

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»
дневной формы обучения*



Могилев 2020

УДК 629.331
ББК 39.33
П79

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «02» апреля 2020 г., протокол № 9

Составитель ст. преподаватель Р. В. Плякин

Рецензент канд. техн. наук, доц. Д. М. Свирепа

Методические рекомендации предназначены для выполнения курсового проекта по дисциплине «Проектирование трансмиссий автомобилей» для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)».

Учебно-методическое издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60 × 84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

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

© Белорусско-Российский
университет, 2020

Содержание

Содержание	3
Введение.....	4
1 Цель и задачи курсового проекта	5
2 Организация курсового проектирования.....	5
3 Содержание курсового проекта	5
4 Оформление курсового проекта	6
5 Методические указания	7
5.1 Введение.....	7
5.2 Функциональное проектирование трансмиссии автомобиля.....	7
5.3 Функциональное проектирование механизма трансмиссии.....	8
5.4 Конструкторское проектирование механизма трансмиссии	8
5.5 Заключение	15
Список литературы	15

Введение

Трансмиссия автомобиля представляет собой совокупность механизмов, передающих энергию двигателя ведущим колесным движителям с целью обеспечения необходимой величины и направления скорости движения, а также длительной стоянки при работающем двигателе. При передаче энергии происходит преобразование параметров мощности двигателя (угловой скорости и вращающего момента). Преобразующие свойства трансмиссии характеризуются передаточными числами, коэффициентами трансформации и КПД.

Целью изучения дисциплины «Проектирование трансмиссий автомобилей» является формирование знаний, умений и навыков функционального и конструкторского проектирования трансмиссий автомобилей.

При изучении курса студент освоит общие принципы проектирования трансмиссий автомобилей, методы и алгоритмы синтеза и анализа кинематических схем, анализа нагруженности, прочности и долговечности деталей, методы проектирования основных механизмов.

1 Цель и задачи курсового проекта

Цель курсового проекта заключается в приобретении студентами навыков функционального и конструкторского проектирования трансмиссий автомобилей.

Задачи курсового проекта:

- приобретение навыков постановки задач проектирования;
- приобретение навыков поиска современных технических решений и их анализа;
- приобретение навыков обоснования и выбора технических решений при проектировании трансмиссии;
- освоение методики синтеза кинематической схемы трансмиссии;
- освоение методик функционального проектирования разрабатываемого механизма трансмиссии;
- освоение методик определения и выбора основных конструктивных параметров проектируемого механизма трансмиссии;
- освоение методик анализа прочности, жесткости и долговечности основных деталей проектируемого механизма трансмиссии;
- приобретение навыков выбора материалов деталей и способов их упрочнения;
- приобретение навыков конструирования механизмов и деталей трансмиссии.

2 Организация курсового проектирования

Индивидуальное задание на курсовое проектирование для каждого студента, утвержденное заведующим кафедрой, выдает руководитель проекта в установленные сроки. В задании указано содержание пояснительной записки, графической части и контрольные даты для предоставления руководителю отдельных частей проекта. После завершения проекта пояснительная записка и листы графической части должны быть подписаны студентом, а также проверены и подписаны руководителем проекта, после чего проект подлежит защите на кафедре. В процессе защиты студент делает доклад по проекту в течение 7...10 мин, а затем отвечает на вопросы членов комиссии.

3 Содержание курсового проекта

Курсовой проект включает в себя пояснительную записку и графическую часть. Структура пояснительной записки приводится в задании к курсовому проектированию. Изложение записки должно быть четким, лаконичным, логически последовательным, грамматически правильным и вместе с тем полностью раскрывающим содержание работы.

Графическая часть оформляется на листах формата А1 (не менее трех):

- результаты функционального проектирования;
- сборочный чертеж разрабатываемого механизма;

– рабочие чертежи деталей.

На первом листе графической части приводятся основные результаты функционального и конструкторского проектирования:

– разработанная кинематическая схема трансмиссии автомобиля. На схеме должны присутствовать подписи основных элементов с указанием их технических характеристик. Условные графические элементы должны соответствовать ГОСТ 2.770–68 *Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики*;

– конструктивные и кинематические схемы технических решений проектируемого механизма и их сравнительный анализ. Приведенные технические решения должны соответствовать современному уровню автомобилестроения. Сравнительный анализ оформляется в виде таблицы со значениями критериев качества (при их наличии), таблицы экспертных оценок либо перечисления их достоинств и недостатков. Приведенный анализ должен показывать обоснованность принятых для дальнейшего проектирования технических решений;

– таблицы результатов расчетов параметров нагрузочных режимов и основных параметров проектируемого механизма.

