

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
"Оренбургский государственный университет"

Кафедра деталей машин и прикладной механики

Р.Н. Узяков, С.Ю. Решетов, Г.А. Клещарева

РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКИЕ И КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве методических указаний для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по направлениям подготовки технических специальностей

Оренбург
2013

УДК 621.83.05 (07)
ББК 34.44
У89

Рецензент – доцент, кандидат технических наук В. И. Юршев

Узяков Р. Н.

У 89 Редукторы конические и коническо-цилиндрические: методические указания / Р. Н. Узяков, С. Ю. Решетов, Г.А. Клещарева; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2013 - 42 с.

Методические указания содержат краткое описание основных деталей и геометрических зависимостей конических передач, порядок разборки и сборки, определение параметров конического зацепления и оценку нагрузочной способности редуктора.

Методические указания предназначены для выполнения лабораторной работы по курсам: «Детали машин», «Основы конструирования машин», «Прикладная механика», «Механика», «Техническая механика» для студентов технических специальностей.

УДК 621.83.05 (07)
ББК 34.44

© Узяков Р.Н.,
Решетов С.Ю.,
Клещарева Г.А., 2013
© ОГУ, 2013

Содержание

	с.
Введение.....	4
1 Правила техники безопасности.....	5
2 Цель работы.....	5
3 Внеаудиторная подготовка к выполнению работы.....	6
4 Теоретическая часть.....	6
4.1 Общие сведения о конических передачах	6
4.2 Краткие сведения о классификации конических и коническо-цилиндрических редукторов.....	10
4.3 Конструкция конического и коническо-цилиндрического редукторов.....	14
4.4 Геометрия конического прямозубого зацепления.....	22
4.5 Силы, действующие в коническом прямозубом зацеплении	26
4.6 Нагрузочная способность конической прямозубой передачи.....	28
5 Порядок выполнения работы.....	32
5.1 Изучение конструкции и назначения редуктора.....	32
5.2 Определение параметров зацепления.....	33
5.3 Оценка нагрузочной способности одноступенчатого конического редуктора.....	34
6 Регулировка конических редукторов.....	35
7 Вопросы для самопроверки и контроля.....	37
Список использованных источников.....	39
Приложение А – Отчет о лабораторной работе №4.....	40

Введение

Методические указания являются пособием по практическому изучению конструкций зубчатых конических и коническо-цилиндрических редукторов, содержат краткое описание основных кинематических и геометрических зависимостей конических зубчатых передач, порядок разборки и сборки, определение параметров конического зацепления и оценку нагрузочной способности редуктора при выполнении лабораторной работы по дисциплинам: «Детали машин», «Основы конструирования машин», «Прикладная механика», «Механика», «Техническая механика» для студентов технических специальностей.

Выполнение лабораторной работы способствует закреплению полученных теоретических знаний и позволяет практически изучить конструкцию основных узлов и деталей, применяемых в конических и коническо-цилиндрических редукторах. Полученные практические навыки будут востребованы при выполнении курсовых проектов и работ.

В методических указаниях принята единая система физических единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в международных (ISO) и межгосударственных стандартах (ГОСТ) на расчеты деталей машин: размеры деталей передач выражаются в миллиметрах (мм), силы – в ньютонах (Н), и соответственно напряжения – в ньютонах, деленных на миллиметры в квадрате (Н/мм^2), т.е. мегапаскалях (МПа), а моменты в ньютонах, умноженных на миллиметр (Н·мм). У отдельных групп формул даны соответствующие примечания.

После выполнения лабораторной работы рекомендуется пройти тест на ЭВМ, вызвав необходимую программу указав G:\KOP\KONTROL\start.exe. В процессе ответов на контрольные вопросы дополнительно систематизируется материал, и закрепляются знания.

1 Правила техники безопасности

- 1 Разрешается начинать работу только после ознакомления с методикой её проведения и настоящими правилами.**
- 2 Прежде чем начать какое – либо действие, убедитесь, что оно не нанесет вреда окружающим.**
- 3 Запрещается работать неисправным инструментом.**
- 4 Снятые детали и узлы редуктора следует класть на стол или подставку таким образом, чтобы они не могли упасть от случайного толчка.**
- 5 Передавая детали для осмотра другому студенту убедитесь, что он ее держит, прежде, чем отпустить деталь самому.**
- 6 При сборке редуктора не подкладываете пальцы под детали и особенно крышку редуктора во время их установки.**

2 Цель работы

2.1 Ознакомиться с классификацией и конструкцией конических и коническо-цилиндрических редукторов.

2.2 Выяснить назначение и конструкцию всех узлов и деталей редуктора.

2.3 Определить основные параметры конического зубчатого зацепления.

2.4 Оценить нагрузочную способность конического одноступенчатого редуктора.

2.5 Выяснить назначение регулировок узлов редуктора и произвести регулировку подшипников и зацепления при сборке редуктора.

Работа выполняется в течение 4-х часов. Для выполнения работы необходимы: редуктор зубчатый конический одноступенчатый, ключи гаечные рожковые, отвертка, штангенциркуль с диапазоном от 0 до 250 мм, транспортир, линейка, карандаш, мел, микрокалькулятор.

3 Внеаудиторная подготовка к выполнению работы

В процессе подготовки к выполнению данной лабораторной работы студент должен изучить по лекциям, учебникам и учебным пособиям разделы курса, касающиеся выполнения данной работы.

Пользуясь настоящим методическим пособием, студент должен:

- 1) уяснить цель работы, её содержание и порядок выполнения;
- 2) подготовить бланк отчета (приложение А);
- 3) подготовить ответы на все вопросы для самопроверки и контроля.

4 Теоретическая часть

4.1 Общие сведения о конических передачах

Для привода рабочих органов различных механизмов и машин требуются значительные вращающие моменты при низкой угловой скорости, например барабан лебедки подъемного крана, колесо автомобиля или трактора, ведущая звездочка цепного конвейера и т.д. и т.п. А электродвигатели и двигатели внутреннего сгорания имеют наоборот при значительной угловой скорости небольшие вращающие моменты.

Конические редукторы, как и другие типы редукторов, предназначены для согласования параметров движения между двигателем и исполнительным органом какой-либо машины. Особенностью конической передачи является то, что оси ведущего и ведомого звеньев пересекаются под некоторым углом. Межосевой угол Σ (равный сумме углов делительного конуса шестерни δ_1 и колеса δ_2) передачи может принимать значения от 10° до 170° , однако передачи с межосевыми углами отличными от 90° , встречаются редко.

Редуктором называется механизм, состоящий из одной или нескольких передач зацеплением, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий

для передачи вращательного движения от вала двигателя к валу исполнительного органа машины, с понижением угловой скорости и повышением вращающего момента.

Механизм, служащий для повышения угловой скорости и соответственно понижения вращающего момента, выполненный в виде отдельного агрегата называется *ускорителем* или *мультипликатором*.

Нагрузочной способностью редуктора является предельно допустимый момент на тихоходном валу, который определяется контактной прочностью зубьев, а также мощность на этом валу, зависящая от частоты вращения и допускаемого момента.

Конические зубчатые передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки, оснастка и инструмент, а при монтаже необходимо обеспечить совпадение вершин конусов шестерни и колеса. Кроме допусков на размеры зубьев в конической передаче необходимо выдержать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 . Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что цилиндрическое, значительно труднее. Из-за пересечения осей валов одно из колес, как правило, шестерня, располагается консольно, что отрицательно сказывается на распределении нагрузки по длине зуба. Значительные осевые нагрузки, возникающие в передаче, вызывают необходимость применения более сложных по конструкции опорных узлов. Все это приводит к увеличению шума и снижению КПД конической передачи. На основании опытных данных установлено, что нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 85 % от эквивалентной ей цилиндрической передачи.

Несмотря на указанные недостатки, конические передачи применяются достаточно широко, так как условия компоновки и размещения элементов приводов и узлов машин и механизмов часто вынуждают располагать валы под углом друг к другу, чаще всего ортогонально (под углом 90°).

