

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ и НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
КАСПИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГИЙ и
ИНЖИНИРИНГА им. Ш. ЕСЕНОВА**

**ИНСТИТУТ МОРСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ
КАФЕДРА «ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИИ ПЕРЕВОЗОК»**

**ЛАПЕНКОВ М. Ф.,
МУСАЕВ Е. К.,
ЮСУПОВ А. А.**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТРАНСПОРТ И ТРАНСПОРТНАЯ ТЕХНИКА»
Раздел «Проектирование и расчет дифференциалов, полуосей»**

для студентов дневного и заочного обучения
специальности 050713 – «Транспорт, транспортная техника и технологии»

Актау-2010

УДК .629. 113/ 119 (072)

СОСТАВИТЕЛИ: Лапенков М. Ф., Мусаев Е. К., Юсупов А. А. Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Транспорт и транспортная техника» (раздел «Проектирование и расчет дифференциалов, полуосей») для студентов дневного и заочного обучения специальности 050713 – «Транспорт, транспортная техника и технологии» - Актау: КГУТиИ им. Ш. Есенова, 2010, 19с.

Рецензент: к.т.н., доцент Султанов Т.Т.

В методических указаниях в качестве помощи для студентов дневного и заочного обучения приведены приемы инженерно конструкторского творчества, развитие применять знания на практике и, следовательно, более глубокого усвоения курса «Транспорт и транспортная техника».

Рекомендовано к изданию решением Учебно-методического Совета Каспийского государственного университета технологий и инжиниринга им. Ш.Есенова.

©КГУТиИ им. Ш. Есенова, 2010г.

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

1.1. Цель и задачи проектирования

Цель курсовой работы - освоение студентами приемов инженерного конструкторского творчества, развитие умения применять знания на практике и, следовательно, более глубокого усвоения курса «Транспорт и транспортная техника».

В ходе выполнения курсовой работы студент должен на основе критического анализа существующих отечественных и зарубежных конструкций, а также тенденций развития мирового автомобилестроения определить и обосновать компоновочную схему и основные параметры автомобиля и проектируемого узла.

В связи с тем, что узлы и детали автомобиля работают в условиях, постоянно изменяющихся по величине и направлению динамических нагрузок, иногда значительно превосходящих статические, а необходимость достижения малого собственного веса автомобиля требует надежных запасов прочности. Методы расчета и расчетные нормативы автомобильных агрегатов существенно отличаются от аналогичных методов и нормативов общего машиностроения. Поэтому возникает необходимость в ознакомлении со специальной технической литературой, позволяющей получить четкое представление об особенностях расчета автомобильных конструкций. Кроме того, отмеченная особенность влечет за собой применение в конструкции автомобиля качественных материалов при относительно малых запасах прочности. Следовательно, студент должен уметь не только выбрать специфические материалы для различных деталей проектируемого узла, но и определить наиболее приемлемый для массового производства способ их изготовления. Методы массового производства, наиболее характерные для современного автомобилестроения, требуют высокой технологичности конструкции узла, тщательно продуманной системы посадок и допусков на изготовление сопрягаемых деталей, подробной разработки технических условий на изготовление, контроль и сборку деталей и узла в целом. При выполнении курсовой работы следует обратить внимание на эти вопросы и достаточно полно отразить их в графической части и пояснительной записке.

1.2. Задание на проектирование

В задании на курсовую работу приведены общие данные по проектируемому автомобилю и указаны основные тяговые качества, которыми он должен обладать: тип и класс автомобиля, его грузоподъемность или пассажироместимость, максимальная скорость и коэффициент суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости, а также коэффициент, характеризующий максимальное сопротивление дороги на низшей (первой) передаче в коробке передач.

При проектировании узлов автомобилей повышенной проходимости в задании указывается минимальная устойчивая скорость при движении на первой передаче в коробке передач и низшей передачи дополнительной коробке. Этот параметр необходим для определения общего передаточного отношения трансмиссии автомобиля.