На втором листе графической части приводится сборочный чертеж проектируемого механизма. На нем должны быть показаны габаритные, присоединительные и посадочные размеры, обозначены шлицевые соединения, а также нанесены позиции деталей (спецификация приводится в приложении пояснительной записки). Кроме того, на чертеже должны быть приведены технические требования к проектируемому механизму, которые включают требования на сборку, регулировку и испытания механизма.

Рабочие чертежи деталей должны иметь полную информацию, необходимую для их изготовления: размеры с допускаемыми отклонениями, допуски формы и расположения, позиционные допуски, шероховатости поверхностей, материал детали с указанием способа термообработки и твердости и др.

4 Оформление курсового проекта

Курсовой проект оформляется в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) и другими действующими стандартами.

Пояснительная записка должна быть оформлена в соответствии с ГОСТ 2.105–95 *Межгосударственный стандарт. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам*. Основная надпись выполняется по ГОСТ 2.104–2006 *Единая система конструкторской документации. Основные надписи*. На каждом листе, кроме титульного и задания, проставляется номер страницы и обозначение конструкторского документа (пояснительной записки). Основная надпись спецификации выполняется по форме 2, остальные листы – по форме 2а ГОСТ 2.104–2006.

Правило присвоения кода изделию приведено на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 – Структура кода изделия

5 Методические указания

5.1 Введение

Во введении дается общая характеристика состояния и тенденций развития автомобилей проектируемого типа и класса, особое внимание уделяется трансмиссии. Указываются цель и задачи курсового проекта.

5.2 Функциональное проектирование трансмиссии автомобиля

Разработка технических требований и постановка задач функционального проектирования трансмиссии. Производится постановка задач функционального проектирования трансмиссии, целью которого является получение ее кинематической схемы, обеспечивающей реализацию требуемых передаточных чисел. В этом подразделе описываются условия эксплуатации автомобиля, приводится расчет требуемых передаточных чисел трансмиссии, формируются требования к разрабатываемой трансмиссии (требования должны иметь конкретный вид с указанием численных значений соответствующих параметров), осуществляется выбор критериев, по которым в проекте проводится анализ существующих конструкций элементов трансмиссии.

Обзор и анализ существующих конструкций. Обзор и анализ проводится для разрабатываемого механизма и его элементов. Рассматриваются современные конструкции, соответствующие техническим требованиям, описанным в предыдущем подразделе. Для каждого рассматриваемого варианта должны быть приведены схема, раскрывающая конструкцию и принцип действия механизма, и краткое описание. Обзор должен быть полным и содержать не менее пяти вариантов конструкций разрабатываемого механизма и трех патентов.

Для каждого из приведенных вариантов конструкции необходимо описать достоинства и недостатки. В конце подраздела приводится анализ рассмотренных вариантов, выполненный одним из морфологических методов (методом экспертных оценок, методом И-ИЛИ дерева и т. п.).

Синтез структуры и разработка кинематической схемы трансмиссии. На основании технических требований к трансмиссии разрабатывается структура трансмиссии (ее компонентный состав), выбираются основные элементы. Для каждого выбранного компонента трансмиссии приводится его краткое описание и параметры (при наличии). Особое внимание необходимо уделить разрабатываемому механизму – для него приводится подробное обоснование принятого технического решения.

Далее приводится кинематическая схема трансмиссии с обозначением всех основных элементов и их параметров.

5.3 Функциональное проектирование механизма трансмиссии

Постановка задач функционального проектирования механизма. Приводится описание внешних воздействий на механизм, технических требований к разрабатываемому механизму, управляемых параметров, критериев оценки и ограничений, принимаемых при проектировании. Затем намечается общая стратегия процесса проектирования с указанием основных этапов и процедур проектирования.

Определение и выбор основных параметров механизма. При проектировании вальной коробки передач или главной передачи приводится расчет передаточных чисел зубчатых зацеплений, чисел зубьев и параметров элементов управления. При наличии дифференциала необходимо обосновать выбор коэффициента распределения вращающего момента между мостами автомобиля и коэффициента блокировки.