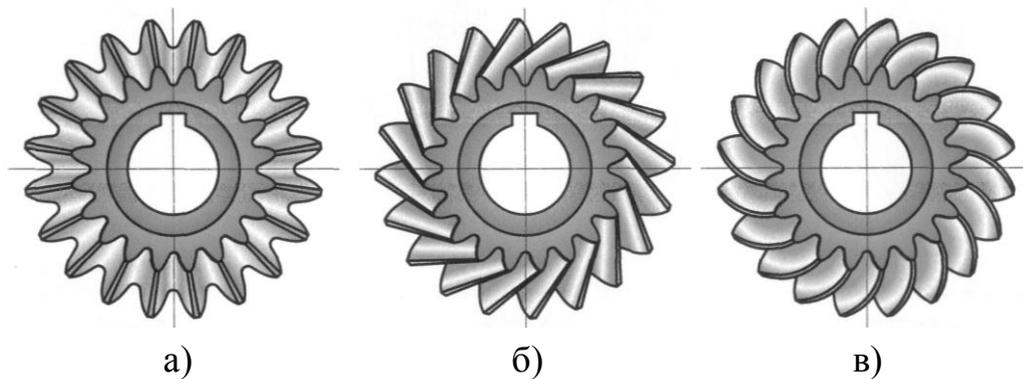
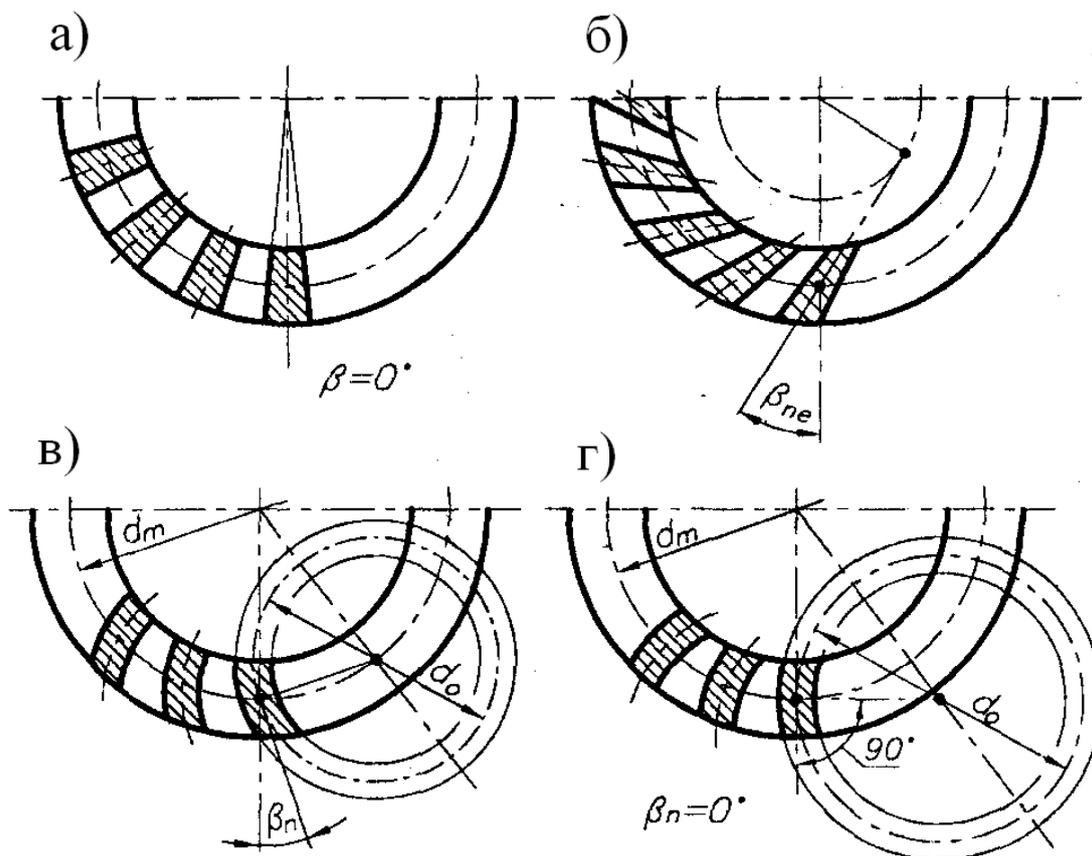


Рисунок 1 – Конические зубчатые колеса

Зубчатые колёса конических редукторов могут быть выполнены с прямыми (рисунок 1, а), тангенциальными (косыми) (рисунок 1, б) и круговыми зубьями (рисунок 1, в).



d_0 – диаметр зуборезной головки

d_m – средний делительный диаметр колеса

Рисунок 2 – Наиболее распространенные типы зубьев конических колес

Прямозубые конические колёса (рисунок 2,а) имеют радиальное направление зубьев ($\beta = 0^\circ$). В колёсах с тангенциальными (косыми) зубьями (рисунок 2, б) последние расположены под углом β_{ne} к радиусу, диапазон значений которого составляет $\beta_{ne} = 20...30^\circ$. Конические колёса с круговыми зубьями (рисунок 2, в, г), которые называются: *круговой* $\beta_n \neq 0^\circ$ (чаще всего $\beta_n = 30^\circ$ или $\beta_n = 35^\circ$) и *круговой нулевой* $\beta_n = 0^\circ$.

Прямозубые конические передачи обычно применяются при окружных скоростях до 3 м/с. Но допускается их использование, как наиболее простых в монтаже и при скоростях до 8 м/с. При повышенных окружных скоростях желательно использовать конические передачи с тангенциальными и круговыми зубьями. Наиболее широко в высокоскоростных передачах применяются конические колёса с круговыми зубьями, как наиболее технологичные в изготовлении, обеспечивающие более плавное зацепление и, соответственно, меньший шум и большую нагрузочную способность. С увеличением угла наклона зубьев β_{ne} (β_n) увеличивается плавность работы передачи, но одновременно растёт осевая сила (F_a), что приводит к повышению нагрузки на подшипники. Что требует увеличения габаритов подшипниковых узлов, и при этом повышаются потери на трение в подшипниках. В связи, с чем предельное значение угла наклона в конической передаче с тангенциальными (косыми) зубьями составляет $\beta_{ne} = 30^\circ$, а с круговыми зубьями $\beta_n = 35^\circ$.

В зависимости от взаимного расположения образующих делительного конуса и образующих конусов впадин (и вершин), различают следующие осевые формы зубьев конических колёс (рисунок 3), которые регламентируются ГОСТ 19325-73 «Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения» [1].

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рисунок 3, а): вершины конусов делительного и впадин совпадают, высота ножки зуба пропорциональна конусному расстоянию. Данная форма основная для прямозубых и тангенциальных колёс. Её применяют ограничено для колёс с круговыми зубьями при значении среднего нормального модуля зацепления

$m_{mn} \geq 2$ мм и $Z_{\Sigma} = 20 \dots 100$.

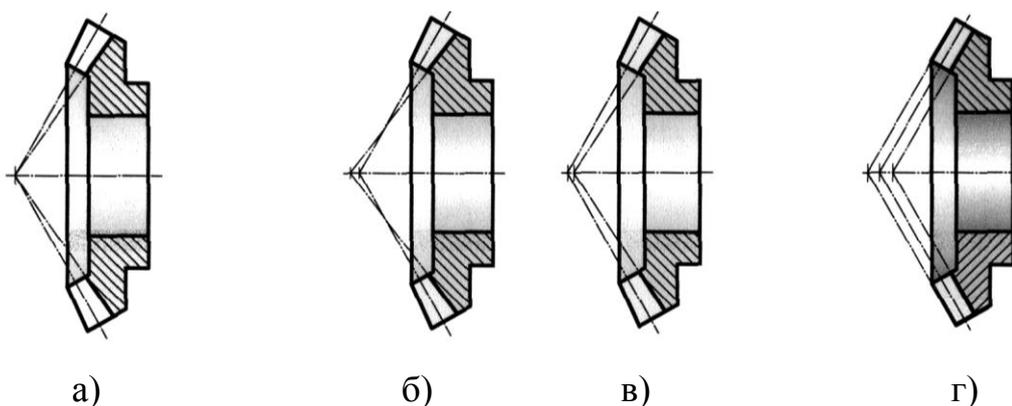


Рисунок 3 – Осевая форма зубьев конических зубчатых колес

Форма II – понижающиеся зубья (рисунок 3, б, в): вершины конусов делительного и впадин не совпадают, ширина дна впадины постоянна, толщина зуба по делительному конусу пропорциональна расстоянию от вершины. Данная форма является основной для колёс с круговыми зубьями.

Форма III – равновысокие зубья (рисунок 3, г): образующие конусов делительного, впадин и вершин зубьев параллельны, а высота зуба постоянна. Используют для колёс с круговыми зубьями при $Z_{\Sigma} \geq 40$.

4.2 Краткие сведения о классификации конических и коническо-цилиндрических редукторов

Основные параметры конических и коническо-цилиндрических редукторов регламентируются ГОСТ 27142-97 «Редукторы конические и коническо-цилиндрические. Параметры» [5]. Данный стандарт регламентирует следующие параметры конических и коническо-цилиндрических редукторов: внешние делительные диаметры конических колёс d_{e2} (мм), межосевые расстояния цилиндрических передач a_w (мм), крутящие моменты на выходном валу M_2 (Н·м) и передаточные числа конической и цилиндрической передач u .