В задании указывается название агрегата, подлежащего разработке, либо предлагается разработать данный агрегат или узел с ориентировкой на какую-то выполненную конструкцию. В некоторых случаях предлагается модернизировать

существующую конструкцию с учетом тенденции мирового автомобилестроения.

Поощряется проявление самим студентом инициативы по улучшению конструкции проектируемого узла в целом и его отдельных элементов.

1.3. Организация выполнения и защита курсовой работы

Работа должна вестись таким образом, чтобы он был не только выполнен, но и защищен до начала экзаменационной сессии. Для облегчения планирования и самостоятельной работы над заданием ниже приводится график его выполнения.

Законченная курсовая работа (пояснительная записка) - подписывается студентом, а после проверки и исправления ошибок - преподавателем. Студенты, не завершившие в срок работу, не допускаются к консультациям. Если студент по неуважительной причине отстает от графика более, чем на две недели, руководитель может изменить ему тему курсовой работы.

Студент защищает курсовую работу перед комиссией в составе 2-3 преподавателей. Защита проводится публично в срок, заранее назначенный руководителем. Ниже приводится поэтапный график работы над курсовой работой.

Таблица 1.

№ п/п	Этапы	Объем, час	Выполнения, %	Контрольный срок (неделя)
1	Обоснование параметров автомобиля и тяговый расчет	20	15	2-я
2	Обоснование конструктивных решений и предварительный функциональный расчет узла	10	25	3-я
3	Компоновка и расчет узла	30	60	6-я
4	Сборочный чертеж узла и спецификация	20	75	8-я
5	Рабочие чертежи деталей	10	90	9-я
6	Оформление пояснительной записки	10	100	10-я
7	Подготовка к защите и защита проекта	-	-	12-я

Студент в кратком сообщении в течение 10-12 мин докладывает о содержании курсовой работы, обосновывает принятые конструктивные решения и методы расчета, а затем отвечает на вопросы членов комиссии и присутствующих. Оценивается работа по четырехбалльной системе.

1.4. Порядок выполнения и объем курсовой работы

Приступая к выполнению курсовой работы, прежде всего, необходимо ознакомиться с общими данными существующих автомобилей, аналогичных по классу проектируемому. Данные по отечественным и зарубежным аналогам можно найти в литературе, имеющейся на кафедре и в библиотеке института. В качестве аналогов выбирать автомобили, выпуск которых начался в последние годы. Основные параметры 4-5 ближайших аналогов лучше всего представить в виде сводной таблицы.

В результате анализа эксплуатационных и технических качеств ближайших аналогов установить и обосновать: компоновочную схему автомобиля; снаряженную массу; распределение масс по осям и высоту центра масс над опорной поверхностью; базу, колею и габаритные размеры автомобиля и на их основе - площадь лобовой поверхности автомобиля; тип и размерность шин; число осей, в

том числе и ведущих; чисто передач и необходимость в установке дополнительной коробки; тип главной передачи, тип и оборотность двигателя. При этом необходимо учитывать основные тенденции в развитии конструкций автомобиля; снижение расхода топлива и уменьшение снаряженной массы.

Следует стремиться к применению дизельных двигателей на грузовых и, возможно, на некоторых моделях легковых автомобилей, особенно типа такси. Заметим, что в перспективе для дизеля характерна частота вращения не выше 3000 об/мин, а для дизелей легковых автомобилей - 4500 об/мин. Полученные данные затем используются в тяговом расчете.

Все выбранные параметры автомобиля необходимо тщательно обосновать в пояснительной записке с учетом технико-экономической эффективности автомобиля и согласовать с руководителем.

Определив и обосновав основные параметры автомобиля, приступить к тяговому расчету, в результате которого получить необходимые данные для проектирования узла, характеристику двигателя, величину максимальных нагрузок и моментов, расчетные режимы нагружения, частоту вращения валов и т.д.

