**Министерство образования Красноярского края**

**краевое государственное бюджетное**

**профессиональное образовательное учреждение**

 **«Минусинский сельскохозяйственный колледж»**

#

# МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

**ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

**дисциплина ОП.02 Техническая механика**

**специальности 23.02.03. Техническое обслуживание и**

**ремонт автомобильного транспорта**

**Минусинск, 2017**

|  |  |
| --- | --- |
| Одобрены цикловой комиссией технических специальностейПротокол № \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_«\_\_\_\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_20\_\_\_гМетодист ЦК\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Н.Н.Казанцева | УТВЕРЖДАЮЗаместитель директорапо учебной работе\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ И.В. Гуменко«\_\_\_\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ 20\_\_\_\_\_г. |

Методические рекомендациипо выполнению курсового проекта разработаны в соответствии с федеральным государственным образовательным стандартом по специальности 23.02.03. Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта утвержденным приказом Министерства образования и науки Российской Федерации от 22 апреля от 2014г №383 и рабочей программой ОП.02. Техническая механика

Методические указания предназначены для обучающихся очной и заочной формы обучения по выполнению и оформлению курсового проекта по дисциплине ОП.02. Техническая механика

 Организация-разработчик:   краевое государственное бюджетное

 профессиональное образовательное учреждение

 «Минусинский сельскохозяйственный колледж».

 Разработчик: Никонова Светлана Юрьевна, преподаватель общепрофессиональных

 дисциплин

**СОДЕРЖАНИЕ**

 Введение 4

 1. Цели и задачи выполнения курсового проекта 6

 2.Техническое задание курсового   проекта 8

 3. Требования, предъявляемые к курсовому проекту 9

 4. Содержание, объем и методические указания по оформлению пояснительной

 записки 10

 5. Методические указания по разработке разделов курсового проекта 12

 6. Пример расчета цилиндрической зубчатой передачи 29

 7.Методические указания по оформлению графической части проекта 36

#  8.Заключение 37

 9.Список использованной литературы 38

**Введение**

 В соответствии с учебным планомдисциплины ОП.02.Техническая механика, специальности 23.02.03. «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта» изучение дисциплины ''Техническая механика'' заканчивается выполнением курсового проекта «Расчет цилиндрической зубчатой передачи».

 Курсовой проект является самостоятельной расчетно-конструкторской работой студентов, способствует закреплению и углублению знаний, полученных при изучении общетехнических дисциплин. Работа над курсовым проектом по деталям машин подготавливает учащихся к решению более сложных задач общетехнического характера, с которыми будущий техник встретится в своей практической деятельности по окончанию учебного заведения.

 Методические рекомендации по выполнению курсового проекта по ОП.02.Техническая механика, специальности 23.02.03. «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта», предназначены для оказания помощи в выполнении курсового проекта, овладения знаниями, умениями и навыками деятельности по специальности, опытом творческой и исследовательской деятельности и направлены на формирование общих и профессиональных компетенций:

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ОК 9. Ориентироваться в условиях частой смены технологий в профессиональной деятельности.

5.2. Техник должен обладать профессиональными компетенциями, соответствующими видам деятельности:

5.2.1. Техническое обслуживание и ремонт автотранспорта.

ПК 1.1. Организовывать и проводить работы по техническому обслуживанию и ремонту автотранспорта.

ПК 1.2. Осуществлять технический контроль при хранении, эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте автотранспорта.

ПК 1.3. Разрабатывать технологические процессы ремонта узлов и деталей.

ПК 2.3. Организовывать безопасное ведение работ при техническом обслуживании и ремонте автотранспорта.

 В результате выполнения курсового проекта по ОП.02.Техническая механика, специальности 23.02.03. «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта», обучающиеся должны:

**уметь:**

-производить расчет на растяжение и сжатие на срез, смятие, кручение и изгиб;

-выбирать детали и узлы на основе анализа их свойств для конкретного применения; **знать**:

- основные понятия и аксиомы теоретической механики, законы равновесия и перемещения тел;

- методики выполнения основных расчетов по теоретической механике, сопротивлению материалов и деталям машин;

- основы проектирования деталей и сборочных единиц; основы конструирования

Методические рекомендации определяют цели, задачи, порядок выполнения, а также содержат требования к оформлению курсового проекта.

 **1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

 Курсовой проект по дисциплине «Техническая механика» является самостоятельной работой студентов, завершающей этап общетехнической подготовки.

Цель курсового проектирования:

 расчет зубчатой передачи привода общего или специального назначения в соответствии с техническим заданием, оформление чертежа зубчатого колеса.

 ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ:

 -приобретение практических навыков расчета, конструирования и выполнения рабочих чертежей;

-осуществление расчетов по таким критериям работоспособности, как прочность, жесткость, износостойкость, долговечность;

- систематизация, углубление и закрепление знаний, полученных студентом при изучении теоретического курса;

- ознакомление студента с конструкциями типовых деталей и узлов;

- приобретение студентом знания современных правил, норм и методов конструирования машин и механизмов;

- привитие студенту навыков самостоятельного решения технических задач при расчете и конструировании механизмов и деталей общего назначения на основе ранее полученных знаний по всем предшествующим общеобразовательным и специальным дисциплинам.

- выполнение графической части курсового проекта в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД (Единой системы конструкторской документации).

 **2. Техническое задание курсового   проекта**

 Техническое задание курсового   проекта   состоит из 4 типов расчетных схем, каждая схема включает 10 вариантов.

 Для выполнения необходимо выбрать ту схему задания, номер которой соответствует последней цифре шифра зачетной книжки студента, и тот вариант числовых данных в этой схеме, который соответствует предпоследней цифрешифра.

Например, студент, имеющий шифр **184893**, должен выполнить курсовой проект соответствующий **третьей** схеме, вариант №**9**. Если последняя цифра шифра студента – ноль, то выполняется курсовой проект по десятой схеме. Если предпоследняя цифра ноль, то студент должен выполнить вариант №10 в своей схеме.

Задание

 Определить основные размеры цилиндрической передачи редуктора, если известны мощность на валу шестерни Р1 и угловая скорость ω1 Передаточное число передачи u. . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача не реверсивная, высоконагруженная. Материал зубчатых колес с твердостью на поверхности

 более HRC 45. Нагрузка постоянная.

Данные своего варианта принять по таблице.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Величина |  Вариант |  |
|  | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** |  |
| **P, кВт** | 6 | 8 | 7 | 10 | 12 | 9 | 14 | 16 | 13 | 18 |  |
| **W, рад/сек** | 0,8 | 1,2 | 1,4 | 0,9 | 1,6 | 1.4 | 0.8 | 1,9 | 1,8 | 1,2 |  |
| **u** | 1,2 | 1 | 2,5 | 3,1 | 4,5 | 1,25 | 4 | 4,5 | 5 | 6 |  |

Варианты схем

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  Вариант |  |
|  | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** |  |
| **Схема** | рис.1 | рис.2 | рис.3 | рис.4 | рис.1 | рис.2 | рис.3 | рис.4 | рис.2 | рис.4 |  |

рис.1

 Определить основные размеры открытой цилиндрической передачи привода конвейера

рис.2

Определить основные размеры шевронной передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода конвейера

рис.3

Определить основные размеры косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода винтового транспортера,

рис.4

Определить основные размеры конической передачи с круговыми зубьями одноступенчатого редуктора общего назначения,

 3. **Требования, предъявляемые к курсовому проекту**

 Проект по степени сложности должен соответствовать теоретическим знаниям, полученным студентами при изучении предмета и выполнятся по индивидуальному заданию.

