий (тормозной) момент на выходном валу редуктора, создаваемый нагрузочным устройством.

Расчетная зависимость для определения КПД червячного редуктора:

$$\eta_{\text{ред}} = \frac{M_{\text{вых}}}{M_{\text{вх}}i_{\text{ред}}} \qquad (6.3)$$

Установка для испытаний

Кинематическая схема установки для испытаний представлена на (рис. Л4.1). Это стандартная типовая учебная установка для лабораторных исследований, которая состоит из: электродвигателя (1), муфты (2), редуктора (3), нагрузочного устройство в виде тормоза (4).

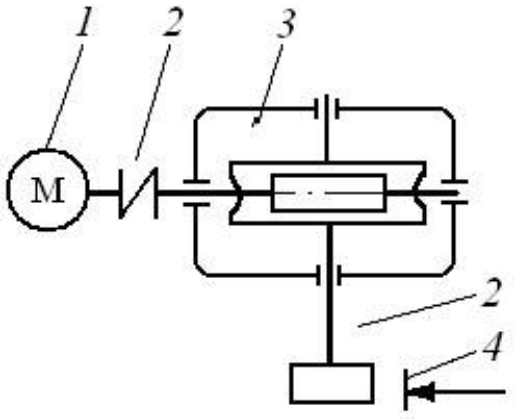


Рис. Л4.1. Кинематическая схема установки ТММ-39К:
1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – тормоз

В табл. Л4.1 приведены исходные данные для теоретического определения КПД.

Таблица Л4.1

Исходные данные для теоретического определения КПД

Наименование параметра	Буквенное обозначение величины	Значение
Передаточное число редуктора	U	28
Число заходов червяка	Z_1	2
Число зубьев червячного колеса	Z_2	41
Модуль передачи, мм	m	3
Коэффициент диаметра червяка	q	12
Коэффициент смещения	X	+0,166
Угол подъема винтовой линии червяка	γ	$9^0 14'$
Межосевое расстояние	a_w	80
Диаметр начальный червяка	d_{w1}	36,999
Диаметр делительный червяка	d_1	36
Диаметр выступов червяка	d_{a1}	42
Диаметр впадин червяка	d_{f1}	28,8
Диаметр делительный колеса	d_2	123
Диаметр выступов колеса	d_{a2}	130
Диаметр впадин колеса	d_{f2}	116,8
Число оборотов вала электродвигателя, об/мин	n_1	1360
Номинальный момент на ведущем валу, Н мм	T_1	200
Тормозной момент на выходе редуктора, Н мм	T_2	до 3000

Схема установки для испытаний представлена на рис. Л4.2.

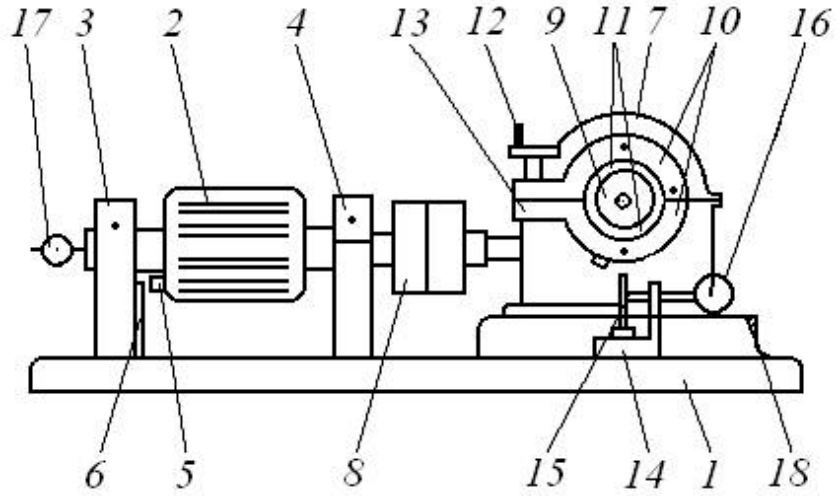


Рис. Л4.2. Схема лабораторной установки для экспериментального определения КПД червячного редуктора

Главной особенностью данной схемы является необычная установка электродвигателя, его лапы не закреплены на основании. Выходные концы валов выходят в обе стороны от корпуса. Каждый выходной конец вала закреплен в подшипниковую опору, закрепленную на основании, так что сам электродвигатель приподнят над основанием и может покачиваться относительно оси вращения своего вала.