Проектирование узла начинать с определения типа конструкции и принятых принципиальных конструктивных решений, например, типа сцепления и нажимных пружин, числа валов коробки передач, схемы карданной передачи, типа и компоновочной схемы главной передачи, типа тормозных механизмов, рулевого управления, подвески и т.д. При этом проводится анализ конструкции соответствующих узлов ближайших аналогов, и учитываются тенденции их совершенствования. Все принятые решения тщательно обосновать и оценить, как они отразятся на технико-экономических показателях автомобиля. Основные решения согласовать с руководителем.

Затем путем применения эмпирических зависимостей, приближенных и проектных расчетов методов, государственных и отраслевых стандартов и нормалей определить основной габаритный размер узла: межцентровое расстояние в коробке передач, наружный диаметр ведомого диска сцепления, диаметр ведомой конической шестерни главной передачи, размеры крестовины карданного вала и др. С учетом выбранных основных габаритных размеров и на основе принятой ранее компоновочной схемы автомобиля приступить к компоновке узла.

По результатам компоновки определяются необходимые данные для прочностного расчета: длина валов коробки передач, длина и диаметр валов карданной передачи, параметры шестерен, главной передачи, дифференциала, полуоси и балки ведущего моста и т.д. Как правило, первый вариант компоновки не удовлетворяет поставленным требованиям: имеется или излишний запас прочности, или прочность и долговечность узла недостаточны. По результатам предварительного расчета вносятся исправления в компоновку, снова производится поверочный расчет и т.д. Приходится неоднократно перечерчивать отдельные конструктивные решения. Во избежание этого компоновку узла рекомендуется вести в одной-двух проекциях на миллиметровой бумаге. В процессе компонования узла выполняются все необходимые расчеты, и, следовательно, после завершения этого этапа имеется возможность для быстрого завершения работы над проектом.

Далее выполняется сборочный чертеж узла, рабочие чертежи двух-четырех деталей и спецификация. Параллельно можно оформлять пояснительную записку.

Важно четко представлять характер работы деталей и их взаимодействие друг с другом, правильно назначить посадки и допуски, обоснованно выбрать материал деталей и вид термообработки, четко сформулировать технические требования. Проектируя узел детали в целом и отдельно, стремиться к тому, чтобы их конструкция отвечала наиболее передовой технологии изготовления и сборки в условиях массового производства и допускала применение традиционных для автомобилестроения материалов.

Спецификация узла выполняется на отдельных листах и подшивается к пояснительной записке в виде приложения.

Объем пояснительной записки обычно составляет 30-50 страниц, а ее оформление производится в соответствии с требованиями к текстовым документам ЕСКД (ГОСТ 2.105-79), Основные надписи выполняются по ГОСТ 2.104-68. Термины и определения, касающиеся автомобиля и его узлов, должны соответствовать ГОСТ 10667-73. Ссылка на литературные и патентные источники, из которых заимствуются зависимости и пояснения, обязательна. Конечные результаты однотипных расчетов сводить в таблицы. Формулы, вынесенные по тексту на отдельную строку, нумеруются. Все рисунки и таблицы должны иметь название и порядковый номер. Название рисунка помещается снизу, а таблицы - сверху.

Пояснительная записка должна состоять из следующих разделов (нумерация разделов обязательна и соответствует приведенной ниже):

1. Введение. Содержит технико-экономическое обоснование выбранных параметров и компоновочной схемы проектируемого автомобиля в увязке с перспективами развития народного хозяйства.

2. Тяговый расчет. Графики тягового расчета (внешняя скоростная характеристика двигателя и динамическая характеристика автомобиля) нумеруются как соответствующие листы записки, должны удовлетворять требованиям к иллюстрациям текстовых документов (ГОСТ 2.105-79) и выполняются, как правило, на листах Формата II (ГОСТ 2.301-66 ст. СЭВ П81-78). Допускается исполнять их на миллиметровой бумаге. Графики должны иметь название и порядковый номер, например: «Рис.2. Динамическая характеристика автомобиля».