 Объектом курсового проекта является цилиндрический зубчатый редуктор, применяемый в автомобильном транспорте.

 Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач регламентирован ГОСТ 6532-70.

 Термины, определения и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике эвольвентных цилиндрических зубчатых передач, должны быть приняты по ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 16531-83.

 Методы расчета геометрических и кинематических параметров, используемых в расчетах на прочность зубчатых передач внешнего зацепления – по ГОСТ 16532-70.

 В методических указаниях изложена методика расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач; приведен пример расчета и необходимые справочные материалы.

 Работу над проектом рекомендуется начинать с анализа задания и схемы привода. Изучить условия эксплуатации рабочей машины. После чего приступают к расчетам, которые оформляются в виде пояснительной записки.

 Графическую часть проекта - чертеж зубчатого колеса выполняют на формате А3.

**4. Содержание, объем и методические указания по оформлению пояснительной записки**

Курсовой проект состоит из задания на проектирование, расчетно-пояснительной записки и графической части.

По своему содержанию пояснительная записка должна состоять из следующих разделов:

 Содержание

 Введение

 1. [Выбор материалов и термической обработки зубчатых колес.](#_TOC_250011)

 2.[Определение допускаемых контактных напряжений](#_TOC_250010)

 3.[Определение допускаемых напряжений изгиба](#_TOC_250009)

 4. [Определение межосевого расстояния](#_TOC_250008)

 5. [Определение модуля передачи](#_TOC_250007)

 6.[Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса](#_TOC_250006)

 7.Определение числа зубьев шестерни и колеса.............................

 8. Уточнение передаточного числа

 9. Уточнение межосевого расстояния и угла наклона зубьев ...........

 10. Определение размеров зубчатых колес

 11. Определение усилий в зацеплении .............................................. –

 12.[Проверочный расчет передачи на контактную прочность](#_TOC_250004)

 13.[Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе](#_TOC_250003)

 Заключение

 Список литературы

 Пояснительная записка объемом 25-30 страниц включает титульный лист, техническое задание, содержание, основной текст, заключение, библиографический список

. Текст ПЗ оформляют согласно требованиям к рукописи. Листы записки должны иметь сквозную нумерацию, начиная с титульного листа и заканчивая приложениями. На титульном листе и техническом задании страницы не проставляются. При наборе текста на компьютере устанавливается КГ 14 через 1 - 1,5 интервала.

 Текст пояснительной записки курсового проекта разбивается на разделы (подразделы) и пункты, которые нумеруются арабскими цифрами. в пределах всей ПЗ. Каждый раздел ПЗ рекомендуется начинать с новой страницы. Наименования разделов и подразделов должны быть по возможности краткими и отражать их содержание; наименования записываются в виде заголовков, при этом расстояние между текстом и заголовком должно быть не менее 10 мм.

 Название раздела пишут заглавными буквами, а пункта в этом разделе - строчными буквами с прописной заглавной буквой.

 Переносы слов в заголовках не допускаются. Точка в конце заголовка не ставится.
 Оформление титульного листа по ГОСТ 2.105-95; он является первым листом ПЗ.

 Техническое задание на курсовой проект оформляется на специальном бланке и содержит исходные данные, задачи и сроки выполнения курсового проекта. Техническое задание должно быть подписано руководителем проекта. Содержание (оглавление) должно быть приведено в начале ПЗ, сразу же после технического задания. В содержании перечисляются заголовки всех разделов и подразделов с указанием номеров страниц, на которых они размещены. Во введении дается краткое описание проектируемого привода, приводятся основные достоинства и недостатки передач привода

 Все расчетные формулы и уравнения записывают с перечнем и расшифровкой буквенных обозначений величин, размерностью. После записи и расшифровки формулы приводят материал по выбору или определению всех величин, входящих в данную формулу. В случае повторения формулы в последующих расчетах записывать ее в общем виде и давать повторно расшифровку не следует, достаточно сослаться на ту страницу пояснительной записки, где ранее была приведена эта формула. Расчет записывают как в целях облегчения проверки его самим автором или другим лицом, так и во избежание допущения ошибок.

 Расчеты деталей машин рекомендуется производить в единицах СИ - в м, мм, м 2 , м 3 , м 4 , мм 3 , мм 4 м, Па, МПа.⋅, Н, кН, Н. Достаточная точность машиностроительных расчетов: для в десятых долях чисел−сил в десятке чисел Н, для моментов в десятых долях чисел МПа; при этом−м и для напряжений ⋅Н 0,5 и больше считается за единицу, а меньшая дробь отбрасывается. При выполнении расчетов для линейных размеров в мм до десятых и сотых −берут только целые числа, большая точность сотых долей мм нужна лишь в особых случаях. Однако при изготовлении и обработке требуемая точность выражается в десятых, сотых и даже в тысячных долях мм.

 При выполнении чертежа зубчатого колеса в процессе проектирования руководствуются требованиями ЕСКД на чертежи в машиностроении, в правом верхнем углу должны быть приведены таблицы основных параметров, необходимых для изготовления и контроля. Основная подпись (угловой штамп) на чертеже выполняется в соответствии с формой 1 ГОСТ 2.104-90.

. ПЗ оформляется в соответствии с Едиными требованиями по оформлению курсовых и дипломных проектов, изложенными в методичесом пособии……, размещенном на сайте колледжа…….

**4.Методические указания по разработке разделов курсового проекта**

 Введение

 Во введении следует: изложить цель работы; указать документы, на основании которых разработан проект; изложить назначение и область применения проектируемого изделия,

его достоинства и недостатки.

 Техническое задание

 Бланк технического задания, содержащего исходные данные, следует помещать за содержанием. На листе с техническим заданием вычерчивается кинематическая схема привода, а также указываются общие сведения о назначении и разработке создаваемой конструкции, предъявляемые к ней эксплуатационные требования, режим работы и ее основные характеристики.

 Расчетно-технологический раздел

 Для выполнения технологического расчета принимается группа показателей из задания на проектирование и основные геометрические параметры цилиндрических передач внешнего зацепления (рис.1).

 Исходные данные:

- Вид передачи;

- Мощность;

 - Угловая скорость;

 - Передаточное число.

 Для проработки разделов теоретического курса рекомендуется пользоваться учебниками [1-5]. Для ответов на отдельные вопросы, которые могут возникнуть в процессе проектирования, рекомендуется использовать учебные пособия [6- 9].

 **ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления и размеры цилиндрической зубчатой передачи показаны на рис.1

*a*w

d1

d2



df 1

d*a* 1

d f 2

d*a* 2

 Рис.1

**4.1.Выбор материалов и термической обработки зубчатых колес**

Материалы для изготовления зубчатых колес и необходимую твердость выбирают в зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритам передачи. Основными материалами колес силовых передач являются термически обрабатываемые конструкционные углеродистые и легированные стали. Марки сталей, рекомендуемые для изготовления зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в табл. 2.