При проектировании сцепления приводится расчет параметров фрикционных дисков, нажимных механизмов и привода. Также следует провести математическое моделирование процесса функционирования сцепления с целью оптимизации его параметров. Результаты данного анализа приводятся в виде графиков и таблиц.

При проектировании планетарной коробки передач приводится структурный (при необходимости разрабатывать новую кинематическую схему) и параметрический синтез, кинематический анализ, анализ нагруженности и потерь, анализ конструктивных свойств.

5.4 Конструкторское проектирование механизма трансмиссии

Конструкция механизма трансмиссии. Приводится описание устройства и принципа действия проектируемого механизма со ссылками на конструктивную схему (выполняется на основе сборочного чертежа). Особое внимание должно быть уделено элементам, обладающим новизной конструкции.

Определение нагрузочных режимов механизмов. Определяются параметры нагрузочных режимов для анализа долговечности зубчатых зацеплений и подшипниковых опор механизма, анализа прочности и жесткости его валов, анализа прочности шлицевых соединений. В начале подраздела необходимо привести ки-

нематическую схему проектируемого механизма с обозначением зубчатых зацеплений, валов и подшипниковых опор. Принятые обозначения должны быть использованы в дальнейших расчетах. Результаты сводятся в таблицы.

При проектировании зубчатых зацеплений трансмиссия автомобиля представляется в виде функциональной схемы, представленной на рисунке 5.1.

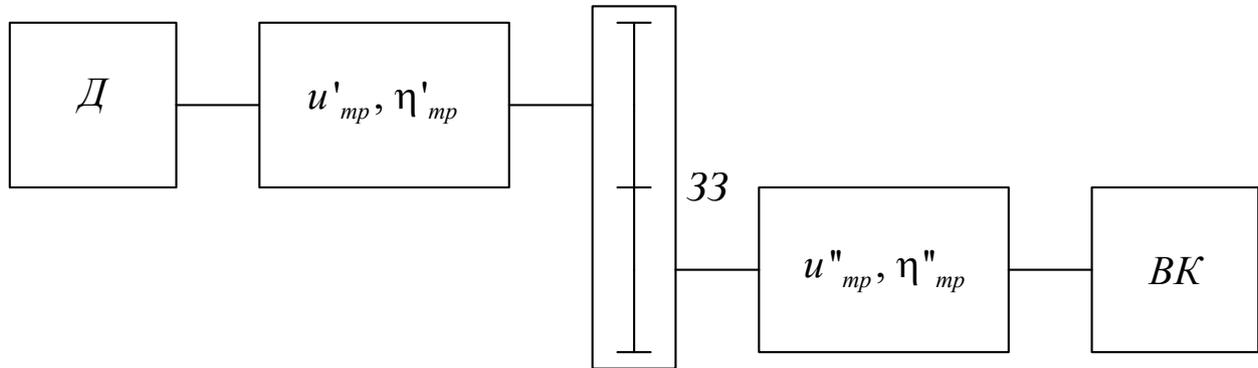


Рисунок 5.1 – Функциональная схема трансмиссии

Основными параметрами нагрузочного режима при проектировании зубчатых зацеплений являются: M_y – условный вращающий момент на входе в зубчатое зацепление; n_y – условная частота вращения входного элемента зубчатого зацепления; t – общее время работы зубчатого зацепления; $K_{ПН}$ – коэффициент пробега по контактным напряжениям; $K_{ПФ}$ – коэффициент пробега по изгибным напряжениям.

Исходными данными при определении параметров нагрузочного режима при анализе усталости являются: L – полный пробег автомобиля, км; ξ_i – относительный пробег автомобиля на отдельных ступенях коробки передач; n_v – частота вращения при максимальной скорости; $M_{e,max}$ – максимальный вращающий момент; u'_{mp}, η'_{mp} – передаточное число и КПД элементов трансмиссии от двигателя до рассматриваемого зубчатого зацепления; u''_{mp}, η''_{mp} – передаточное число и КПД элементов трансмиссии от рассматриваемого зубчатого зацепления до ведущих колес с учетом параметров рассматриваемого зубчатого зацепления; $u_{mp,\epsilon}$ – передаточное число трансмиссии на высшей передаче; r_k – радиус качения колеса; m_a – полная масса автомобиля; m_ϕ – масса автомобиля, приходящаяся на ведущие колеса.