3. Обоснование основных конструктивных решений и компоновочной схемы узла. Приводятся предварительные и функциональные расчеты узла, связанные с определением его основных габаритных размеров. Анализируются конструктивные решения аналогичных узлов автомобилей-аналогов, и обосновывается компоновочная схема. Описываются преимущества и недостатки проектируемого узла. Приводится технико-экономическое обоснование принятых конструктивных решений.

4. Расчет деталей узла на прочность и долговечность. Приводятся результаты расчетов (в виде таблиц), полученные после окончательной компоновки узла с обоснованием выбора материала, способа термообработки и величины допустимых напряжений.

5. Заключение. Кратко описываются основные конструктивные решения, принятые в работе, степень их соответствия заданию на проектирование и тенденциям развития автомобильной техники.

Литература - список использованных по тексту литературных или патентных

источников, который не является самостоятельным разделом записки и не нумеруется. Литературные источники приводятся в порядке их упоминания либо в алфавитном порядке.

Приложение содержит спецификацию узла, выполненную в соответствии с ГОСТ 2.109-73. В графе «Примечание» следует указывать материал деталей. При составлении спецификации для присвоения номеров деталям помимо отраслевой нормали Минавтопрома 025.212-68 можно использовать каталоги запасных частей однотипных узлов отечественных автомобилей.

Содержание и объем курсовой работы в отдельных случаях могут быть изменены по указанию руководителя проекта.

2. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЕДУЩЕГО МОСТА. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ МОСТА

Кинематическая схема главной передачи определяет конструкцию ведущего моста автомобиля, поэтому выбор схемы является одним из важных этапов проектирования главных передач.

Одинарная главная передача компактна, имеет минимальные размеры и массу, невысокую стоимость, проста в производстве и эксплуатации. Однако ее применение ограничено величиной передаточного числа ($U_0 \leq 7,0$) и несущей способностью зубчатого зацепления: при передаче большого крутящего момента необходимо увеличивать модуль, что приводит к увеличению размеров зубчатых колес и уменьшению дорожного просвета. Одинарную коническую спиральную передачу применяют на легковых автомобилях и грузовых малой грузоподъемности (ГАЗ и УАЗ). Более широко используется одинарная гипоидная главная передача (автомобили семейства ВАЗ, ГАЗ и др.), обладающая рядом преимуществ по сравнению со спиральной конической: повышенной несущей способностью по контактным напряжениям, большей плавностью работы и бесшумностью. Наличие гипоидного смещения расширяет компоновочные возможности (при нижнем смещении понижается центр масс автомобиля, меньше туннель карданного вала у легковых автомобилей). Одинарную цилиндрическую главную передачу устанавливают на легковых автомобилях с поперечным расположением двигателя (ВАЗ, ГАЗ и др.). Ограниченно применяются одинарные червячные главные передачи (Пежо, Татра и др.)

Центральная двойная главная передача обладает большой нагрузочной способностью и позволяет получать большие передаточные числа ($\sigma_o \leq 12$)

Центральные двойные передачи выполняют по следующим схемам;

А) первая ступень коническая спиральная (гипоидная), вторая – цилиндрическая (КамАЗ-5320, КрАЗ-6510 и др.);

Б) первая ступень коническая спиральная (гипоидная), вторая – планетарная («Scammel Trunker Mark IV» фирмы «Leyland»)

В) первая ступень планетарная, вторая – коническая спиральная (гипоидная);

Г) первая ступень цилиндрическая, вторая – коническая спиральная (гипоидная) (английская фирма «Солдбери трансмишн»).

Разнесенная двойная главная передача (МАЗ, БелАЗ, Raba, Skoda, FIAT, УАЗ,

ИКАРУС) состоит из центрального редуктора с одинарной спиральной конической или гипоидной передачей и межколесным дифференциалом и двух колесных редукторов. Применяют следующие виды редукторов: с цилиндрической передачей внешнего или внутреннего зацепления; с конической передачей внешнего зацепления; с цилиндрической планетарной передачей с заторможенными коронным или солнечным колесами; с конической планетарной передачей.