Электродвигатель *2*, имеет статор, установленный на шарикоподшипниковых опорах в кронштейнах *3, 4,* таким образом, что может вращаться вокруг общей оси с ротором (балансирный подвес электродвигателя). На статоре закреплена призма *5*, которая при вращении электродвигателя упирается в плоскую пружину *6*, укрепленную на основании установки и ограничивающую вращение статора. Червячный редуктор *7* включает в себя трехзаходный червяк и червячное колесо, которые смонтированы на шарикоподшипниковых опорах в чугунном корпусе.

Выходной конец вала червяка соединен через муфту *8* с валом электродвигателя.

На валу червячного колеса закреплен шкив *9* тормозного устройства, которое служит для создания момента на выходном валу редуктора и имитирует рабочую нагрузку. Устройство состоит из тормозного шкива *9* и двух скоб *10* с тормозными колодками *11*, охватывающими шкив.

Нагрузочный момент рекомендуется создавать плавно. При нагруженном тормозе рекомендуется работать не более *10* минут.

При пуске электродвигателя *2*, вращение ротора передается через редуктор *7* шкиву *9*. Между шкивом и тормозными колодами *11* возникают силы трения, создающие момент сил сопротивления или тормозной момент.

Тормозной момент определяется по показаниям индикатора *16*.

В то же время реактивный момент, возникающий при пуске электродвигателя *2*, стремится повернуть статор в направлении обратном направлению вращения ротора.

Реактивный момент двигателя, равный моменту движущих сил, определяют по показаниям индикатора *17*.

На кинематической схеме (рис. Л4.1) вал электродвигателя через муфту соединен с входным валом редуктора, а выходной конец вала редуктора соединен с тормозным шкивом электромагнитного порошкового тормоза, создающего нагрузку на редуктор, на котором имеется силоизмерительное устройство для создания плавного нагружения редуктора.

Такой способ установки электродвигателя называется **балансирным подвесом электродвигателя.**

При такой установке электродвигателя при его включении корпус электродвигателя под действием реактивного момента сопротивления М качнется и остановится, отклонившись от вертикали на определенный угол, величина которого будет пропорциональна моменту, которым нагружают весь привод.

Материал венца червячного колеса – бронза, материал червяка – сталь. Опоры червяка и червячного колеса – радиально-упорные роликовые подшипники. Смазочный материал – масло трансмиссионное ТАП-15.

Порядок выполнения работы

Сам эксперимент состоит из двух этапов:

1. На первом этапе, необходимо протарировать угол отклонения корпуса электродвигателя при известной нагрузке, которая создается ступенчато с помощью тормозного устройства. По результатам строится тарировочный график зависимости угла отклонения от момента нагружения.

2. Второй этап заключается в том, что на тормозе создается нагрузка, заданная по условиям эксперимента, и замеряется угол отклонения корпуса электродвигателя

Порядок действий:

1. С помощью переключателя *13* установите заданную частоту вращения по тахометру *3*.

2. Установите заданный тормозной момент с помощью силоизмерительного устройства *15*.

3. Снимите показания значений моментов $T_1 = M_{вх}$ и $T_2 = M_{вых}$ по индикаторам *9* и *10* (с учетом данных тарировки).

4. Повторите операцию по пп. 1, 2 для ряда моментов для второй скорости электродвигателя.

Журнал испытаний для лабораторной работы

Сравнение экспериментальных данных с теоретическими

1. Определить вращающие моменты на валах электродвигателя и тормоза:

$$T_1 = П_1 \cdot K_1 \; и \; T_2 = П_2 \cdot K_2,$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты пропорциональности (тарировочные); $П_1$ и $П_2$ – показания индикаторов.

2. Определить по формуле (6.3) экспериментальный коэффициент полезного действия червячного редуктора.

3. Определить по формуле (6.1) расчетный коэффициент полезного действия червячного редуктора.

4. Заполнить табл. Л4.2.

Таблица Л4.2

Параметры испытаний

Частота вращения вала двигателя $\boldsymbol{n}$ мин$^{-1}$	Показания индикатора	Вращающий момент на валу электро двигателя, $\boldsymbol{T_1} = П_1 \cdot \boldsymbol{K_1}$ Нмм	Показания индикатора	Вращающий момент на валу тормоза, $\boldsymbol{T_2} = П_2 \cdot \boldsymbol{K_2}$ Нмм	КПД экспериментальный формула (6.3) η	КПД расчетный, формула (6.1) $\eta_{ред}$

Выводы

По результатам эксперимента видно, что КПД червячной передачи зависит от числа заходов червяка $\boldsymbol{z_1}$, угла подъема $\boldsymbol{\gamma}$ винтовой линии червяка, коэффициента диаметра червяка $\boldsymbol{q}$, а также сорта смазочного материала.