При значении передаточного числа u до 6,3 и ортогонально расположенными осями быстроходного и тихоходного валов применяют

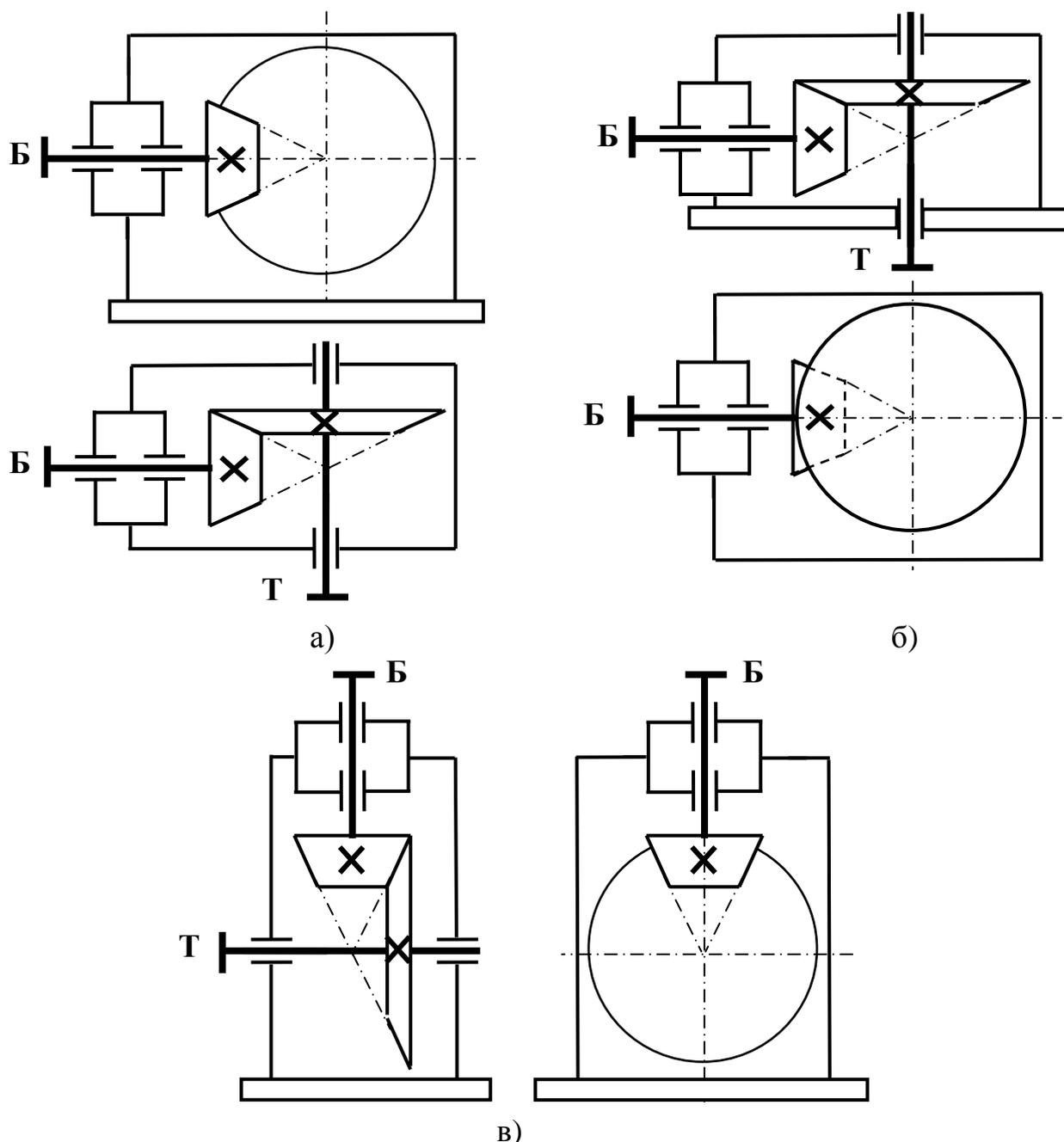


Рисунок 4 – Основные кинематические схемы одноступенчатых конических редукторов

одноступенчатые конические редукторы (рисунок 4). Из них наиболее распространены редукторы с валами, оси которых расположены в горизонтальной плоскости (рисунок 4, а). На схемах входной (быстроходный) вал обозначен Б, выходной (тихоходный) – Т и промежуточные валы – П. Реже встречаются редукторы с расположением одного из валов в вертикальной плоскости (рисунок 4, б, в). Это связано с тем, что условия смазки подшипников вертикального вала не одинаковы с условиями смазки

подшипников горизонтальных валов. В этом случае возникает необходимость реализации дополнительных конструктивных решений, которые предотвращают вытекание масла через нижнюю опору (рисунок 4, б) или предотвращают вытекание консистентной смазки из подшипникового узла быстроходного вала, расположенного вертикально (рисунок 4, в).

Заводами-изготовителями выпускаются конические одноступенчатые редукторы различных модификаций. Наиболее распространенными модификациями являются **1К** и **1КШ** – обычной ширины и широкие соответственно. В обозначении конического редуктора через дефис указываются внешний делительный диаметр конического колеса, передаточное число конической передачи, вариант сборки и категорию точности. Например: **1К-200-3,15-42-1** – конический одноступенчатый редуктор обычной ширины, внешний делительный диаметр колеса $d_{e2} = 200$ мм, передаточное число $u = 3,15$, вариант сборки 42, категория точности 1 (более подробную информацию о вариантах сборки и категориях точности редукторов можно получить в источнике [7]).

Двухступенчатые коническо-цилиндрические редукторы изготавливают с передаточными числами u от 6 до 40. Имеют условное обозначение **КЦ1**. Передача быстроходной ступени коническая с круговым зубом с углом наклона зуба $\beta_n = 30^\circ$ за исключением редуктора **КЦ1-500**, у которого $\beta_n = 35^\circ$. В обозначении через дефис указывают межосевое расстояние тихоходной ступени, передаточное число, вариант сборки и категорию точности. Например: **КЦ1-250-14-42-1** – коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор, межосевое расстояние тихоходной ступени $a_w = 250$ мм, общее передаточное число $u = 14$, вариант сборки 42, категория точности 1. Основные кинематические схемы редукторов типа **КЦ1** представлены на рисунке 5 (даны в одной проекции, внизу цифрами указан вариант сборки).

При необходимости получения ещё бóльших значений передаточных чисел и перпендикулярного расположения быстроходного и тихоходного валов

применяют коническо-цилиндрические трёхступенчатые редукторы (рисунок 6). Передаточное число u таких механизмов лежит в диапазоне от 40 до 320. Они имеют обозначение **КЦ2** и выполняются четырёх типоразмеров с суммарным межосевым расстоянием цилиндрических ступеней от 500 до 1300 мм. Каждый типоразмер редуктора может иметь пять исполнений и три варианта сборки. Быстроходная передача редуктора – коническая с круговым зубом, а промежуточная и тихоходная ступени – косозубые цилиндрические передачи.

Условное обозначение коническо-цилиндрического трёхступенчатого редуктора (по аналогии с двухступенчатым): **КЦ2-500-71-42-1** – коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор со значением суммы межосевых расстояний промежуточной и тихоходной ступеней $a_{\Sigma} = 500$ мм, значением общего передаточного числа редуктора $u = 71$, вариантом сборки 42 и категории точности 1.

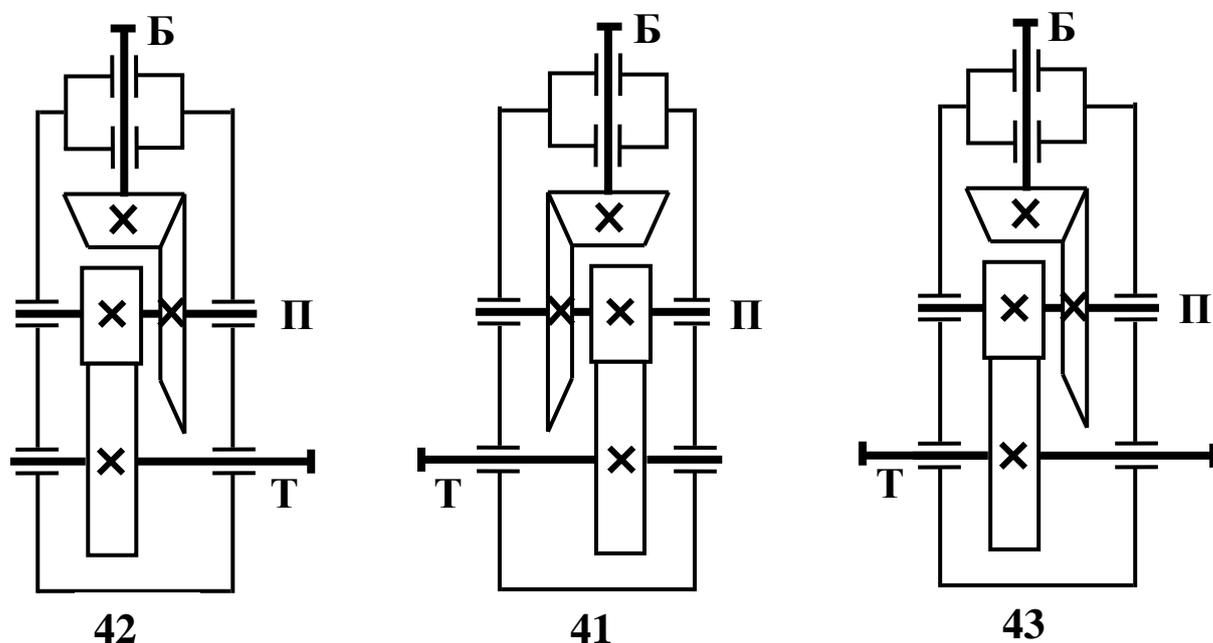


Рисунок 5 – Основные схемы двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов

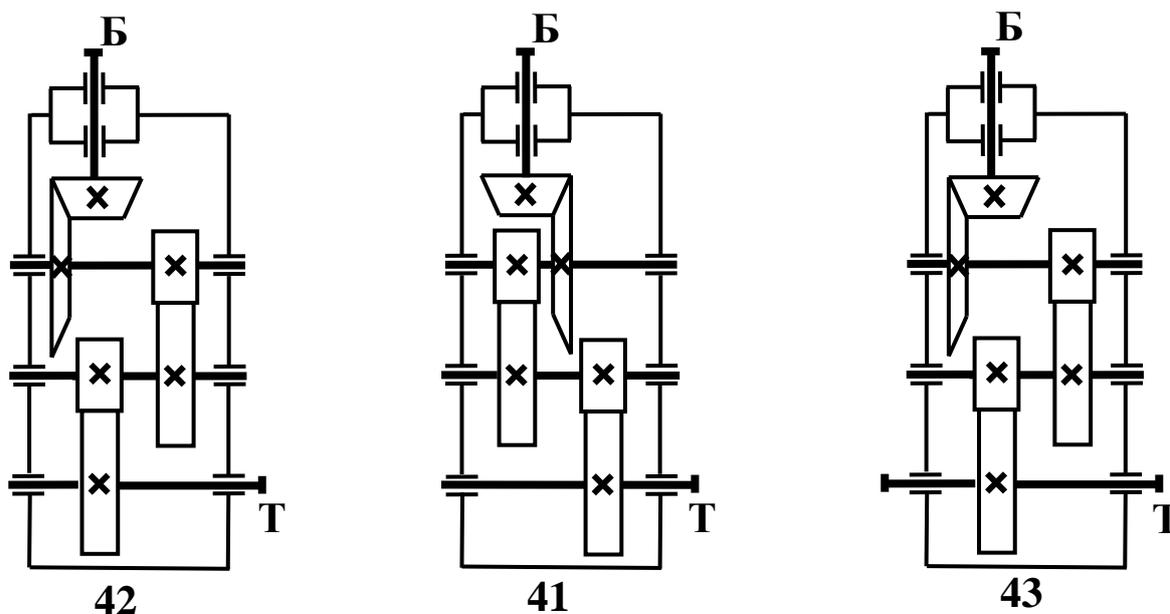


Рисунок 6 – Основные схемы трёхступенчатых коническо-цилиндрических редукторов

4.3 Конструкция конических и коническо-цилиндрических редукторов

Конструктивное оформление конического и коническо-цилиндрического редукторов [10] представлено на рисунках 7, 8, 9 и 10. Корпуса редукторов (рисунки 7 и 9) обычно выполняют из серого чугуна с разъемом по плоскости расположения валов. Они состоят из основания 1 и крышки 2, которые соединяются между собой болтами с гайками и шайбами 21, 22, 23. Взаимное расположение крышки и корпуса фиксируется коническими (реже цилиндрическими) штифтами 25. Отжимной винт 24 служит для разъединения основания корпуса и крышки. Для осмотра состояния зубчатых колес и заливки в редуктор масла в верхней части редуктора имеется смотровая крышка 28. В крышку обычно устанавливается отдушина 29, служащая для выравнивания давления воздуха внутри и снаружи редуктора. Иногда отдушина вворачивается в верхнюю часть корпуса редуктора. Контроль уровня масла в представленных редукторах осуществляют при помощи жезлового маслоуказателя 27. Для контроля уровня масла могут также использоваться

фонарные и трубчатые маслоуказатели, и мерные пробки. Для слива отработанного масла в нижней части корпуса имеется пробка 26. Смазывание подшипников быстроходного вала консистентной смазкой осуществляют через пресс-масленку (тавотницу) 30. Для транспортировки редуктора предусмотрены проушины 32 и грузовые крюки 31.

Редуктор конический одноступенчатый представлен на рисунках 7 и 8. Быстроходный и тихоходный валы установлены на конических роликоподшипниках, установленных враспор. Быстроходный вал установлен в стакане 15, что облегчает регулировку зацепления до совпадения вершин начальных конусов шестерни 6 и колеса 7. Осевое положение стакана с быстроходным валом и шестерней регулируют металлическими прокладками 18, установленными между корпусом и фланцем стакана 15. Для регулировки подшипников тихоходного вала и зацепления между корпусом и крышками установлены металлические прокладки 18. Осевую регулировку колес производят после регулировки подшипников (см. раздел 6). Крышки и стакан крепятся к корпусу винтами 20. В сквозных крышках установлены манжетные уплотнения 19, их назначение – исключить вытекание масла из редуктора и попадание пыли и грязи в редуктор.

Для передачи вращающего момента на валах установлены шпонки 10.

Смазка колес производится окунанием в масляную ванну.

Редуктор коническо-цилиндрический представлен на рисунках 9 и 10.

Быстроходная ступень (зубчатые колеса поз. 6 и 7) коническая с круговым зубом, тихоходная ступень (зубчатые колеса поз. 8 и 9) цилиндрическая косозубая. Быстроходный вал выполнен за одно целое с шестерней, такая конструкция называется вал-шестерня. Он установлен на трех подшипниках в стакане 15. Левые по чертежу конические роликоподшипники – 7315 воспринимают радиальную и осевую нагрузки, правый роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами – 2318 воспринимает только радиальную нагрузку. Между подшипниками на валу установлена распорная втулка 13, и они стянуты двумя круглыми шлицевыми

гайками 11.

Промежуточный вал также выполнен за одно целое с цилиндрической косозубой шестерней, на нем установлено коническое колесо 7. Сам вал установлен в корпус на конических роликоподшипниках – 7614. Тихоходный вал 5 установлен в корпус на конических роликоподшипниках – 7620, на нем установлено цилиндрическое зубчатое колесо 9. Для регулировки подшипников и конического зацепления используются металлические прокладки 18.

Для передачи вращающего момента на валах установлены шпонки 10.

Смазка колес производится окунанием в масляную ванну [8].

Обозначение позиций в соответствии с рисунками 7, 8, 9 и 10:

- 1 – основание корпуса;
- 2 – крышка корпуса;
- 3 – вал быстроходный, входной, ведущий (вал-шестерня);
- 4 – вал промежуточный (вал-шестерня);
- 5 – вал тихоходный, выходной, ведомый;
- 6 – шестерня коническая (вал-шестерня);
- 7 – колесо коническое;
- 8 – шестерня цилиндрическая (вал-шестерня);
- 9 – колесо цилиндрическое;
- 10 – шпонка;
- 11 – гайка круглая шлицевая;
- 12 – шайба концевая;
- 13 – втулка распорная;
- 14 – подшипники качения;
- 15 – стакан;
- 16 – крышка подшипника сквозная;
- 17 – крышка подшипника глухая;
- 18 – прокладки регулировочные;

- 19 – уплотнение вала (манжета);
- 20 – винты крепления крышек и стаканов;
- 21, 22, 23 – болты стяжные, шайбы пружинные, гайки крепежные;
- 24 – винт отжимной;
- 25 – штифт конический;
- 26 – пробка для слива масла;
- 27 – маслоуказатель жезловый;
- 28 – крышка смотровая;
- 29 – отдушина;
- 30 – пресс-масленка (тавотница);
- 31 – крюк грузовой;
- 32 – проушина.

4.4 Геометрия конического прямозубого зацепления

Основные параметры ортогональных конических зубчатых передач (рисунок 11) для редукторов и мультипликаторов определены в межгосударственном стандарте ГОСТ 12289-76 «Передачи зубчатые конические. Основные параметры» [2]. Данный стандарт регламентирует:

- номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} мм:

50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600;

- номинальные передаточные числа конической передачи u :

1,00; (1,12); 1,25; (1,40); 1,60; (1,80); 2,00; (2,24); 2,50; (2,80); 3,15; (3,55); 4,00; (4,50); 5,00; (5,60); 6,30;

- ширину зубчатого венца b , значения которой представлены в таблице 1 с сокращениями.

Таблица 1 – Ширина зубчатого венца по ГОСТ 12289-76 [2]

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Ширины зубчатых венцов b , мм, для номинальных передаточных чисел u													
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50
50	10	9,5	9	9	8,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-
56	11	10,5	10	10	9,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-
71	14	14	13	12	12	11,5	11,5	-	-	-	-	-	-	-
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	-	-	-	-	-
90	18	17	16	16	15	14	14	14	14	-	-	-	-	-
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-
112	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	-
140	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24
180	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	20
225	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	70	70	70	70
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75

Примечания

1 Все значения, указанные без скобок рекомендуется предпочитать значениям, заключенным в скобки.