Таблица2 Механические характеристики сталей для изготовления

цилиндрических зубчатых колес

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка стали |  Размеры заготовок | Термо- обра- ботка | Твердость | заготовки | в | т |
| шестерни Dпр, мм | колеса Sпр, мм | поверхности | сердцевины |  МПа  |
| 40 | 120 | 60 | У | 192–228 НВ | 700 | 400 |
| 45 | Любые размеры | Н | 179–217 НВ | 600 | 320 |
| 45 | 125 80 | У | 235–262 НВ | 780 | 540 |
| 45 | 80 50 | У | 269–302 НВ | 890 | 650 |
| 40Х | 200 125 | У | 235–262 НВ | 790 | 640 |
| 40Х | 125 80 | У | 269–302 НВ | 900 | 750 |
| 40Х | 125 80 | У+ТВЧ | 45– 50 HRC 269–302 НВ | 900 | 750 |
| 40ХН | 315 200 | У | 235–262 НВ | 800 | 630 |
| 40ХН | 200 125 | У | 269–302 НВ | 920 | 750 |
| 40ХН | 200 125 | У+ТВЧ | 48–53 HRC 269–302 НВ | 920 | 750 |
| 35ХМ | 315 200 | У | 235–262 НВ | 800 | 670 |
| 35ХМ | 200 125 | У | 269–302 НВ | 920 | 790 |
| 35ХМ | 200 125 | У+ТВЧ | 48–53 HRC 269–302 НВ | 920 | 790 |
| 35Л | Любые размеры | Н | 163–207 НВ | 500 | 280 |
| 45Л | Любые размеры | Н | 170-217 НВ | 550 | 320 |
| 45Л | 315 200 | У | 207-235 НВ | 680 | 440 |
| 50Л | Любые размеры | Н | 190-220 НВ | 580 | 340 |

Примечания.

1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н – нормализация; У – улучшение; ТВЧ—закалка токами высокой частоты.
2. Dпр – диаметр; Sпр – толщина обода или диска.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, предусмотренного техническими заданиями на курсовой проект, в мало- и средненагруженных передачах, а также в открытых зубчатых передачах широко применяются стальные зубчатые колеса с твердостью Н  350 НВ. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прирабатываемость зубьев. Зубчатые колеса большого диаметра ( > 500 мм) изготовляются литыми с термообработкой - нормализация. Для редукторов, к размерам которых не предъявляется жестких требований, в основном применяют следующие материалы и варианты термической обработки:

1. – марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: сталь 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Термообработка колеса – улучшение, твердость 235–262 HB. Термообработка шестерни – улучшение, твердость 269–302 HB. Зубья колес из улучшаемых сталей хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Применяют в мало- и средненагруженных передачах.
2. – марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: сталь 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Термообработка колеса – улучшение, твердость 269–302 HB. Термообработка шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности 45–53 HRC в зависимости от марки стали.

Приближенно можно считать, что 1 НRC  10 НВ.

Для лучшей приработки зубьев, снижения опасности заедания и повышения нагрузочной способности передачи твердость шестерни назначается больше твердости колеса. Разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса должна составлять

Н = НВ01 – НВ02 = 20–50. Меньшие значения Н для прямозубых передач, большие Н для косозубых и шевронных передач.

Средняя твердость зубьев колес НВ0 = 0,5 (НВmin + НВmax).

## 4.2.Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

[Н] = Нlim ZN / SH , МПа ,

где Нlim – предел контактной выносливости при базовом числе цик- лов напряжений NH0 (табл.3);

ZN – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи;

SH – коэффициент запаса прочности (табл.3).

Таблица 3

Пределы контактной выносливости Нlim и коэффициенты запаса прочности SН

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Способ термиче- ской обработки зубьев | Средняя твер- дость поверх- ности зубьев | Сталь | Нlim, МПа | SH |
| Нормализация, улучшение |  350 HB | Углеродистая и легированная (40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ) | 2 НВ0 + 70 | 1,1 |
| Поверхностная закалка ТВЧ | 40–53 HRC | 17 HRC0 + 200 | 1,2 |

Базовое число циклов напряжений при расчете на контактную прочность определяют по средней твердости поверхностей зубьев

NH0 = 30 (HB0)2,4  12107.

Расчетное число циклов напряжений за весь срок службы переда- чи при постоянном режиме нагружения

NK = 60 n c Lh ,

где n – частота вращения шестерни, зубчатого колеса, мин-1;

с – число зацеплений зуба за один оборот колеса. Для обычных редукторов с = 1;

Lh – срок службы передачи

Lh = 2920 L Кг Кс , ч ,

где L – число лет работы передачи;

Кг – коэффициент годового использования передачи. Кг = 0,85; Кс – число смен работы передачи в сутки.

К режимам постоянного нагружения относят режимы работы с отклонениями нагрузки до 20 %. При этом за расчетную обычно при- нимают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигате- ля.

Для длительно работающих быстроходных зубчатых передач, когда NK  NH0, коэффициент долговечности

ZN20NH0 */* NK

 0*,*75.

Коэффициент долговечности для кратковременно работающих передач при NK  NH0 определяется по формуле

6

NH0

*/* NK

ZN 

 ZNmax .

Для ограничения допускаемых напряжений по условию отсутствия пластических деформаций на поверхности зубьев предельные значения коэффициента долговечности: ZNmax = 2,6 при термообработке -нормализация и улучшение; ZNmax = 1,8 для зубьев с поверхностной закалкой.

Для цилиндрических прямозубых передач за расчетное принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни [Н]1 и колеса [Н]2 , т.е. [Н] = min ([Н]1 , [Н]2).

Косозубые и шевронные передачи, если зуб шестерни закален, а

зуб колеса подвергнут улучшению, рассчитывают по условному до- пускаемому контактному напряжению

[Н] = 0,45 ([Н]1 + [Н]2)  [Н]2 ,

при выполнении условия [Н]  1,23 [Н]2 .

Для косозубых и шевронных передач в остальных случаях за расчетное напряжение принимают допускаемое контактное напряжение для колеса

 [Н] = [Н]2 .

## 4.3.Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба определяют по формуле

 [F] = Flim YR YZ YA YN / SF , МПа ,

где Flim – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений NF0 (табл.4);

SF – коэффициент запаса прочности (табл.4);

YR – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости пере- ходной поверхности между зубьями. При шлифовании и зубофрезеро- вании с параметром шероховатости RZ  40 мкм YR = 1;

YZ – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса. Для поковок и штамповок YZ = 1, для проката

YZ = 0,9, для литых заготовок YZ = 0,8 ;

YА – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего прило- жения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная) YА = 1. При двустороннем приложении нагрузки для нормализованных и улучшенных сталей YА = 0,65 ;

YN – коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб

q

NF0

/ NK

YN 

 1 ,

где NF0 – базовое число циклов напряжений при расчете на изгиб. Для сталей NF0 = 4106;

NK – расчетное число циклов за весь срок службы передачи;

q – показатель степени кривой усталости: q = 6 при твердости зубьев H  350 НВ, а также для колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки; q = 9 при твердости поверхности зубьев Н  350 НВ.

Коэффициент долговечности для длительно работающих быстроходных передач (NK  NF0) принимается YN = 1.

Для кратковременно работающих передач, когда NK < NF0, при

термообработке - нормализация и улучшение (H  350 НВ) коэффи- циент долговечности 1 < YN  4; при закалке зубьев 1 < YN  2,5.