Вопросы для самопроверки

1. Каково назначение червячной передачи?
2. Перечислите достоинства и недостатки червячной передачи.
3. Назовите материалы для изготовления червяка и червячного колеса.
4. Когда применяют редуктор с нижним расположением червяка, с верхнем расположением червяка?
5. Чем вызвано редкое использование редуктора с вертикальным расположением вала червячного колеса или червяка?
6. Как осуществляется смазка редуктора с нижним расположением червяка; с верхним расположением червяка?
7. Перечислите детали и узлы, из которых состоит червячный редуктор.
8. Как осуществляется охлаждение редуктора?
9. Для чего необходимо наличие зазора в подшипниках?
10. Чем вызвана необходимость регулирования зазора в подшипниках?
11. Дайте определение понятия «монтажный зазор».
12. Дайте определение понятия «осевой игры».
13. Как производится регулирование зазоров подшипников в редукторе?
14. Укажите способы установки подшипников качения на вал-червяк.
15. Чем вызвана необходимость установки подшипников качения враспор; с плавающей опорой?
16. В чем заключается регулирование червячного зацепления?
17. К чему ведет неправильно отрегулированное червячное зацепление?
18. Опишите порядок разборки и сборки червячного редуктора.
19. Дайте определение понятия «передаточное число».

20. Как определяется модуль червячной передачи?

21. Как определяется коэффициент диаметра червяка q?

22. Как определяется угол подъема винтовой линии червяка γ?

23. Как определяются основные геометрические параметры червяка и червячного колеса?

24. Почему уровень масла при нижнем расположении червяка должен ограничиться центром тел качения подшипников?

25. Почему с понижением жесткости подшипников в опорах и при наличии зазора в подшипниках повышаются динамические нагрузки в передаче?

26. Чем обусловлено различное расположение червяка относительно червячного колеса? Начертите схемы расположения и объясните их особенности.

27. Почему венцы червячных колес изготавливаются из бронз?

28. Назначение и области применения червячных редукторов.

29. Достоинства и недостатки червячных передач в сравнении с зубчатыми.

30. Что такое число витков (заходов) червяка?

31. Что такое модуль зацепления и как его замерить на червяке?

32. Чему равна полная высота зуба в модулях?

33. Трение в червячных передачах и способы борьбы с ним.

34. Материалы червяка и червячного колеса.

35. Конструкция червячных редукторов.

36. Регулировка червячного зацепления по пятну контакта.

37. Регулировка зазоров в подшипниках червячных редукторов.

38. Способы увеличения теплоотдачи при работе редуктора.

39. В чем заключаются достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми передачами?

40. Как производится регулировка положения червячного колеса относительно червяка при сборке редуктора?

Заключение

В учебно-методическом пособии отражено содержание практического раздела курса, кратко рассмотрены теоретические вопросы. Материал подобран, систематизирован и расположен так, что им удобно пользоваться при выполнении лабораторных работ. В процессе изучения студенты используют общепринятые технические термины, соответствующие ГОСТам и установившимся методикам по расчету и проектированию червячных передач.

Изучение порядка сборки и разборки редукторов, а также способы смазки зацепления и подшипников прививает практические навыки работы с механизмами у студентов, а также способствует более обдуманному подходу к выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Пособие также может быть использовано при изучении соответствующих разделов дисциплин «Основы проектирования», «Техническая механика», «Основы триботехники», «Испытания на прочность и износостойкость».

Библиографический список

1. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие / [Б.А. Байков и др.]; под ред. О.А. Ряховского, О.П. Леликова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 400 с.: ил.

2. Дмитриева Л.А. Детали машин и основы конструирования. Краткий курс. Примеры расчетов: учебное пособие для вузов / Л.А. Дмитриева. – М.: ИД «Спектр», 2013. – 276 с.: ил.

3. Дмитриева Л.А., Чихачева О.А., Лукьянов А.С. Компьютерное моделирование при изучении дисциплины «Детали машин и основы конструирования». В сборнике: SCIENCE, TECHNOLOGY AND LIFE – 2015 Proceedings of materials the international scientific conference. Editors L.I. Savva, A.I. Marasanov, A.V. Podoprigora, T.G. Gurnovich. Киров, 2016. С. 401–405.

4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 496 с.

5. Лукьянов А.С., Чихачева О.А., Баловнев Н.П. Тетрадь для лекционных и семинарских занятий по курсу «Детали машин и основы конструирования» / Лукьянов А.С., Чихачева О.А., Баловнев Н.П. – Москва, 2015.