Параметры нагрузочного режима определяются в следующей последовательности.

Сначала определяются удельные окружные силы на ведущих колесах на всех ступенях коробки передач:

$$\gamma_{y,i} = \frac{F_{i,max}}{m_a g}, \quad (5.1)$$

где $F_{i.\max}$ – максимальная окружная сила на ведущих колесах на i -й ступени, Н.

Максимальная окружная сила на ведущих колесах на i -й ступени $F_{i.\max}$ определяется по следующему выражению:

$$F_{i.\max} = \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{M_{e.\max} u_{mp} \eta_{mp}}{r_k} \\ \varphi G_\varphi \end{array} \right. , \quad (5.2)$$

где G_φ – сцепной вес, Н;

φ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой. При проектировании принимается $\varphi = 0,7$ для дорог с твердым покрытием, $\varphi = 0,5$ – в других случаях.

Условный вращающий момент на входе в анализируемое зацепление на i -й ступени трансмиссии определяется по следующей формуле:

$$M_{y.i} = \frac{\theta \lambda \gamma_{y.i} m_a g r_k}{u''_{mp.i} \eta''_{mp.i}} , \quad (5.3)$$

где θ – коэффициент, учитывающий циркуляцию мощности. $\theta = 1$ – для автомобиля с одним ведущим мостом либо для многоприводных автомобилей, оснащенных межосевым дифференциалом; $\theta = 1,1$ – для многоприводных автомобилей с заблокированным приводом при работе на низших ступенях;

λ – коэффициент, учитывающий долю мощности, передаваемую через рассматриваемое зубчатое зацепление. Если вся мощность проходит через зубчатое зацепление, то $\lambda = 1$.

Определение условной частоты вращения.

Сначала определяется средняя скорость движения автомобиля:

$$v_m = k_v v_{\max} , \quad (5.4)$$

где k_v – коэффициент, учитывающий условия движения автомобиля и его удельную мощность. Принимает значения $k_v = 0,5 \dots 0,75$;

v_{\max} – максимальная кинематическая скорость автомобиля, м/с.

Далее определяется средняя скорость автомобиля на высшей передаче:

$$v_{m.e} = \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{g_m}{u_{mp.e}} \sum_{i=1}^{N_{kn}} (\xi_i u_{mp.i}) \\ 0,8 v_{\max} \end{array} \right. , \quad (5.5)$$

где N_{kn} – количество ступеней коробки передач.

Далее определяется скорость движения на остальных ступенях коробки передач:

$$v_{m.i} = v_{m.в} \frac{u_{mp.в}}{u_{mp.i}}. \quad (5.6)$$

В итоге вычисляется частота вращения входного вала анализируемого зубчатого зацепления на i -й ступени коробки передач:

$$n_{y.i} = \frac{9,55 v_{m.i} u_{mp.i}^n}{r_k}. \quad (5.7)$$

Определение времени работы.

Время работы рассматриваемого зубчатого зацепления на i -й ступени определяется по следующей формуле:

$$t_i = \frac{\xi_i L}{3,6 v_{m.i}}. \quad (5.8)$$

Анализ долговечности зубчатых зацеплений механизма. Приводится анализ зубчатых зацеплений проектируемого механизма на усталостную прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Результаты расчета сводятся в таблицы.

Основными параметрами зубчатых зацеплений являются: межосевое расстояние a_w ; угол наклона зубьев β ; нормальный модуль m_n ; коэффициент смещения исходного контура зубчатых колес X_1 и X_2 .

Предварительное значение межосевого расстояния можно определить на основании следующей эмпирической зависимости:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{M_{вых}}, \quad (5.9)$$

где $M_{вых}$ – вращающий момент на выходном валу коробки передач, Н·м;

k_a – коэффициент регрессии. Принимается $k_a = 8,9 \dots 9,3$ для легковых автомобилей, $k_a = 8,6 \dots 9,6$ – для грузовых.