Таблица 4

Пределы выносливости Flim и коэффициенты запаса прочности SF

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Способ терми- ческой обработ- ки зубьев | Средняя твер- дость поверх- ности зубьев | Сталь | Flim, МПа | SF |
| Нормализация, улучшение |  350 HB | Углеродистая и легированная (40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ) | 1,75 НВ0 | 1,7 |
| Поверхностная закалка ТВЧ | 40–53 HRC | 600–700 | 1,7 |

Допускаемые напряжения изгиба определяются для зубьев ше- стерни [F]1 и колеса [F]2.

## Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние из условия контактной прочности

3

T1 KH

u 

b *а* Н

[

]2

*a*w  K

*a*(u  1)

, мм ,

где K*a* = 450 – для прямозубых передач; K*a* = 410 – для косозубых и шевронных передач, МПа1/3;

u – передаточное число;

T1 – вращающий момент на шестерне, Нм; KH – коэффициент нагрузки;

b*а* = b2 / *a*w – коэффициент ширины венца колеса;

[Н] – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа.

Знак « + » для передач внешнего зацепления, знак « – » – для

внутреннего зацепления.

Величину коэффициента ширины венца колеса b*а* выбирают из ряда стандартных чисел: 0,16; 0,2; 0,25; 0,3; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0 в зависимости от положения прямозубых и косозубых колес отно- сительно опор:

при симметричном расположении 0,3–0,5;

при несимметричном расположении 0,25–0,4; при консольном расположении одного или обоих колес 0,2–0,25. Для шевронных передач b*а* = 0,5 – 1,0; для передач внутреннего зацепления b*а* = 0,2(u+1)/(u–1).

Меньшие значения b*а* назначают для цилиндрических передач с твердостью зубьев Н  45 HRC.

Зубчатые колеса передач общего машиностроения изготовляются по 8-й степени точности. При постоянной нагрузке, твердости по- верхности зубьев колеса Н2  350 НВ, 8-й степени точности изготов- ления зубчатых колес и окружной скорости  < 15 м/с для предвари- тельных расчетов принимают следующие значения коэффициентов нагрузки: для прямозубых передач КН = 1,3; для косозубых и шеврон- ных передач КН = 1,2.

Вычисленное значение межосевого расстояния *а*w для нестан-

дартных передач (редукторов) и при мелкосерийном производстве округляют до ближайшего большего числа, кратного пяти, или из ряда номинальных линейных размеров R*a* 40 (ГОСТ 6636-69): 80; 85; 90;

95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420

мм. При крупносерийном производстве редукторов *а*w округляют до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2185-66): 50; 63; 71; 80; 90;

100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 260; 280; 300; 315; 320; 340;

355; 360; 380; 400 мм.

## Определение модуля передачи

Для обеспечения равной контактной и изгибной выносливости зубьев минимальное значение модуля передачи определяют из усло- вия прочности на изгиб

 Km T1 (u  1) /*a*w b2 [F ]2

, мм ,

где Km = 6,8103 – для прямозубых и Km = 5,6103 – для косозубых и шевронных передач;

b2 – ширина венца колеса, b2 = b*а**a*w , мм .

Ширину венца колеса после вычисления округляют до ближайшего целого числа, кратного двум или пяти;

[F]2 – допускаемое напряжение изгиба материала колеса, МПа. Максимально допустимый модуль из условия неподрезания зубьев у основания

mmax  2 *a*w / [17(u  1)], мм.

Из полученного диапазона (m – mmax) модулей принимают стандартное значение модуля (табл.5). Для прямозубых колес стандартным считают окружной модуль m, а для косозубых и шевронных - нормальный модуль mn.

Таблица 5

Стандартные значения модуля по ГОСТ 9563-80

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ряд 1, мм | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 |
| Ряд 2, мм | 1,75 | 2,25 | 2,75 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 7 | 9 | 11 |

Примечание. Предпочтение следует отдавать первому ряду.

В силовых зубчатых передачах обычно рекомендуют использовать значения модуля m  1,5 мм.

## 4.6.Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса

Для прямозубых передач

zS = 2 *a*w / m.

Для косозубых и шевронных передач

zS = 2 *a*w cos  / mn ,

где  – угол наклона зубьев колес. Для косозубых колес  = 816,

шевронных колес  = 2540. В раздвоенных ступенях редукторов для лучшей самоустановки назначают  = 2535.

Угол наклона зубьев предварительно принимают: для шевронных передач  = 30; для косозубых -  = 10, при выполнении условия

 > min = arcsin (4 mn / b2). В противном случае принимают  = min .

Полученное значение zS округляют до целого числа.

Из условия отсутствия подрезания ножки зуба: z1min = 17 для пря- мозубых колес; z1min = 17 cos3 для косозубых и шевронных колес.

Число зубьев колеса:

внешнего зацепления z2 = zS – z1 ; внутреннего зацепления z2 = zS + z1 .

Прямозубые передачи при z1 < 17 для исключения подрезания зубьев и повышения изломной прочности выполняют со смещением исходного контура. Коэффициент смещения шестерни

x1 = (17 – z1)/17  0,6.

Косозубые и шевронные передачи при числе зубьев шестерни z1  (zmin+2) изготовляют без смещения (x1 = x2 = 0). При z1 < (zmin+2) коэффициент смещения шестерни определяют по формуле

x1  (0,015 z1  0,04)

u 1.

## Определение числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни

z1 = zS / (u  1)  z1 min .

Значение z1 округляют до ближайшего целого числа.

## Уточнение передаточного числа

Фактическое передаточное число

uф = z2 / z1 .

Отклонение от заданного передаточного числа

u 

*|* uф

* u *|*

u

100, %.

Фактическое передаточное число uф не должно отличаться от за-

данного более, чем на 3 % для одноступенчатых и на 4 % – для двух- ступенчатых редукторов.

## 4.9.Уточнение межосевого расстояния и угла наклона зубьев

Для прямозубых передач уточняют межосевое расстояние

*a*w  m (z1  z2) */* 2

, мм .

Для косозубых и шевронных передач определяют действительную величину угла наклона зубьев по формуле

cos  = mn (z1 + z2) / (2 *a*w) ; , град.

Точность вычисления - до пятого знака после запятой .

 **4.10.Определение размеров зубчатых колес**

Основные размеры зубчатых колес:

делительные диаметры шестерни d1 и колеса d2 ;

диаметры вершин зубьев шестерни d*a*1 и колеса d*a*2 ; диаметры впадин зубьев шестерни df1 и колеса df2 ; ширина зубчатого венца шестерни b1 и колеса b2 .

Ширина зубчатого венца:

колеса b2 = b*а**a*w , мм ; шестерни b1 = b2 + 5, мм.

Значения ширины зубчатых венцов округляют до целого числа.

*Размеры зубчатых колес цилиндрической передачи со смещением исходного контура при* х1*+*х2 * 0.*

Для передачи с внешним зацеплением: диаметры шестерни

d1 = m z1 /cos  ;

d*а*1 = d1 + 2 (1 + x1 – y) m ; df1 = d1 – 2 (1,25 – x1) m ;

диаметры колеса

d2 = m z2 /cos  ;

d*а*2 = d2 + 2 (1 + x2 – y) m ; df2 = d2 – 2 (1,25 – x2) m ,

где x1 и х2 – коэффициенты смещения шестерни и колеса;

y – коэффициент уравнительного смещения, определяемый по ГОСТ 16532-70.