6. Определение коэффициента полезного действия червячной передачи: методические указания / В.К. Мартынов, И.Н. Семин. – 1-е изд. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 16 с.

7. Пустынцев Е.Н., Рябов В.А. Расчет червячной передачи. Мет. ук. стр .32, МГТУ «МАМИ», 2003.

8. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с; ил.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Рекомендуемые сочетания модулей m и коэффициентов диаметров червяка q при z_1 = 1; 2; 4

m, мм	q		m, мм	q
1,00	16*; 20		5,00	8; 10; 12; 5; 16; 20
1,25	12,5; 16; 20		(6,00)	9**; 10**
(1,5)	14**; 16*; 16**		6,30	8; 10; 12,5; 14; 16; 20
1,6	10; 12,5; 16; 20		(7,00)	12**
2,00	8; 12**; 15,5; 16; 20		8,00	8; 10; 12,5; 16; 20
2,50	8; 10; 12**; 15,5; 16; 20		10,00	8; 10; 12,5; 16; 20
(3,00)	10**; 12**		(12,00)	10,00**; 10,00***
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20		12,50	8; 10; 12,5; 16; 20
(3,50)	10**; 12*; 12**; 14*; 14**		16,00	8; 10; 12,5; 16
4,00	8; 9**; 10; 12*; 12,5; 16; 20		20,00	8; 10

Примечание. *Модули в скобках не являются предпочтительными.*
**Только при $Z_1 = 1$*
*** Допустимые сочетания параметров*
**** Только при $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$*

Таблица П2

Механические характеристики материалов червяков

Материал		Состояние и термообработка	Твердость Н	σb, МПа	σт, МПа	σ_{-1}, МПа
45		Н	170…230 НВ	580	320	280
12, ХН3А		Ц.03.0	58…62 HRC	850	–	380
18ХГТ		Ц.03.0	58…62 HRC	1000	–	480
20Х		Ц.03.0	56…60 HRC	650	400	300
35ХГСА		3.0	44…52 HRC	1650	1300	500
40Х		Н	175…220 НВ	600	450	280
		3.0	>46 HRC	1600	1300	280
40 ХН		Н	180…220HRC	630	380	280
		3.0	>46 HRC	1600	1400	630

Примечание: Н – нормализация; З – закалка; ОЗ – объёмная закалка; О – отпуск; Ц – цементация.

Таблица П3

Механические характеристики материалов червячных колес

Наименование и марка	Способ отливки	Механические свойства					Предел использования по $v_{ск}$
		σ_{b_2}, МПа	$\sigma_{т_2}$, Мпа	Твердость H_2 (НВ)	Модуль упругости E_2, МПа	Коэф. Пуассона ν_2	
Бр.010Ф1	п	216…294	137…147	80…100	$0{,}74 \times 10^5$	0,335	25
	к	245…431	196…225	100…200	$1{,}01 \times 10^5$		
Бр.ОНФ	ц	284	166	100…120	$0{,}98 \times 10^5$	0,335	35
Бр.06Ц6С3	п	147…196	108	60	$0{,}74 \times 10^5$	0,335	12
	к	176…216	80…100	60…76			
Бр.05Ц5С6	к	176…216	80…100	60…76	$0{,}74 \times 10^5$	0,335	12
Бр.Ф9Ж3Л	п	392…490	196…225	110	1×10^5	0,35	10
	к	490…588	196…343	110…140			
	ц	490…588	196…343	120…140	$1{,}2 \times 10^5$		
Бр.А10Ж4Н4Л	п	587	196…225	170	1×10^5	0,35	10
	к; ц	588…755	398…588	170…225			
Сч20	п	353		170…240	1×10^5	0,25	2

Примечание. Условные обозначения способа отливки: п – в песчаные формы; к – в кокиль; ц – центробежный.