2 Фактические значения d_{e2} не должны отличаться от номинальных более чем на 2 %.

3 Фактические значения u не должны отличаться от номинальных более чем на 3 %.

В данной лабораторной работе изучается конический одноступенчатый редуктор с ортогональной прямозубой конической передачей. Геометрию конического прямозубого зацепления регламентирует ГОСТ 19624-74 «Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчёт геометрии» [3].

Для удобства измерения размеры зубьев прямозубых конических колёс принято определять по внешнему торцу. Поэтому основным модулем конического прямозубого зацепления является максимальный модуль зубьев – внешний окружной модуль m_{te} , значения которого, согласно [3] рекомендуется выбирать по ГОСТ 9563-60 [4] из ряда:

1,00; (1,125); 1,25; (1,375); 1,50; (1,75); 2,00; (2,25); 2,50; (2,75); 3,00; (3,50); 4,00; (4,50); 5,00; (5,50); 6,00; (7,0); 8,0; (9,0); 10,0; (11,0); 12,0; (14,0); 16,0; (18,0); 20,0; 25,0.

Все параметры, относящиеся к шестерне (меньшему из зубчатых колес) принято обозначать с индексом «1», а параметры колеса (большого из зубчатых колес) с индексом «2».

1 Числа зубьев шестерни и колеса Z_1 и Z_2 .

2 Передаточное число передачи $u = Z_2/Z_1$. (1)

3 Углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (2)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 .$$

4 Для стандартных конических редукторов с передаточным числом $u > 1$ согласно приложения 2 к ГОСТ 19624-74 [3] шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением, а колесо – с равным ему по величине отрицательным смещением (коэффициенты смещения $x_1 = -x_2$). Значения коэффициентов смещения для ортогональных конических зубчатых передач с

прямыми зубьями рекомендуется выбирать по таблице 2.

Таблица 2 – Коэффициенты смещения для ортогональных конических зубчатых передач с прямыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 13754-81 (с сокращениями) [6]

Число зубьев шестерни Z_1	Значения коэффициента смещения x_1 при передаточном числе передачи u									
	1,0	1,12	1,25	1,40	1,60	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	-	-	-	-	-	0,50	0,53	0,56	0,57
13	-	-	-	-	-	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	-	-	-	0,27	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	-	-	0,18	0,25	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	-	0,10	0,17	0,24	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

Для передач, у которых u и Z_1 отличаются от указанных в таблице 2, коэффициенты смещения принимаются с округлением в большую сторону.

5 Для ортогональной ($\Sigma=90^\circ$) конической зубчатой передачи с учётом ГОСТ 19624-74 [3] и ГОСТ13754-81 «Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур» [6] значения параметров и коэффициентов исходного контура должны быть следующими:

- угол главного профиля $\alpha = 20^\circ$;
- коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$;
- коэффициент высоты ножки $h_f^* = 1,2$;
- коэффициент радиального зазора в зацеплении $c^* = 0,2$.

Следовательно, высота зуба на внешней стороне:

$$h = 2,2 \cdot m_{te}, \quad (3)$$

где: высота головки $h_a = m_{te}$, высота ножки $h_f = 1,2m_{te}$, следовательно радиальный зазор в зацеплении $c = 0,2 m_{te}$.

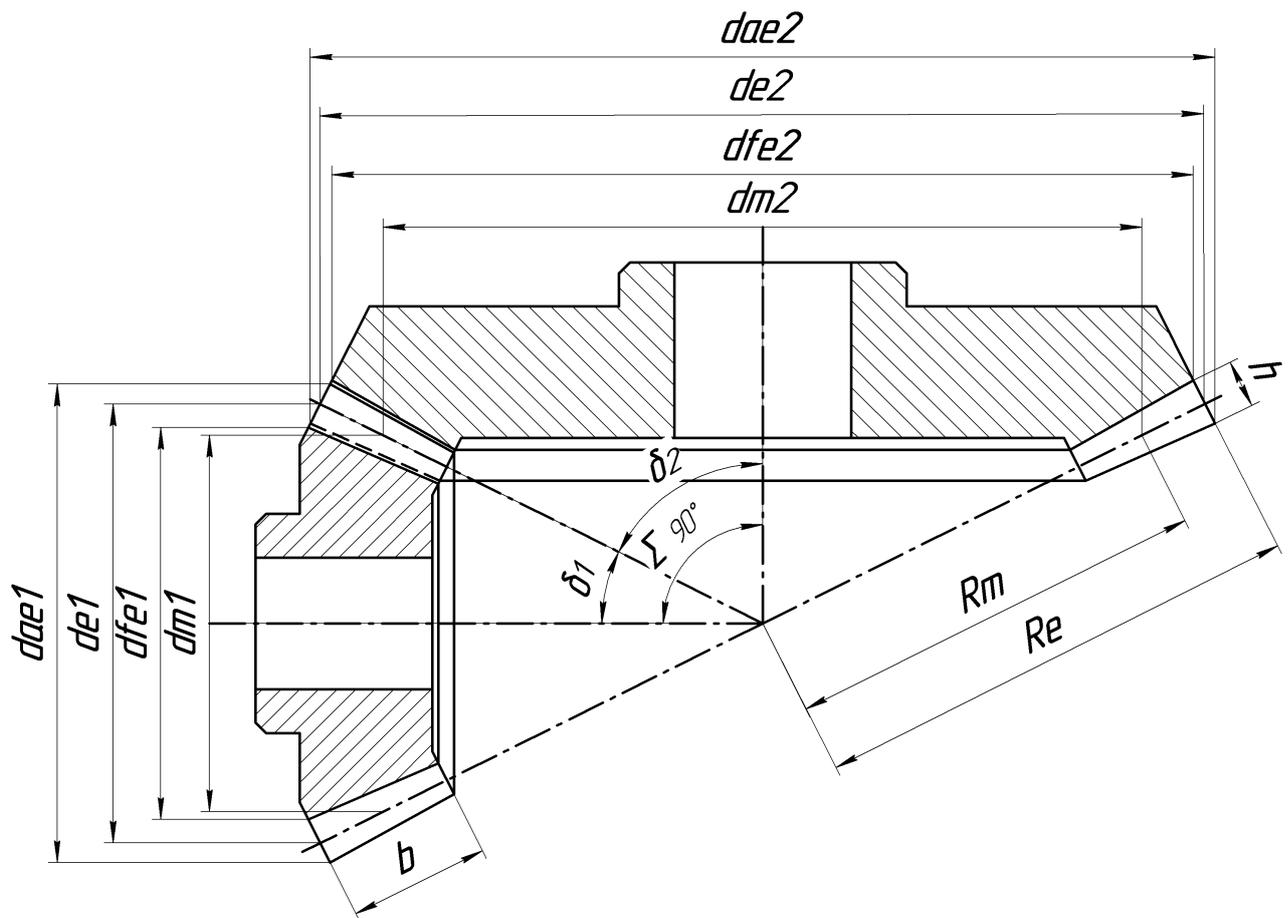


Рисунок 11 – Геометрические параметры ортогонального конического зубчатого зацепления

6 Внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} , мм:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1; \quad (4)$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2.$$

7 Внешние диаметры окружностей выступов шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} , мм:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + x_1) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1; \quad (5)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 - x_2) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2.$$

8 Внешние диаметры окружностей впадин шестерни d_{fe1} и колеса d_{fe2} , мм:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot (1,2 - x_1) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1; \quad (6)$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot (1,2 + x_2) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2.$$

9 Внешнее конусное расстояние R_e , мм:

$$R_e = \frac{m_{te}}{2} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}. \quad (7)$$

10 Ширина конического зубчатого венца b , мм стандартное значение, в соответствии с таблицей 1:

$$b \leq 0,3 \cdot R_e. \quad (8)$$

11 Среднее конусное расстояние R_m , мм:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b. \quad (9)$$

12 Средние делительные диаметры шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} , мм:

$$d_{m1} = 2 \cdot R_m \cdot \cos \delta_1; \quad (10)$$

$$d_{m2} = 2 \cdot R_m \cdot \cos \delta_2.$$

13 Средний нормальный модуль зацепления m_{mn} , мм (значение округлить до двух знаков после запятой):

$$m_{mn} = \frac{d_{m1}}{Z_1} = \frac{d_{m2}}{Z_2}. \quad (11)$$

14 Внешний окружной шаг зацепления P_{te} , мм:

$$P_{te} = m_{te} \cdot \pi. \quad (12)$$

4.5 Силы, действующие в коническом прямоугольном зацеплении

При работе конической передачи нагрузка между зубьями передается по площади пятна контакта, причем распределение интенсивности нагрузки по пятну контакта неравномерно [9]. Поэтому условно считают, что вся нагрузка

приложена в полосе зацепления и направлена по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев. Ее называют – сила нормального давления F_n . Силу нормального давления раскладывают на три составляющие: F_t – окружную, F_r – радиальную, F_a – осевую (рисунок 12).