Минимальное допустимое значение межосевого расстояния a_w определяется исходя из условия обеспечения необходимой контактной выносливости:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 M_{yI} \cdot 10^3}{d_{wl}^2 \cdot b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_A \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (5.10)$$

где Z_M, Z_H, Z_ε – коэффициенты, учитывающие соответственно свойства материала колес, форму соприкасающихся поверхностей и торцевое перекрытие;

$K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{Hv}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий и внутренние динамические нагрузки в зацеплении;

K_A – коэффициент, учитывающий внешние динамические нагрузки;

M_{yI} – условный вращающий момент на входном валу зацепления, Н·м;

d_{w1} – диаметр начальной окружности шестерни, м;

b_w – ширина зубчатого зацепления (колеса), м;

$[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, Па.

Нормальный модуль зубчатых зацеплений определяется из условия обеспечения выносливости по изгибным напряжениям:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} K_A \frac{2 \cdot 10^3 M_{yI}}{d_{w1} b_w m_n} \leq [\sigma_F], \quad (5.11)$$

где $Y_F, Y_\varepsilon, Y_\beta$ – коэффициенты, учитывающие форму соприкасающихся поверхностей, торцевое перекрытие и изменение нагрузки по линии контакта зубьев;

$K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий и внутренние динамические нагрузки в зацеплении;

$[\sigma_F]$ – допускаемые изгибные напряжения, Па.

Допускаемые напряжения определяются по следующим выражениям:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] \sqrt[3]{\frac{N_{H0}}{N_{H\beta}}}; \quad (5.12)$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{F\beta}}}, \quad (5.13)$$

где $[\sigma_{H0}], [\sigma_{F0}]$ – допускаемые напряжения при базовом числе циклов, Па;

N_{H0}, N_{F0} – базовое число циклов;

$N_{H\beta}, N_{F\beta}$ – эквивалентное число циклов;

m – показатель степени. $m = 6$ – для зубьев с однородной структурой, $m = 9$ – для зубьев с поверхностным упрочнением.

Угол наклона зубьев β в автомобильных трансмиссиях выбирается исходя из условия обеспечения плавности работы зубчатого зацепления:

$$\beta = \arcsin \left(\frac{\pi m_n}{b_w} \right). \quad (5.14)$$

Также при выборе значения β в трехвальных коробках передач необходимо обеспечить компенсацию осевых сил на промежуточном валу.

По статистическим данным, в автомобильных трансмиссиях применяются зубчатые колеса со следующими значениями угла наклона: $\beta = 22...34^\circ$ – трехвальные коробки передач легковых автомобилей; $\beta = 20...25^\circ$ – двухвальные коробки передач легковых автомобилей; $\beta = 18...26^\circ$ – коробки передач грузовых автомобилей.

Ширина зубчатого зацепления b_w , по статистическим данным, $b_w = (0,19...0,23)a_w$ – для делителей и базовых коробок передач, $b_w = (0,3...0,4)a_w$ – для умножителей.

Основными параметрами многодисковых фрикционов, оказывающих непосредственное влияние на их выходные характеристики являются: геометрические размеры фрикционных дисков (внутренний r_ϕ и наружный R_ϕ радиусы поверхностей трения, толщины сопрягаемых дисков – стального b_{cm} и с фрикционной накладкой $b_{\phi,n}$); коэффициент взаимного перекрытия ψ , характеризующий уменьшение площади поверхности трения за счет маслосгонных канавок; число пар трения z ; зазоры между дисками h_ϕ ; размеры гидроцилиндра, сжимающего диски при включении (внутренний r_n и наружный R_n радиусы поршня, полный ход поршня h_n); максимальное рабочее давление жидкости p ; давление на поверхностях трения фрикционных дисков q_ϕ ; характеристики возвратных пружин поршня – начальное усилие $F_{e,n0}$ и суммарный коэффициент жесткости $c_{e,n}$.

Выходными параметрами фрикционов являются момент трения M_ϕ , коэффициент запаса момента трения β_ϕ , габаритные размеры – диаметр D_ϕ и длина L_ϕ .

Момент трения фрикциона определяется по формуле

$$M_\phi = \mu F_{сж} r_3 z K_z, \quad (5.15)$$

где μ – коэффициент трения;

$F_{сж}$ – усилие сжатия пакета фрикционных дисков, Н;

r_3 – радиус действия эквивалентной суммарной силы трения, м;

z – число пар трения;

K_z – коэффициент снижения нажимного усилия.