Рис. П1. 3D-модель червячного зацепления



Рис. П2. Вал-червяк малого диаметра



Рис. П3. Роликовый конический подшипник

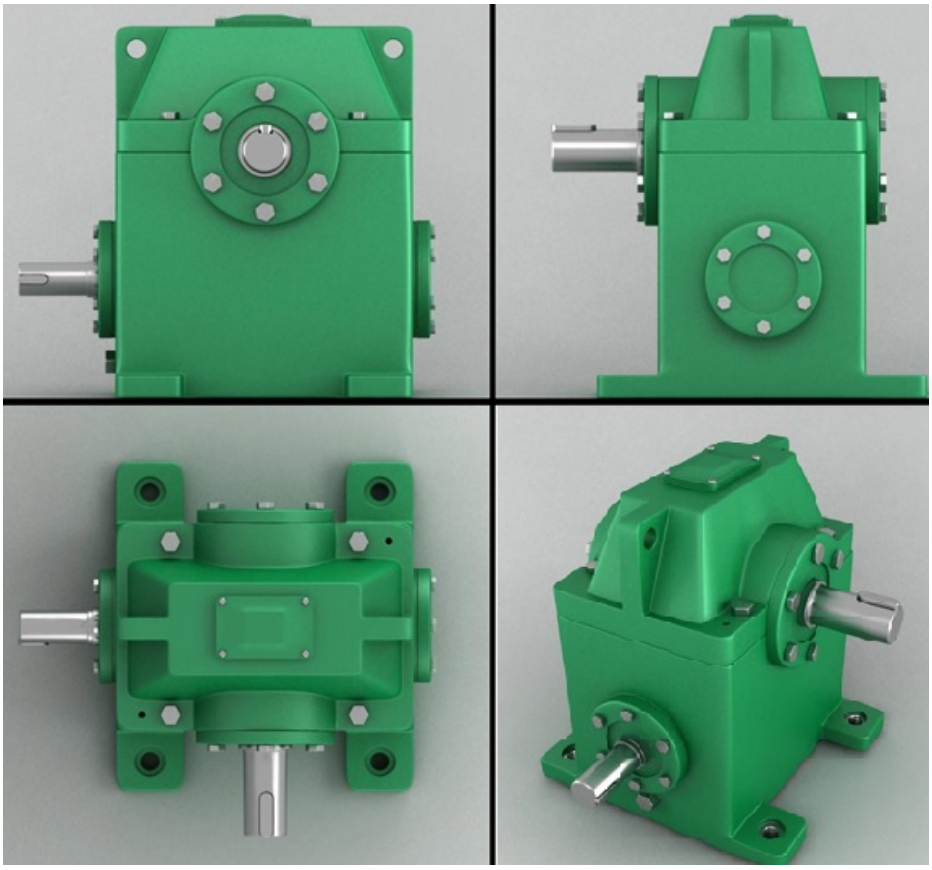


Рис. П4. 3D-модель корпуса червячного редуктора

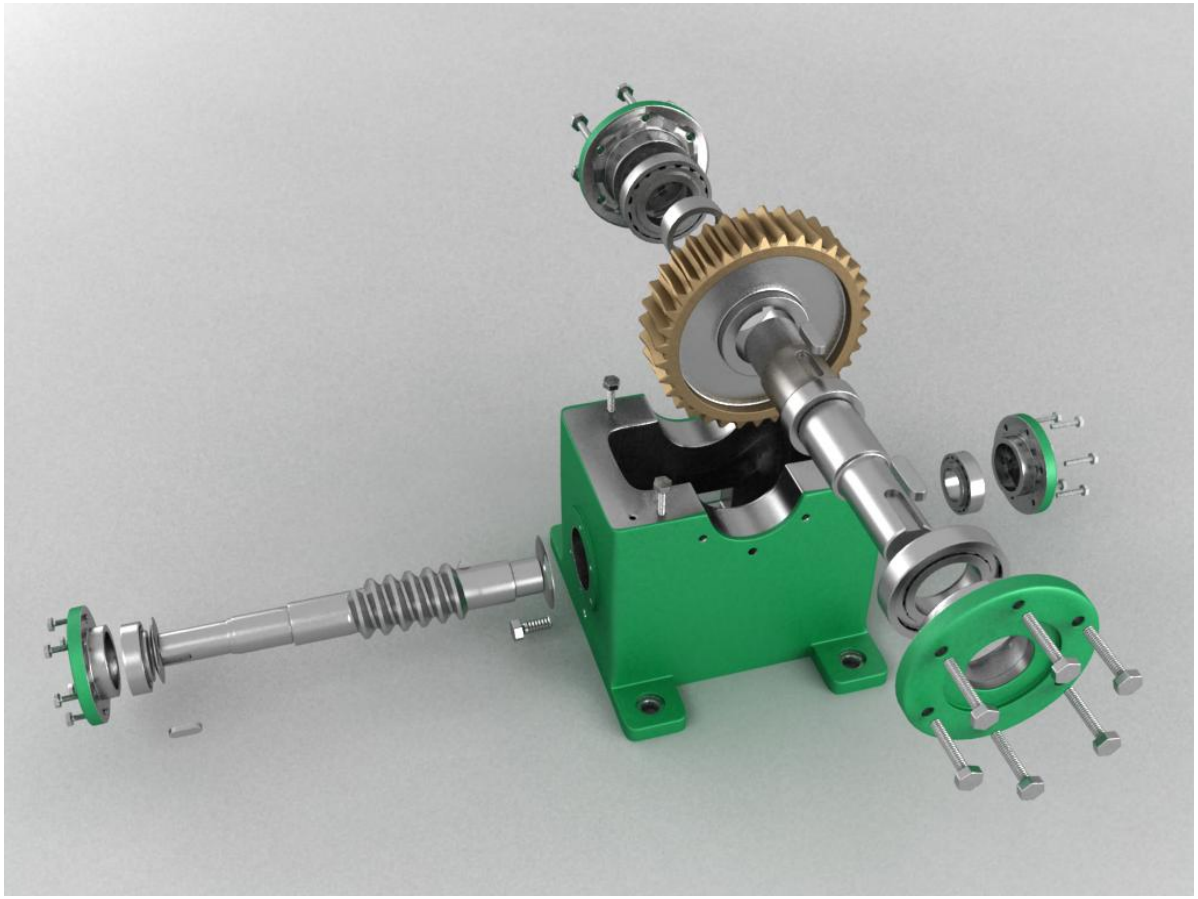


Рис. П5. 3D-модель червячного редуктора в разборе

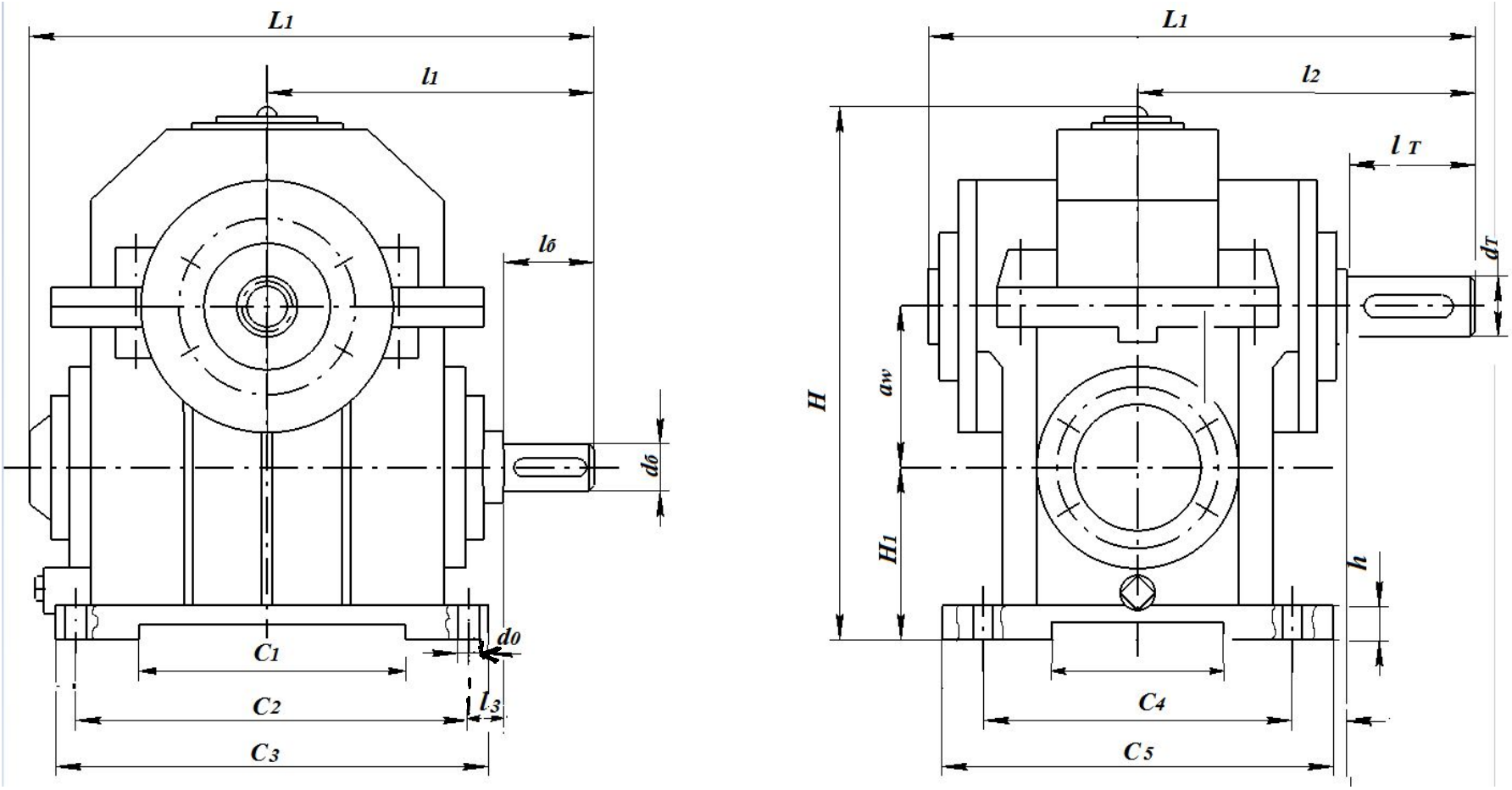