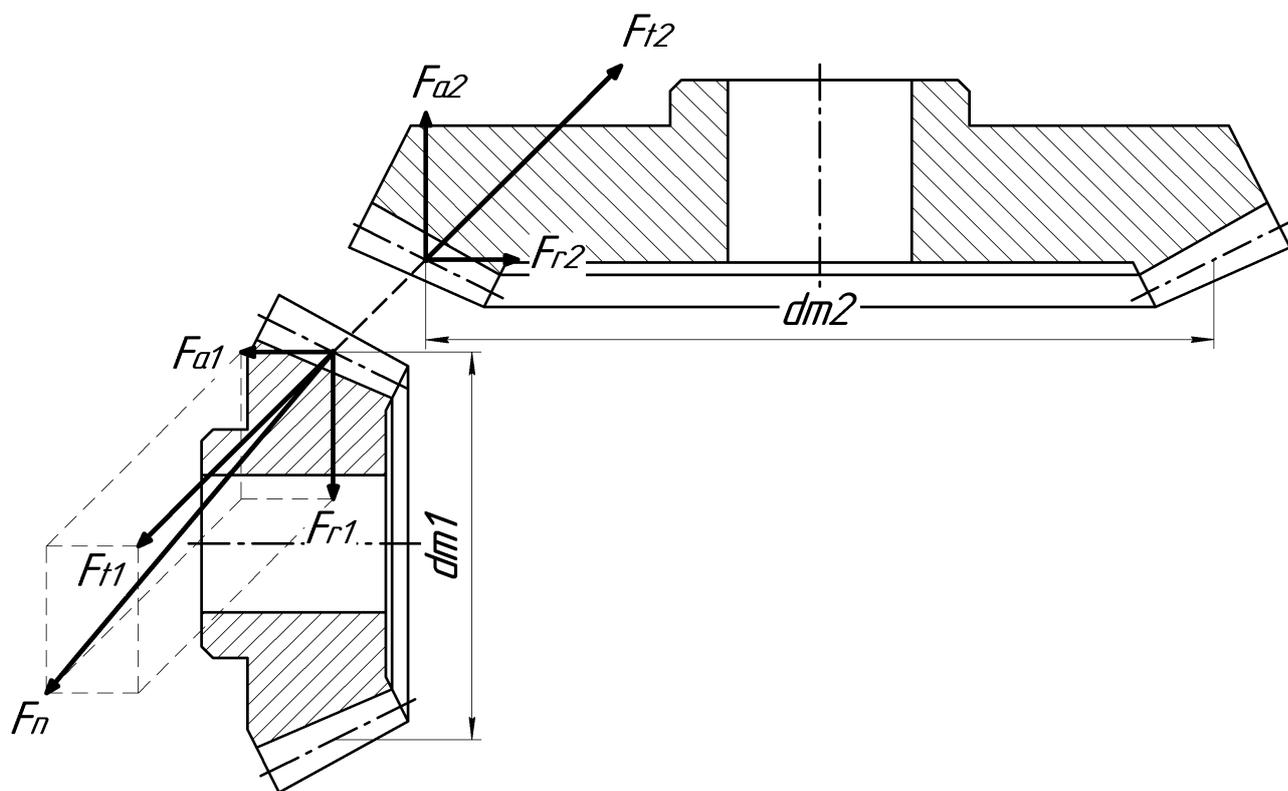


Рисунок 12 – Силы, действующие в коническом зацеплении

Составляющие силы нормального давления вычисляются по следующим зависимостям:

- окружные составляющие (F_{t1} и F_{t2}) на шестерне и колесе соответственно:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot T_2}{\eta \cdot d_{m2}}, \quad (13)$$

где T_1 и T_2 – значения вращающих моментов (Н·мм) на шестерне и колесе соответственно;

d_{m1} и d_{m2} , – значения среднего делительного диаметра (мм) шестерни и колеса,

$\eta = 0,96 \dots 0,97$ – коэффициент полезного действия (КПД)

конической зубчатой передачи редуктора;

- радиальная составляющая на шестерне, равная осевой составляющей на колесе:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1, \quad (14)$$

где α – угол главного профиля зацепления ($\alpha=20^\circ$);

δ_1 – угол делительного конуса шестерни;

- радиальная составляющая на колесе, равная осевой составляющей на шестерне:

$$F_{r2} = F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2; \quad (15)$$

- сила нормального давления в зацеплении:

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}. \quad (16)$$

4.6 Нагрузочная способность конической прямозубой передачи

Основным критерием работоспособности закрытых конических зубчатых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев. Усталостное контактное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев является основным видом повреждений поверхности зубьев закрытых передач. Оно возникает вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений и проявляется в виде ямок на рабочих поверхностях, число и размеры которых увеличиваются. Для предотвращения этого явления размеры передачи определяются таким образом, чтобы рабочие контактные напряжения в передаче были меньше или равны допускаемым напряжениям для материалов колес.

Контактные напряжения σ_H для конических зубчатых передач с прямыми зубьями определяют по формуле, которая получена из формулы Герца

подстановкой в нее параметров зацепления:

$$\sigma_H = \frac{950}{(1 - 0,5\psi_{bRe})} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{d_{e2}^3 \cdot \psi_{bRe}}} \leq [\sigma]_H \quad (17)$$

где **950** – коэффициент, учитывающий механические свойства стали, форму поверхностей зубьев и длину контактных линий;

$K_H \approx 1,3$ коэффициент нагрузки;

u – передаточное число передачи;

T_2 – вращающий момент на ведомом валу (колесе) передачи, Н·мм;

d_{e2} – внешний делительный диаметр колеса, мм;

$\psi_{bRe} \approx 0,285$ – коэффициент ширины зубчатого венца по конусному расстоянию;

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2} \leq [\sigma]_{Hmin}; \quad (18)$$

$$[\sigma]_{H1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim61(2)}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{2 \cdot HB_{1(2)} + 70}{1,1} \cdot 1,0 \quad \text{МПа}; \quad (19)$$

где $HB_{1(2)}$ – твердость по Бринеллю материала шестерни, зубчатого колеса;

$\sigma_{Hlim61(2)} = 2HB_{1(2)} + 70 \text{ МПа}$ – предел контактной выносливости стали при термообработке – нормализация, улучшение (твердость $H \leq 350\text{HB}$);

$K_{HL} = 1,0$ коэффициент долговечности для редукторостроения;

$S_H = 1,1$ коэффициент безопасности при твердости $H \leq 350\text{HB}$;

В редукторостроении экономически целесообразно применять стали с твердостью $H \leq 350\text{HB}$, таблица 3.

Таблица 3 – Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B Н/мм ²	Предел текучести σ_T Н/мм ²	Твердость НВ (средняя)	Термообработка	
45	100-500	570	200	190	Нормализация	
45	До 90	780	440	230		
	90-120	730	390	210		
	Св. 130	690	340	200		
30ХГС	До 140	1020	840	260	Улучшение	
	Св. 140	930	740	250		
40Х	До 120	930	690	270		
	120-160	880	590	260		
	Св. 160	830	540	245		
40ХН	До 150	930	690	280		
	140-180	880	590	265		
	Св. 180	835	640	250		
40Л	Любой	520	290	160		Нормализация
45Л	Любой	540	310	180		
35ГЛ	Любой	590	340	190		Улучшение
35ГСЛ	Любой	790	590	220		

Нагрузочной способностью редуктора является предельно допустимый момент на тихоходном валу, который определяется контактной прочностью зубьев, а также мощность на этом валу, зависящая от частоты вращения и допускаемого момента.

Предельно допустимый момент на тихоходном валу определим преобразовав формулу (17):

$$[T]_2 = \frac{d_{e2}^3 \cdot [\sigma]_H^2}{u \cdot \left(\frac{\left[\frac{950}{(1 - 0,5\psi_{bRe})} \right]^2 \cdot K_H}{\psi_{bRe}} \right)} = \frac{d_{e2}^3 \cdot [\sigma]_H^2}{u \cdot 5,6 \cdot 10^6} \quad \text{Н} \cdot \text{мм}; \quad (20)$$

Анализ формулы (20) показывает, что предельно допустимый момент на тихоходном валу (нагрузочная способность) в первую очередь зависит от (габаритов редуктора) внешнего делительного диаметра конического колеса –

d_{e2} так как этот параметр стоит в формуле в третьей степени. Во вторую очередь от (свойств материалов колес) допускаемого контактного напряжения $[\sigma]_H$ так как этот параметр стоит в формуле во второй степени. И в третью очередь от передаточного числа u .