Для передачи с внутренним зацеплением: диаметры шестерни

d1 = m z1 /cos  ;

d*а*1 = d1 + 2 (1 + x1) m ; df1 = d1 – 2 (1,25 – x1) m ;

диаметры колеса

d2 = m z2 /cos  ;

d*а*2 = d2 – 2 (1 – x2 – 0,2) m ; df2 = d2 + 2 (1,25 + x2) m.

*Размеры зубчатых колес цилиндрической равносмещенной передачи при* х1 *= –*х2 *.*

Для передачи внешнего зацепления: диаметры шестерни

d1 = m z1 /cos  ;

d*а*1 = d1 + 2 (1 + x1) m ; df1 = d1 – 2 (1,25 – x1) m ;

диаметры колеса

d2 = m z2 /cos  ;

d*a*   d    x  m ;

df2  d2  2 1,25  x2  m.

Для передачи внутреннего зацепления диаметры шестерни:

d1 = m z1 /cos  ;

d*а*1 = d1 + 2 (1 + x1) m ; df1 = d1 – 2 (1,25 – x1) m ;

диаметры колеса:

d2 = m z2 /cos  ;

d*а*2 = d2 – 2 (1 – x2) m ; df2 = d2 + 2 (1,25 + x2) m .

Коэффициенты смещения шестерни х1 и колеса х2 необходимо подставлять с собственными знаками.

*Размеры цилиндрических зубчатых колес передачи без смещения исходного контура* (х1 = х2 = 0).

Диаметры колес передачи внешнего зацепления:

шестерни колеса

d1 = m z1 /cos  ; d2 = m z2 /cos  ;

da 1  d1  2m

; d*а*2 = d2 + 2m ;

df1  d1  2,5m

; df2 = d2 – 2,5m .

Диаметры колес передачи внутреннего зацепления:

шестерни колеса

d1 = m z1 /cos  ; d2 = m z2 /cos  ;

d*а*1 = d1 + 2m ; d*а*2 = d2 – 2m ;

df1 = d1 – 2,5m . df2 = d2 + 2,5m .

Для прямозубых передач ( = 0) в формулы для определения размеров зубчатых колес подставляют значение стандартного окружного модуля m, а для косозубых и шевронных передач - стан- дартный нормальный модуль mn .

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,01 мм.

## 4.11.Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Расчетное значение контактного напряжения

Ft KH (u  1)

d1 b2 u

H  ZE

Z ZH

 [H]

, МПа ,

 где ZЕ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, МПа1/2. Для стальных колес ZЕ = 190 МПа1/2;

 Z–коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных

 линий. Для прямозубых передач

Z 

(4  α)/3

; для косо-

зубых и шевронных передач

Z 

1/  ,

  – коэффициент торцевого перекрытия

  [1,88  3,2(1/z1 1/z2)] cos  ;

 ZH – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. Для прямозубых цилиндрических передач ZH  2,49 ;

 Ft – окружная сила в зацеплении, Н;

 u = uф – фактическое передаточное число;

 d1 – делительный диаметр шестерни, мм;

 b2 – ширина венца зубчатого колеса, мм;

 KH – коэффициент нагрузки;

 [Н] – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа. Знак « + » – для внешнего зацепления, знак « – » – для внутреннего зацепления.

 Для косозубых и шевронных колес при х1 + х2 = 0

Z  1

H cos 

t

1. cos b ,

tg t

 где t – делительный угол профиля в торцевом сечении

t = arctg (tg 20/cos ) ;

 b – основной угол наклона зубьев

b = arcsin (sin   cos 20) .

 Коэффициент нагрузки при расчетах на контактную прочность

KH = KH KH KH ,

 где KH – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

 KH – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

 KH – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Коэффициент динамической нагрузки KH определяют по табл.7 в зависимости от степени точности передачи (табл.6), окружной скорости и вида передачи.

Окружная скорость колес  =  d1 n1 / 60000 , м/с , где n1 – частота вращения шестерни , мин-1.

Таблица 6

Степени точности зубчатых передач

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Степень точности | Окружная скорость колес, , м/с | Область применения |
| прямозубых | косозубых и шевронных |
| 7 | до 12 | до 20 | Передачи повышенной точности |
| 8 | до 6 | до 10 | Передачи общего маши- ностроения (редукторы) |
| 9 | до 2 | до 4 | Тихоходные передачи низкой точности |

Таблица 7 Значения коэффициента динамической нагрузки KH при Н  350 НВ

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Степень точности | Вид передачи | Окружная скорость, , м/с |
| 1 | 3 | 5 | 8 | 10 |
| 7 | Прямозубая Косозубая | 1,041,02 | 1,121,06 | 1,201,08 | 1,321,13 | 1,401,16 |
| 8 | Прямозубая Косозубая | 1,051,02 | 1,151,06 | 1,241,10 | 1,381,15 | 1,481,19 |
| 9 | Прямозубая Косозубая | 1,061,02 | 1,161,06 | 1,281,11 | 1,451,18 | 1,561,22 |

Значения коэффициента KH принимают по табл.8 в зависимости от коэффициента ширины венца колеса относительно диаметра

bd = b2/d1 , схемы передачи (рис. 3) и твердости зубьев.

5

1

3

7

3

2

5

4

6

Рис. 3. Схемы расположения колес в цилиндрических редукторах

Таблица 8 Коэффициент неравномерности распределения нагрузки KH

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| bd = b2 /d1 | Твердость поверхно- сти зубьев, НВ | Значения KH для схемы передачи по рис. 3 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 0,4 |  350 | 1,17 | 1,12 | 1,05 | 1,03 | 1,02 | 1,02 | 1,01 |
|  | > 350 | 1,43 | 1,24 | 1,11 | 1,08 | 1,05 | 1,02 | 1,01 |
| 0,6 |  350 | 1,27 | 1,18 | 1,08 | 1,05 | 1,04 | 1,03 | 1,02 |
|  | > 350 | – | 1,43 | 1,20 | 1,13 | 1,08 | 1,05 | 1,02 |
| 0,8 |  350 | 1,45 | 1,27 | 1,12 | 1,08 | 1,05 | 1,03 | 1,02 |
|  | > 350 | – | – | 1,28 | 1,20 | 1,13 | 1,07 | 1,04 |
| 1,0 |  350 | – | – | 1,15 | 1,10 | 1,07 | 1,04 | 1,02 |
|  | > 350 | – | – | 1,38 | 1,27 | 1,18 | 1,11 | 1,06 |
| 1,2 |  350 | – | – | 1,18 | 1,13 | 1,08 | 1,06 | 1,03 |
|  | > 350 | – | – | 1,48 | 1,34 | 1,25 | 1,15 | 1,08 |
| 1,4 |  350 | – | – | 1,23 | 1,17 | 1,12 | 1,08 | 1,04 |
|  | > 350 | – | – | – | 1,42 | 1,31 | 1,20 | 1,12 |
| 1,6 |  350 | – | – | 1,28 | 1,20 | 1,15 | 1,11 | 1,06 |
|  | > 350 | – | – | – | – | – | 1,26 | 1,16 |

Для косозубых и шевронных колес коэффициент распределения нагрузки между зубьями KH определяют по табл.9 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи.

Таблица 9 Значения коэффициента КН для косозубых и шевронных передач

|  |  |
| --- | --- |
| Степень точности | Окружная скорость колес, м/с |
| до 1 | 3 | 5 | 10 | 15 |
| 7 | 1,02 | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,10 |
| 8 | 1,06 | 1,07 | 1,09 | 1,13 | 1,15 |
| 9 | 1,10 | 1,13 | 1,16 | – | – |

Для прямозубых передач KH = 1,0.