Рис. П6. Обозначение на схеме габаритных и присоединительных размеров

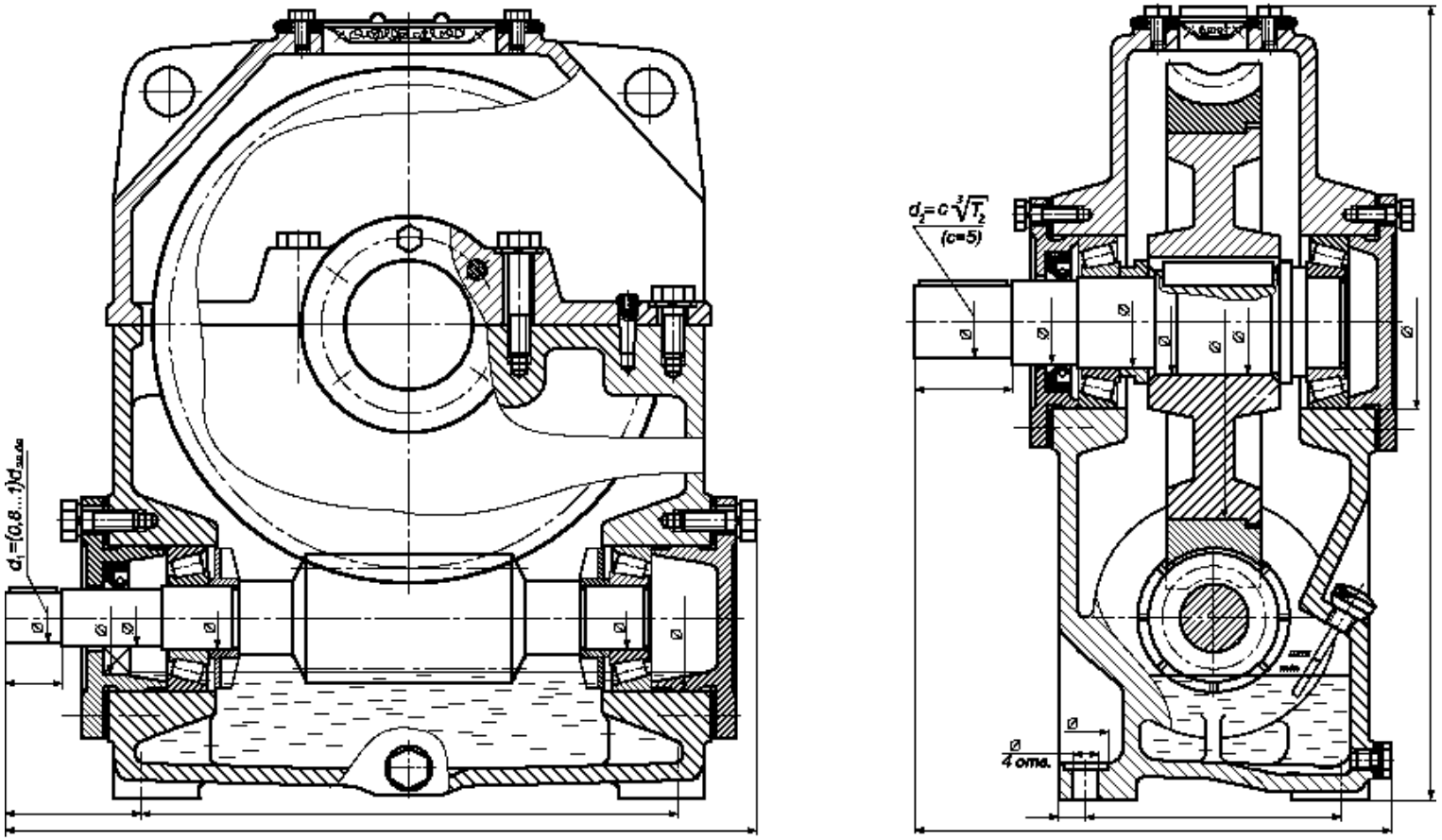


Рис. П7. Конструкция червячного редуктора с нижним расположением червяка

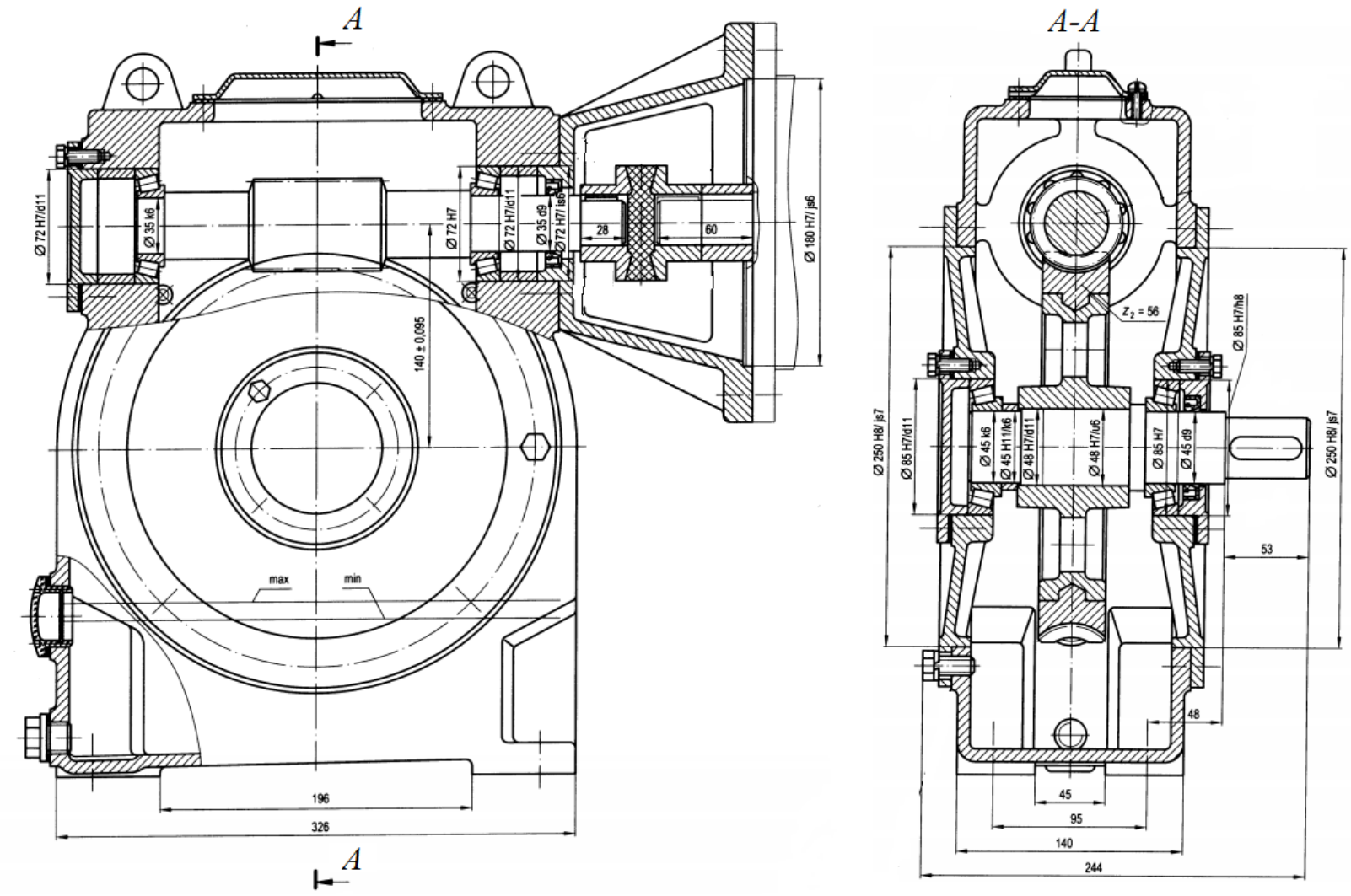


Рис. П8. Конструкция червячного редуктора с верхним расположением червяка

Учебное электронное издание

Чихачёва Ольга Анатольевна, **Дмитриева** Людмила Александровна,
Лукьянов Александр Сергеевич

ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебно-методическое пособие для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения

Разработано с помощью программного обеспечения
Microsoft Office Word, Adobe Acrobat Pro

Издается в авторской редакции

Компьютерная верстка: *Ю.С. Акульшина*

Подписано к использованию 18.10.2021
Объем издания 2,06 Мб. Тираж 50. Заказ № 80

Издательство Московского Политеха
115280, Москва, Автозаводская, 16
www.mospolytech.ru; e-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru;
тел. (495) 276-33-67