Мощность на тихоходном валу $[P]_2$ (нагрузочная способность) зависит от частоты вращения этого вала ω_2 и допускаемого момента $[T]_2$:

$$[P]_2 = [T]_2 \cdot \omega_2 \cdot 10^{-6} = \frac{[T]_2 \cdot \omega_1 \cdot 10^{-6}}{u} \quad \text{кВт}; \quad (21)$$

В связи с тем, что часть подводимой к редуктору мощности расходуется на трение в зацеплении, подшипниках и перемешивание масла, мощность, снимаемая с тихоходного вала, всегда меньше мощности, подводимой к быстроходному валу. Коэффициент полезного действия (КПД) редуктора

$$\frac{P_2}{P_1} = \eta; \quad (22)$$

В связи с тем, что на валы редуктора может действовать радиальная консольная нагрузка от открытых передач (рисунок 13), диаметры выходных концов валов делают больше, чем необходимо только для передачи вращающего момента.

Величина номинальной радиальной нагрузки приводится в паспортных данных редуктора.

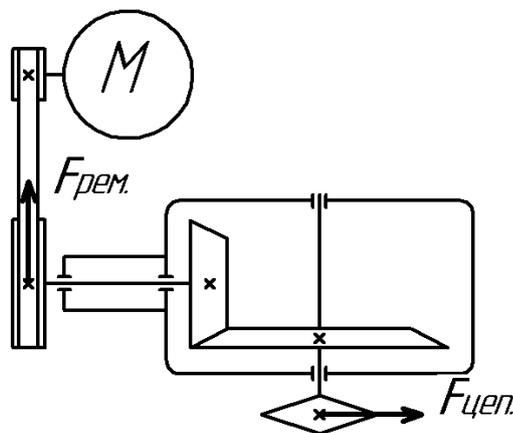


Рисунок 13 – Внешние силы, действующие на валы редукторов

5 Порядок выполнения работы

5.1 Изучение конструкции и назначения редуктора

1 Убедитесь, что редуктор закреплен на стойке и собран: крышка закрыта и закреплена болтами.

2 Возьмитесь одной рукой за быстроходный (меньший по диаметру) вал, другой за тихоходный. Вращая на 0,3 – 0,6 оборота один из валов, а другой удерживая неподвижно, убедитесь, что прикладывая момент к быстроходному валу, вы не можете удержать тихоходный и, наоборот, удерживая быстроходный вал, вы не можете провернуть тихоходный. Это говорит о том, что редуктор – это механизм, предназначенный для увеличения вращающего момента.

3 Отметив мелом, положение тихоходного вала, поверните быстроходный столько раз, сколько необходимо для полного оборота тихоходного. Полученное число будет ориентировочно равно передаточному числу редуктора. Таким образом, вы убедитесь, что редуктор – это механизм, служащий для уменьшения частоты вращения.

Рычаг Архимеда дает выигрыш в силе, но проигрыш в расстоянии. Редуктор – это то же самое, но для вращательного движения; он дает выигрыш в моменте, но проигрыш в частоте вращения.

Необходимость редукторов обусловлена тем, что рабочие органы машин обычно требуют больших моментов при малых частотах вращения, а двигатели обычно имеют большие частоты вращения при малых моментах. Редуктор выполняет роль согласующего элемента между двигателем и рабочим валом машины.

5 Частично разберите редуктор. Для этого открутите и снимите болты крепления крышки корпуса с основанием. Винты крепления крышек подшипников ослабьте, и полностью вывинтите те из них, которые установлены в крышку корпуса. Снимите крышку корпуса.

6 Осмотрите редуктор при снятой крышке. Медленно вращая быстроходный вал, изучите принцип зацепления конических колес.

5.2 Определение параметров зацепления

1 Измерьте высоту зуба на внешней стороне h (рисунок 11) и ориентировочно определите внешний окружной модуль m_{te} (мм) по формуле (3). Полученное значение округлите до стандартного по ГОСТ9563-60 (стр. 23).

2 Отметив мелом по одному зубу на шестерне и колесе, вращая их, посчитайте числа зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 . Исходя из полученных значений чисел зубьев, рассчитайте значение передаточного числа u по формуле (1).

3 Измерьте внешние диаметры вершин зубьев шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} и ширину зубчатого венца колеса b .

4 Определите углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 по формулам (2).

5 Рассчитайте значения внешних делительных диаметров шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} по формулам (4) и сравните значение d_{e2} со стандартным по ГОСТ 12289-76 (стр. 22 под ред. И.Н. Жестковой.).

6 Так как изучаемый нами редуктор выпускается на предприятии в условиях серийного производства, то как правило, в таких передачах применяется смещение. Значения коэффициента смещения определите по формуле:

$$x_1 = \frac{d_{ae1} - d_{e1}}{2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1} - 1. \quad (23)$$

Полученное значение коэффициента смещения сравните с рекомендуемым по ГОСТ 13754-81 (см. таблицу 2).

7 Определите значения внешних диаметров окружностей выступов шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} по формулам (5); полученные значения сравните со значениями, полученными замером.

8 Рассчитайте значения внешних диаметров окружностей впадин

шестерни d_{fe1} и колеса d_{fe2} по формулам (6).

9 Рассчитайте значение внешнего конусного расстояния R_e конической передачи по формуле (7) и проверьте условие (8).

10 Рассчитайте значение среднего конусного расстояния R_m конической передачи по формуле (9).

11 Рассчитайте значение средних делительных диаметров шестерни шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} по формулам (10).

12 Найдите значение среднего нормального модуля зацепления m_{mn} по формуле (11), значение необходимо округлить до двух знаков после запятой.

13 Найдите значение шага зацепления на внешней стороне зубьев P_{te} по формуле (12).

5.3 Оценка нагрузочной способности одноступенчатого конического редуктора

Материалы зубчатых колес назначает преподаватель (таблица 3), причем твердость материала шестерни выше, чем твердость материала колеса, так как зубья шестерни чаще входят в зацепление, чем зубья колеса.

1 По формуле (19) рассчитайте допускаемые контактные напряжения для конических шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

2 По формуле (18) определите расчетное допускаемое контактное напряжение для конической передачи $[\sigma]_H$.

3 По формуле (20) определите предельно допустимый момент на тихоходном валу $[T]_2$, определяемый контактной прочностью зубьев.

4 По формуле (21) при угловой скорости быстроходного вала $\omega_1 = 150$ рад/с определите мощность на тихоходном валу $[P]_2$, определяемую контактной прочностью зубьев и угловой скоростью валов.

5 По формулам (13), (14), (15) и (16) определите силы в коническом зацеплении при максимально допустимом моменте на тихоходном валу $[T]_2$.

6 Заполните таблицу 4 для окончательного уяснения вопроса о нагрузочной способности редуктора.

Таблица 4 – Нагрузочная способность редуктора, в зависимости от материалов и термообработки колес и частоты вращения валов

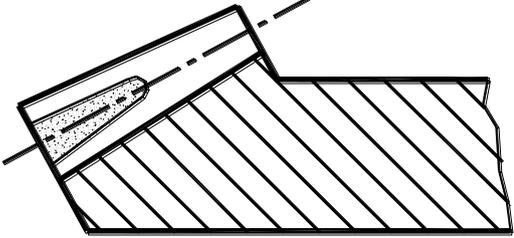
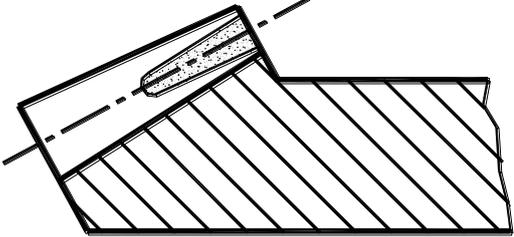
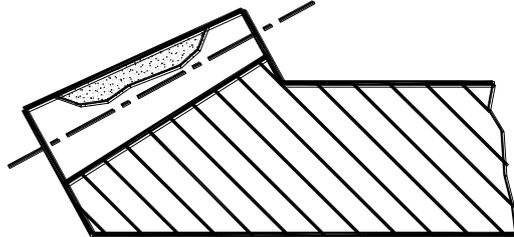
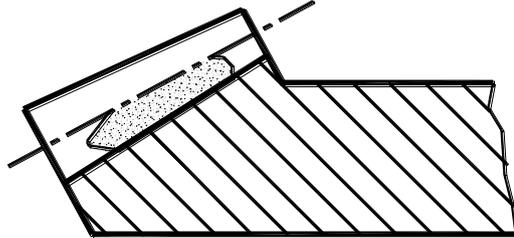
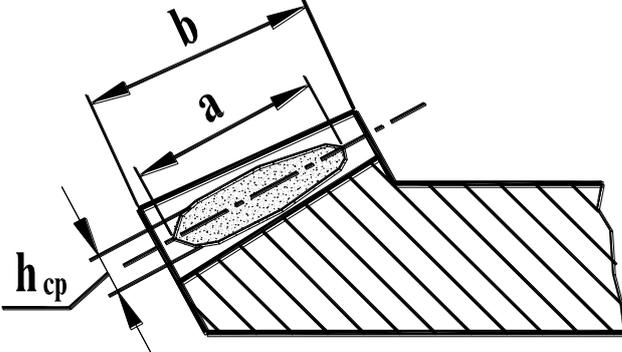
Марка стали	Вид термической обработки	Твердость	$[\sigma]_H$, МПа	Т Н·м	Частота вращения быстроходного вала, об/мин			
					750	1000	1500	3000
35	нормализация	174 НВ	380					
45	улучшение	240 НВ	500					
40ХН	закалка ТВЧ	50 HRC	875					
12ХНЗА	цементация	60 HRC	1150					

6 Регулировка конических редукторов

Регулировка конических редукторов осуществляют в два этапа. На первом этапе производят регулировку подшипников. Для быстроходного вала между крышкой подшипника 16 и стаканом 15, а для тихоходного вала между корпусом и крышками подшипников 16, 17 устанавливается такое количество металлических прокладок 18, которое обеспечивает отсутствие люфтов и свободное (от руки) проворачивание валов при затянутых винтах крепления крышек 20.