Отклонение расчетного напряжения н от допускаемых контактных напряжений [н]

 н = (н – [н]) 100 / [н] , % .

Допускаемая недогрузка передачи (н  [н]) не более 15 % и перегрузка (н > [н]) до 5 %. Если условие прочности не выполня- ется, то следует изменить ширину венца колеса или величину межосевого расстояния *а*w передачи.

5.ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

#

# Расчет цилиндрической прямозубой передачи

Исходные данные для расчета: передаточное число u = 3,6;

частота вращения шестерни n1 = 960 мин-1; частота вращения колеса n2 = 266,7 мин-1; вращающий момент на шестерне Т1 = 75 Нм.

Срок службы передачи при трехсменной работе 5 лет.

Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, производство мелкосерийное.

## Выбор материалов и термической обработки колес

При мелкосерийном производстве и невысоких требованиях к размерам редуктора выбираем материалы (см. табл.2):

для шестерни сталь 45, термообработка – улучшение, твердость 269–302 НВ, средняя твердость НВ01 = 285;

для колеса сталь 45, термообработка – улучшение, твердость

235–262 НВ, средняя твердость НВ02 = 250.

## Определение допускаемых контактных напряжений

[Н] = Нlim ZN / SH , МПа ,

где Нlim – предел контактной выносливости при базовом числе цик- лов напряжений NH0 (см. табл.3):

для шестерни Нlim1 = 2 НВ01 + 70 = 2285 + 70 = 640 МПа ; для колеса Нlim2 = 2 НВ02 + 70 = 2250 + 70 = 570 МПа ;

SH – коэффициент запаса прочности, SH = 1,1 (см. табл.3); ZN – коэффициент долговечности.

Базовое число циклов напряжений:

для шестерни NH01 = 30 (HB01)2,4 = 302852,4  2,3107; для колеса NH02 = 30 (HB02)2,4 = 302502,4  1,7107.

Расчетное число циклов напряжений за весь срок службы пере- дачи при постоянном режиме нагружения

NK = 60 n c Lh ,

где n – частота вращения шестерни, колеса, мин-1;

 с – число зацеплений зуба за один оборот колеса. Для нереверсивной передачи с = 1;

Lh – срок службы передачи

Lh = 2920 L Кг Кс , ч ,

где L – число лет работы передачи, L = 5 лет;

Кг – коэффициент годового использования передачи, Кг = 0,85; Кс – число смен работы передачи в сутки, Кс = 3.

Lh = 292050,853=37230 ч.

Расчетное число циклов напряжений:

для шестерни NK1 = 60 n1 с Lh = 60960137230 = 214107; для колеса NK2 = 60 n2 с Lh = 60266,7137230 = 59107.

Для длительно работающих передач при NK  NH0 коэффициент долговечности равен

ZN  20

20

NH0 */* NK

 0*,*75 .

Для шестерни

ZN1 

NH01 */* NK1

 20 2*,*3 107 */* 214 107

 0*,*8 ;

для колеса

ZN2

 20

NH02 */* NK2

20

 1*,*7 10

7

*/* 59 107

 0*,*84 .

Допустимые контактные напряжения:

для шестерни [Н]1 = 6400,8 /1,1 = 465,4 МПа ; для колеса [Н]2 = 5700,84 /1,1 = 435,3 МПа .

Расчетное допускаемое контактное напряжение

[Н] = [Н]2 = 435,3 МПа .

## Определение допускаемых напряжений изгиба

[F] = Flim YR YZ YA YN / SF , МПа ,

где Flim – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствую- щий базовому числу циклов напряжений (см. табл.4):

для шестерни Flim1 = 1,75 НВ01 = 1,75285 = 498,7 МПа ; для колеса Flim2 = 1,75 НВ02 = 1,75250 = 437,5 МПа ;

SF – коэффициент запаса прочности, SF = 1,7 (см. табл.4);

YR – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости пере- ходной поверхности между зубьями, YR = 1;

YZ – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки шестерни и колеса. Для поковок и штамповок YZ = 1;

YА – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего при- ложения нагрузки. При нереверсивной передаче YА = 1,0;

YN – коэффициент долговечности

q

NF0

*/* NK

YN 

 1 ,

где NF0 – базовое число циклов напряжений. Для сталей NF0 = 4106 .

Так как расчетное число циклов напряжений для шестерни

NK1 = 214107 и для колеса NK2 = 59107 больше базового числа цик- лов NF0 = 4106, то принимаем YN = 1,0 .

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни [F]1 = 498,71111/1,7  293 МПа ; для колеса [F]2 = 437,51111/1,7  257 МПа .

## Определение межосевого расстояния

3

T1 KH

u 

b *а* Н

[

]2

*a*w  K*a*

(u  1)

, мм ,

где K*a* = 450 МПа1/3 – вспомогательный коэффициент; u – передаточное число, u = 3,6;

T1 – вращающий момент на шестерне, Т1 = 75 Нм;

KH – коэффициент нагрузки. Для прямозубой передачи предва- рительно принимаем Кн = 1,3;

b*а* – коэффициент ширины венца колеса.

При симметричном расположении прямозубых колес относи- тельно опор выбираем b*а* = 0,315.

*a*w  450

(3*,*6  1)

3 75 1*,*3

3*,*6  0*,*315 435*,*32

 159*,*1 мм .

Принимаем из ряда стандартных чисел (с.11) *а*w = 160 мм.

## Определение модуля передачи

Минимальное значение модуля из условия прочности на изгиб

m  Km

*a*w

T1 (u  1) b2 [F ]2

, мм ,

где Km = 6,8103 – для прямозубой передачи; b2 – ширина венца колеса

b2 = b*а a*w = 0,315160 = 50,4 мм.

Принимаем b2 = 50 мм.

m  6,810  75(3,6  1)  1,14

3

мм.

160  50  257

 Максимально допустимый модуль передачи

mmax  2 *a*w / [17(u + 1)] = 2160 / [17(3,6+1)]  4,0 мм.

Принимаем по ГОСТ 9563-80 стандартное значение окружногомодуля m=2мм(см.табл.5)

## Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса

zS = 2 *a*w / m = 2160 / 2 = 160.

##  Определение числа зубьев шестерни и колеса

z1 = zS / (u + 1) = 160 / (3,6 + 1) = 34,8 .

Принимаем z1 = 35.

Так как z1 = 35 > z1min = 17, то зубчатые колеса изготовляются без смещения исходного контура (х1 = х2 = 0).

Число зубьев колеса z2 = zS – z1 = 160 – 35 = 125.

##  Уточнение передаточного числа

uф = z2 / z1 = 125/35 = 3,57.

Отклонение от заданного передаточного числа

u  |uф  u|100  |3,57  3,6|100  0,83%  [u]  3% .

u 3,6

##  Уточнение межосевого расстояния

*a*w  m (z1  z2)

/ 2  2 (35  125) / 2  160

мм .

 **Определение размеров зубчатых колес**

Делительные диаметры: шестерни d1 = m z1 = 235 = 70 мм ; колеса d2 = m z2 = 2125 = 250 мм .

Диаметры вершин зубьев:

шестерни d*а*1 = d1 + 2m = 70 + 22 = 74 мм ; колеса d*а*2 = d2 + 2m = 250 + 22 = 254 мм .