Максимальное усилие сжатия фрикционных дисков $F_{сж.max}$ ограничено допускаемой величиной давления $[q_{cp}]$ на поверхностях трения:

$$F_{сж.max} = A_\phi \psi [q_{cp}], \quad (5.16)$$

где A_ϕ – полная площадь поверхности пары трения без учета маслосгонных канавок, $A_\phi = \pi(R_\phi^2 - r_\phi^2)$;

ψ – коэффициент взаимного перекрытия, равный отношению номинальной площади контакта $A_{\phi,ном}$ к полной площади A_ϕ .

Для накладок из металлокерамических материалов $[q_{ср}] = 4...5$ МПа, для пластмассовых композиций 2...3 МПа, для бумажных композиций 1,5...2 МПа.

Фрикцион должен обеспечивать передачу момента нагрузки $M_{н.ф}$ с заданным запасом момента трения:

$$M_\phi = M_{н.ф} \beta_\phi, \quad (5.17)$$

где β_ϕ – коэффициент запаса момента трения.

Проектирование пружинного нажимного механизма. Приводится расчет параметров и выбор пружин нажимного механизма сцепления.

Проектирование валов механизма. Проводится анализ прочности и жесткости валов разрабатываемого механизма. На первом этапе проводится предварительный расчет наименьшего диаметра вала в опасном сечении из условия обеспечения необходимой прочности и жесткости. На втором этапе после окончательной конструктивной проработки проводится уточненный анализ прочности и жесткости методом конечных элементов. Полученные в результате значения напряжений, прогибов валов и углов закручивания необходимо сравнить с допустимыми значениями.

Затем проводится анализ шлицевых (шпоночных) соединений. Для всех видов шлицевых соединений выполняют анализ на смятие. Для подвижных и условно неподвижных соединений дополнительно выполняют анализ на износостойкость.

Проектирование подшипниковых опор. Выбираются схемы подшипниковых опор валов, определяются требуемые динамические грузоподъемности подшипников и производится выбор подшипников по каталогу. Особое внимание необходимо уделить обоснованию выбора схемы подшипниковых опор.

Оценка долговечности подшипников качения коробок передач производится по контактной выносливости поверхностей беговых дорожек и тел качения.

Предварительно габаритные размеры подшипника можно выбрать с учетом допускаемых диаметров отверстий в картере коробки передач. Внешний диаметр подшипника должен быть не больше, чем $0,9a_w$ – для первичного и вторичного валов, $0,7a_w$ – для промежуточного вала. Перемычки в корпусе должны быть более $0,2a_w$.

Обоснование выбора материалов и способов упрочнения основных деталей. Обоснование проводится для основных элементов проектируемого механизма – валов, зубчатых колес, корпусных деталей, фланцев, фрикционных элементов и др. Рекомендуется обоснование представить в виде таблицы, где столбцы имеют

следующие заголовки: наименование детали, материал, способ упрочнения, требуемые характеристики, обоснование.

Оценка габаритов и КПД механизма. Определяются габариты и потери мощности разрабатываемого механизма. Результаты сопоставляются с соответствующими показателями существующего аналога.

5.5 Заключение

В заключении излагаются основные результаты курсового проекта и подводятся итоги выполненной работы с использованием значений оценочных показателей. Указывается, за счет каких конструктивных решений достигнуто улучшение показателей. Намечаются пути для дальнейшего совершенствования конструкции разрабатываемого механизма.

Список литературы

1 **Альгин, В. Б.** Ресурсная механика трансмиссий мобильных машин : монография / В. Б. Альгин, С. Н. Поддубко. – Минск : Беларуская навука, 2019. – 550 с.

2 **Острецов, А. В.** Роботизированные коробки передач и вариаторы. Конструкция / А. В. Острецов, В. В. Бернацкий, А. Е. Есаков. – Москва : ИНФРА-М, 2014. – 95 с.

3 **Песков, В. И.** Конструкция автомобильных трансмиссий : учебное пособие / В. И. Песков. – Москва : ИНФРА-М, 2020. – 146 с.

4 **Савич, Е. Л.** Легковые автомобили : учебник / Е. Л. Савич. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2019. – 758 с. : ил.

5 **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 592 с.

6 Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Вышэйшая школа, 1985. – 240 с.

7 Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. – Москва : Машиностроение, 1984. – 272 с.

8 **Цитович, И. С.** Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов / И. С. Цитович, В. Б. Альгин, В. В. Грицкевич. – Минск : Наука и техника, 1987. – 224 с.