На втором этапе производится регулировка зацепления до совмещения вершин начальных конусов, которое контролируется по пятну контакта зубьев (таблица 5).

Таблица 5 – Регулировка конического зацепления

Положение пятна контакта на зубьях колеса	Необходимые действия
1	2
	<p>Шестерню подвинуть к колесу – убрать часть прокладок между корпусом и стаканом</p>
	<p>Шестерню отодвинуть от колеса – добавить несколько прокладок между корпусом и стаканом</p>
	<p>Колесо подвинуть к шестерне – переложить часть прокладок из под одной под другую крышку подшипника тихоходного вала – сохраняя общее число прокладок</p>
	<p>Колесо отодвинуть от шестерни – переложить часть прокладок из под одной под другую крышку подшипника тихоходного вала – сохраняя общее число прокладок</p>
	<p>Правильное расположение. Размеры пятна контакта зависят от степени точности передачи и составляют: $a = (0,4 \dots 0,8) \cdot b$ $h_{cp} = (0,6 \dots 0,9) \cdot h$</p>

7 Вопросы для самопроверки и контроля

1. Назовите диапазон значений, в котором может находиться величина межосевого угла конической передачи.
2. Дайте определения редуктора и мультипликатора.
3. Назовите недостатки конической зубчатой передачи по сравнению с цилиндрической.
4. Для чего в верхней части корпуса редуктора размещают отдушину?
5. Перечислите разновидности конических передач по форме линии зуба.
6. Назовите диапазоны углов наклона зубьев в конических передачах с тангенциальными и круговыми зубьями и какие характеристики передачи зависят от величины данного угла.
7. Перечислите основные осевые формы зубьев конических колес и в каких случаях применяется каждая разновидность форм зубьев.
8. Назовите основные геометрические параметры конических передач, которые регламентируются стандартами.
9. Приведите примеры конструктивных исполнений редукторов, в которых применяется коническая зубчатая передача.
10. Назовите диапазоны передаточных чисел при которых применяют конические одноступенчатые и коническо-цилиндрические двух- и трехступенчатые редукторы.
11. Дайте определения модуля зацепления и какие разновидности модулей используются при геометрических расчетах в конических передачах?
12. Как определяется внешний делительный диаметр шестерни (колеса)?
13. Приведите зависимость для определения углов делительного конуса для шестерни и колеса.
14. Как рассчитывается внешнее конусное расстояние конической передачи?
15. Как рассчитывается среднее конусное расстояние конической передачи?

16. Приведите зависимости для определения величины среднего нормального модуля в коническом прямозубом зацеплении.
17. Как определяется передаточное число в конической передаче?
18. Какие составляющие силы нормального давления действуют в коническом зацеплении?
19. Назовите основной критерий работоспособности закрытых конических передач в редукторах.
20. От каких параметров зависит нагрузочная способность конического редуктора?
21. Как определяется допускаемое контактное напряжение для конического зацепления?
22. Какой параметр оказывает решающее влияние на допускаемое значение контактного напряжения?
23. Почему узел быстроходного вала конического редуктора устанавливается в стакане?
24. Как осуществляют регулировку пятна контакта в зацеплении и регулировку подшипников?
25. Как осуществляется контроль уровня масла в редукторах?
26. Кокой способ смазки передач и подшипников в рассматриваемом редукторе?
27. Какую роль играют манжетные уплотнения, устанавливаемые в проточки сквозных крышек?
28. Для каких целей применяют металлические прокладки, устанавливаемые под крышки подшипниковых узлов?
29. Для каких целей применяют металлические прокладки, устанавливаемые под фланец стакана подшипникового узла быстроходного вала?
30. Какую роль играют шпонки в редукторе?

Список использованных источников

1 ГОСТ 19325-73. Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения. – Введ. 1975–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 90 с.

2 ГОСТ 12289-76. Передачи зубчатые конические. Основные параметры. – Введ. 1977–01–07. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 8 с.

3 ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии. – Введ. 1975–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 48 с.

4 ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули. – Введ. 1962–01–07. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 5 с.

5 ГОСТ 27142-97. Редукторы конические и коническо-цилиндрические. Параметры. – Взамен ГОСТ 27142-86; введ. 2002–01–01. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации; М.: Изд-во стандартов, 2001. – 6 с.

6 ГОСТ 13754-81. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур. – Введ. 1981–02–23. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 4 с.

7 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т.3 / В.И. Анурьев под ред. И.Н. Жестковой – 8-е изд., перераб. и доп.; – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил. – ISBN 5-217-02965-X.

8 Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2002. – 408 с.: ил. – ISBN 6-06-004063-1.

9 Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – 2-е изд., перераб. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 520 с. – (Сер. Механика в техническом университете; Т.8). – ISBN 5-7038-2735-7.

10 Цехнович, Л.И. Атлас конструкций редукторов: учебное пособие для технических вузов / Л.И. Цехнович, – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев.: Выща школа, 1990. – 150, [1] с.: ил. - ISBN: 5-11-002156-2.

Приложение А

(обязательное)

Отчет по лабораторной работе №4

«Изучение конструкции, регулировка и оценка
нагрузочной способности конического редуктора»

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Эскиз шестерни и колеса с указанием размеров.
4. Основные параметры редуктора (таблица А1).

Таблица А.1 – Основные параметры конического редуктора

Параметр	Обозначение, размерность, (№ формулы)	Значение
1	2	3
Параметры получаемые измерением		
1 Число зубьев шестерни	Z_1	
2 Число зубьев колеса	Z_2	
3 Внешняя высота зуба	h , мм	
4 Внешний диаметр окружности выступов шестерни	d_{ae1} , мм	
5 Внешний диаметр окружности выступов колеса	d_{ae2} , мм	
6 Ширина зубчатого венца	b , мм	

Продолжение таблицы А.1

1	2	3
Параметры получаемые вычислением		
7 Передаточное число	u , (1)	
8 Угол делительного конуса шестерни	δ_1 , градусы, (2)	
9 Угол делительного конуса колеса	δ_2 , градусы, (2)	
10 Внешний делительный диаметр шестерни	d_{e1} , мм, (4)	
11 Внешний делительный диаметр колеса	d_{e2} , мм, (4)	
12 Внешний диаметр окружности выступов шестерни	d_{ae1} , мм, (5)	
13 Внешний диаметр окружности выступов колеса	d_{ae2} , мм, (5)	
14 Внешний диаметр окружности впадин шестерни	d_{fe1} , мм, (6)	
15 Внешний диаметр окружности впадин колеса	d_{fe2} , мм, (6)	
16 Внешнее конусное расстояние	R_e , мм, (7)	
17 Ширина зубчатого венца, стандартное значение (таблица 1)	b , мм	
18 Среднее конусное расстояние	R_m , мм, (9)	
19 Средний делительный диаметр шестерни	dm_1 , мм, (10)	

Продолжение таблицы А.1

1	2	3
20 Средний делительный диаметр колеса	d_{m2} , мм, (10)	
21 Средний нормальный модуль зацепления	m_{mn} , мм, (11)	
22 Внешний окружной шаг зацепления	P_{te} , мм, (12)	
23 Материал зубчатых колес		
24 Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma]_H$, МПа, (18)	
25 Предельно допустимый момент на тихоходном валу	$[T]_2$, Н·мм, (20)	
26 Мощность на тихоходном валу, при угловой скорости быстроходного вала $\omega_2 = 150$ рад/с	$[P]_2$, кВт, (21)	
27 Окружные силы $F_{t1} = F_{t2}$,	F_t , Н, (13)	
28 Радиальная сила на шестерне, равная осевой на колесе $F_{r1} = F_{a2}$	F_{r1} , Н, (14)	
29 Радиальная сила на колесе, равная осевой на шестерне $F_{a1} = F_{r2}$	F_{r2} , Н, (15)	
30 Сила нормального давления $F_{n1} = F_{n2}$	F_n , Н, (16)	

5. Выводы.

Исполнитель: студент _____

_____ группа Ф.И.О., подпись

Принял _____

_____ Ф.И.О., подпись