Диаметры впадин зубьев:

шестерни df1 = d1 – 2,5m = 70 – 2,52 = 65 мм ; колеса df2 = d2 – 2,5m = 250 – 2,52 = 245 мм .

Ширина зубчатого венца: колеса b2 = 50 мм ;

шестерни b1 = b2 + 5 = 50 + 5 = 55 мм .

##  Размеры заготовок

Диаметр заготовки шестерни

Dзаг = d*a*1 + 6 = 74 +6 = 80 мм .

Для колеса с выточками:

толщина диска Сзаг = 0,5 b2 = 0,550 = 25 мм ;

толщина обода заготовки колеса Sзаг = 8m = 82 = 16 мм .

Предельные размеры заготовок для стали 45:

Dпр = 80 мм ; Sпр = 80 мм (см. табл.2).

Условия пригодности заготовок выполняются, так как Dзаг = Dпр; Cзаг < Sпр и Sзаг < Sпр .

## Определение усилий в зацеплении

Окружная сила

Ft = 2000 Т1 / d1 = 200075 / 70  2142,9 Н.

Радиальная сила

Fr = Ft tg  = 2142,9tg 20 = 780 Н.

## Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Ft KH (u  1)

d1 b2 u

H  ZE

Z ZH

 [H]

, МПа ,

где ZЕ = 190 МПа1/2 – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Z – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных

линий. Для прямозубых колес

Z 

(4  α)/3 

(4 1*,*76)/3  0*,*864 ;

 – коэффициент торцевого перекрытия

  [1,88  3,2 (1/z1 1/z2)]  [1,88  3,2(1/35  1/125)]  1*,*76 ;

ZH – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверх- ностей зубьев. Для прямозубых передач ZH  2,49 ;

u = 3,57 – фактическое передаточное число;

KH – коэффициент нагрузки KH = KH KH ,

где KH – коэффициент, учитывающий неравномерность распреде- ления нагрузки по длине контактных линий.

При bd = b2 /d1 = 50/70 = 0,7, твердости зубьев колес  350 НВ и симметричном расположении колес относительно опор (см. рис. 3, схема передачи 6 ) KH = 1,03 (см. табл. 8);

KH – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

Окружная скорость колес

 =  d1 n1 / 60000 = 70960 / 60000 = 3,5 м/с.

Для прямозубой передачи назначаем 8-ю степень точности изго- товления (см. табл.6).

При  = 3,5 м/с и 8-й степени точности изготовления передачи KH = 1,17 (см. табл.7).

KH = 1,031,17  1,2 .

Расчетное контактное напряжение

H  190  0,864  2,49

2142,91,2  (3,57  1)

70  50  3,57

 396*,*4 МПа *.*

H  396*,*4 МПа  [H]  435*,*3 МПа .

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений

н = (396,4 – 435,3) 100 / 435,3= – 8,9 % .

Недогрузка передачи составляет 8,9 %, что допустимо.

## Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

где KF – коэффициент нагрузки;

YFS – коэффициент, учитывающий форму зуба

YFS = 3,47 + 13,2 /z – 27,9 х /z +0,092 х2,

z – эквивалентное число зубьев колес; х – коэффициент смещения;

Y – коэффициент, учитывающий наклон зуба, Y = 1;

Y – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, Y = 1.

Для прямозубых передач без смещения исходного контура

х1 = х2 = 0 и z = z . Для шестерни YFS1 = 3,47 + 13,2 / 35 = 3,85 ; для колеса YFS2 = 3,47 + 13,2 / 125 = 3, 57.

Коэффициент нагрузки KF = KF KF ,

где KF – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку. При

 = 3,5 м/с и 8-й степени точности KF = 1,34 (см. табл.10);

KF – коэффициент, учитывающий неравномерность распреде- ления нагрузки по длине контактных линий

KF = 1 + 1,5 (KН – 1) = 1 + 1,5 (1,03 – 1)  1,05.

Тогда KF = 1,341,05 = 1,4.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

 F2

 2142,91*,*4  3,57 11  107 МПа 50  2

#  6. Методические указания по оформлению графической части проекта

#

#  Рабочий чертеж зубчатого колеса выполняется на листе формата А3 в

# полном соответствии с требованиями ЕСКД.

#  Рабочий чертеж выполняется в минимально необходимых видах, разрезах, сечениях для полного представления его конструкции.

#  На рабочем чертеже должны быть указаны размеры с предельными отклонениями (допусками), предельные отклонения формы и расположения поверхностей, степени шероховатости (чистоты поверхностей), марка материала, вид термической или химико-термической обработки с указанием предельных значений твердости и другие сведения, значения которых необходимы для изготовления детали.

#  На главном виде колесо следует размещать в том положении, в котором будут обрабатываться на станке большинство его поверхностей, или ось колеса располагать параллельно основной надписи.

#  Изображение детали размещают вправо той стороной, на которой находится большее количество обрабатываемых поверхностей. Количество размеров, допускаемых отклонений, допусков форм и расположения поверхностей, их шероховатости должно быть минимально

#  и достаточно для изготовления и контроля зубчатого колеса.

#  Предельные отклонения размеров должны отвечать посадкам на сборочных чертежах. Отклонения формы и расположения поверхностей указывают по ГОСТ 24642-81, 24643-81, 28187-89 а их шероховатость – по ГОСТ 2789-73.

#  На рабочих чертежах зубчатых колес также размещают технические требования и таблицу параметров зубчатого венца. в соответствии с ГОСТ 2.403-75

# На рабочих чертежах цилиндрических прямозубых зубчатых колес обязательно указывают :

#  − диаметр вершин зубьев da , допускаемое радиальное биение;

# − ширину зубчатого венца b (предельные отклонения − по h10; h11, допускаемое торцевое биение;

#  − диаметр базового отверстия (предельные отклонения − по Н7, допуск круглости равен половине допуска на диаметр);

# − размеры ступицы (толщина Lст − свободный размер,

#  если есть шпоночный паз, то его размеры: глубина − свободный размер, допуск на ширину – по JS9 , допускаемая непараллельность относительно оси паза − 0,5IT9 (IT9 – поле допуска по 9-му квалитету;

#  \_допускаемая несимметричность − 2 IT9 (соответственно 2IT9 = 2·43 = 86 мкм).

#  Кроме условного обозначения, на чертеже детали при необходимости изображают в увеличенном масштабе профиль одной впадины (или зуба) с обозначением радиусов скруглений, фасок на кромках зубьев и шероховатости боковых и центрующих поверхностей.

#  Заключение

#  В результате выполнения курсового проекта по дисциплине «Техническая механика» студенты приобретают практические навыки расчета зубчатой передачи по таким критериям как работоспособность, прочность, жесткость, износостойкость, долговечность, а также конструирования и выполнения рабочего чертежа зубчатого колеса. Качество выполнения проекта зависит от уровня подготовки студента и умения использовать справочную литературу, стандарты и другие вспомогательные документы.

#  В ходе проектирования студенты нуждаются в целом ряде методических указаний, определяющих содержание, объем, последовательность, а также подходы к их выполнению с использованием учебной и справочной литературы.

#  Разработанные методические указания предназначены для организации самостоятельной работы студентов (СРС) при выполнении курсового проекта. Целевое назначение данного пособия научить студента решению конструктивных задач с учетом эксплуатационных, технологических и экономических требований.

#  В пособии обозначены содержание, объем, приведены рекомендации по организации СРС, выбору необходимой учебной и справочной литературы, методике и выполнения всех разделов проекта, по подготовке к его защите. Описаны требования к оформлению чертежей проекта и пояснительной записки к нему. Даны примеры оформления основных разделов пояснительной записки.

#  Все это способствует развитию самостоятельного и творческого подхода к решению поставленных задач.

Список использованной литературы

1.Дунаев П.Ф., Леликов О.Г. Детали машин. Курсовое проектирование. – М., 2012.

 2.Мовнин М.С., Израэлит А.В., Рубашкин А.Г. Основы технической механики. – Л.: Машиностроение, 2012.

 3.Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. – М., 2012.

4.Файн А.М. Сборник задач по теоретической механике. - М., 2012.

5.Никитин Е.М. Теоретическая механика для техникумов. - М.: Наука, 2000.

6.Ицкович Г.М. Сопротивление материалов. - М.: Высшая школа, 1992.

7.Устюгов И.И. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1991.

8.Рубашкин А.Г., Чернилевский Д.В. Лабораторно-практические работы по технической механике. - М.: Высшая школа, 1995.

9.Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Теоретическая механика. Сопротивление материалов: Учебное пособие для машиностроительных специальностей средних профессиональных учебных заведений. – М.: Высш. шк., 2002.

10.Эрдеди А.А. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей проф. учеб. заведений. – М.: Высш. шк., 2002.

 11.**.** Интернет-ресурсы: [stati/kursovye-raboty…po…2017](http://www.yandex.ru/clck/jsredir?from=www.yandex.ru%3Byandsearch%3Bweb%3B%3B&text=&etext=1419.6jqnaelZK13zgau5bZcW50s0UxylQJoGd8lDIzDMQIoMvBqPpeiV2DV2SFXhTQRMzZi77tkDaYq1D9EeNOPoMod-NOjV0Uw80yur6wp6RkuCB_ludZz-Lbg-Dbz_7V-xEt1UPGJ91709j9wcVEUjjw.0a3672ca80e1f36e3c380787b3c3c89027675c85&uuid=&state=PEtFfuTeVD4jaxywoSUvtJXex15Wcbo_H30U4EFIsvA6RXKqTlM_Vn9a4EJkMcyh&data=UlNrNmk5WktYejR0eWJFYk1LdmtxakNtcE1qaS04ZW5MZ3lMeFNTbWIzRmlqanA4alhJRXJGVWZJcEp1bmxVRXN6WXBjWHRQRDhmUG1UUTNhZ1FFaFIxbTZweUlnRDFIS3p5RWtjVzRZSGtyUkxjMHRUNk9uVHNHV3IwZkRGOWFNUFZDODZNc2JNTFhZXzV1TjhTaENmdFpQNU5oa0V4Z3Z1R3FmTFVRM0c5Ynl1M0hlUjgtOGtaRGYzWGtDNjJGaGRWT1F1dFFOdnc&b64e=2&sign=eaf4dce32daa526ee113a2fa3de676fc&keyno=0&cst=AiuY0DBWFJ5Hyx_fyvalFFrN9ZbA8Gdu9y1UQwqZ1fdUXNssXxHugpOJ7m4rg5RhBIbSEHXg2yMI1uPqgjZ6hSnV6PeJmrkiXfKK5E5PSuNyCOO26SkFejpY-5cVQKrfC7FLo8O25GMbofnf8cd4jU7K7dFD15AcTxFE_VNfSWdG7trtR39VZP1PdZ5pCbLNYotYOGdQAopEM_dzGLshXFiExcHi9PB_Bs0Os07vDHiyQtUZgXZnai9Nhu_A0PMbgKIHSTfYPoegRcJsTL6DTCNbMxeoB0nMXgynFf2b07wINi9pSAjY-9KKzjOn5eDN-UciJivbixHbJIRSfT3COu6ClfyXXXaGUedB72ZptmhxPCcbTyaG6T7eg0nyVesqJrP8F9J_QKkWb5WsSBxO9QLT6IKi9eD7V_xVsb3ZDY0BtRTF2Kf6R01fO4U5jg-Iss5EFRLEFpVlIDAgwruAWN6nycbltfwi5oj8rWkPvu4&ref=orjY4mGPRjlSKyJlbRuxUiMagqD7IEChNIhECNn1bzpxhszZ-vuN_Vn3P1CovZxgPghy1c2OGznENFYzTZC8KuCipXPbLli1J4wBf8_A689Q4B4-SanJaMfyougsfFfXgz9pVVgb0DMtU4pTykGvt7iDJe_4vC148ggwOQv1tL5FBnbiM7o4Y2dcdDOMHsvY-PCXmeCQesCjx-tM8hCTZb0owVoK4KNGwFlUGwW0mPABsx_nn_usD4e2UKWTbTOXwICPoje_-HZGHubIvkeBDiYmcfReNgh7abNsCQ6-6fYApIg2AeMqcpPbntlo-F2EPNmhYPzpViTkrXb2wNVrZVRZauUJZHiwn68Xu1-DgTuLiWxZ0IprFruDR0llRXtlgh_mo-y5hYTRmVgC2-5-5A&l10n=ru&cts=1494582856163&mc=5.319757621001874)

 **Техническое задание курсового   проекта**

 Техническое задание курсового   проекта   состоит из 4 типов расчетных схем, каждая схема включает 10 вариантов.

 **Для выполнения необходимо выбрать ту схему задания, номер которой соответствует последней цифре шифра зачетной книжки студента, и тот вариант числовых данных в этой схеме, который соответствует предпоследней цифрешифра.**

Например, студент, имеющий шифр **184893**, должен выполнить курсовой проект соответствующий **третьей** схеме, вариант №**9**. Если последняя цифра шифра студента – ноль, то выполняется курсовой проект по десятой схеме. Если предпоследняя цифра ноль, то студент должен выполнить вариант №10 в своей схеме.

 Задание

Определить основные размеры цилиндрической передачи редуктора, если известны мощность на валу шестерни Р1 и угловая скорость ω1 Передаточное число передачи u. . Редуктор предназначен для длительной работы. Передача не реверсивная, высоконагруженная. Материал зубчатых колес с твердостью на поверхности

 более HRC 45. Нагрузка постоянная.

Данные своего варианта принять по таблице.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Величина |  Вариант |  |
|  | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** |  |
| **P, кВт** | 6 | 8 | 7 | 10 | 12 | 9 | 14 | 16 | 13 | 18 |  |
| **W, рад/сек** | 0,8 | 1,2 | 1,4 | 0,9 | 1,6 | 1.4 | 0.8 | 1,9 | 1,8 | 1,2 |  |
| **u** | 1,2 | 1 | 2,5 | 3,1 | 4,5 | 1,25 | 4 | 4,5 | 5 | 6 |  |

Варианты схем

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  Вариант |  |
|  | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** |  |
| **Схема** | рис.1 | рис.2 | рис.3 | рис.4 | рис.1 | рис.2 | рис.3 | рис.4 | рис.2 | рис.4 |  |

рис.1

 Определить основные размеры открытой цилиндрической передачи привода конвейера

рис.2

Определить основные размеры шевронной передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода конвейера

рис.3

Определить основные размеры косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода винтового транспортера,

рис.4

Определить основные размеры конической передачи с круговыми зубьями одноступенчатого редуктора общего назначения,