Разнесенные двойные главные передачи сложнее по конструкции, чем центральные, имеют большее количество зубчатых колес и подшипников. Однако они широко применяются на автомобилях средней и большой грузоподъемности и автобусах благодаря таким положительным качествам, как возможность уменьшения размеров межколесного дифференциала и диаметра полуосей вследствие малой степени редукций крутящего момента, подводимого к ним; получение компактной центральной части ведущего моста и достаточно большого дорожного просвета; осуществление вариации передаточного числа без изменения конструкции центрального редуктора и центральной части балки ведущего моста. Двухскоростные главные передачи (автомобили «Мерседес-Бенц» типа L, LK, LP) позволяют подобрать передаточное число трансмиссии, наиболее соответствующее условиям эксплуатации и невозможность переключения ступеней при движении автомобиля. При наличии многоступенчатой коробки передач двухскоростные главные передачи получили ограниченное применение.

Спроектированный ведущий мост вместе с главной передачей, дифференциалом и полуосями должен удовлетворять следующим требованиям:

1. Обеспечивать передаточное число, соответствующее оптимальным тяговым качествам (полученном в тяговом расчете).
2. Плавно передавать крутящий момент к ведущим колесам с высоким коэффициентом полезного действия (КПД)
3. Обеспечивать низкий уровень шума.
4. Обладать обратимостью и обеспечивать высокий КПД при движении накатом.
5. Иметь небольшие габаритные размеры для осуществления простой компоновки и обеспечения необходимого дорожного просвета.
6. Обладать достаточной прочностью и жесткостью при минимальной массе.

3. НАБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ, ПОЛУОСЕЙ

3.1. Расчет дифференциалов

По назначению дифференциалы бывают межосевыми (распределяют крутящий момент между ведущими мостами) и межколесными (деление производится между ведущими колесами).

По характеру распределения крутящего момента между выходными валами дифференциалы делятся на симметричные (крутящий момент распределяется поровну) и несимметричные (крутящий момент между выходными валами распределяется в некотором отношении, не равном единице).

По типу зацепления дифференциалы подразделяются на конические, цилиндрические и червячные.

Кроме того, дифференциалы могут быть внутренним трением, с повышенным трением и блокирующиеся, в том числе самоблокирующиеся и с принудительной блокировкой.

В обычных дорожных автомобилях в основном применяются симметричные шестеренчатые прямозубые конические межколесные дифференциалы с малым внутренним трением, и поэтому в данных методических указаниях расчет изложен применительно к этим дифференциалам (расчет упрощенный).

3.1.1. Выбор параметров конического дифференциала

Внешнее конусное расстояние R_c , внешний окружной модуль m_c , зависящие от величины расчетного крутящего момента T_p на корпусе дифференциала и числа сателлитов n_c , рекомендуется выбирать по аналогии с конструкциями дифференциалов современных автомобилей (табл. 2). Обычно для легковых автомобилей - $n_c = 2$, для грузовых - $n_c = 4$.

Таблица 2.

Основные данные конических зубчатых колес межколесных дифференциалов

Марка автомобиля	Z_1	Z_2	m_c , мм	R_c , мм	α	b_{ω} , мм	n_c
ВАЗ-2107	10	16	4,0	37,77	$22^{\circ}30'$	12	2
ГАЗ-3110	10	16	5,0	47,2	$22^{\circ}30'$	35	2
УАЗ-469, 451	10	16	4,75	44,9	$22^{\circ}30'$	35	4
ГАЗ-3307	11	22	5,75	62,62	$22^{\circ}30'$	21	4
ЗиЛ-431410	11	22	6,35	78,09	$22^{\circ}30'$	27	4
КамАЗ-5320	11	22	6,35	78,09	$22^{\circ}30'$	27	4
МАЗ-5335	11	20	5,5	62,77	20°	22,5	4
КрАЗ-6510	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4

Число зубьев сателлита

$$z_1 = \frac{2R_c}{m_e \sqrt{u^2 + 1}},$$

в полуосевой шестерни

$$z_2 = z_1 \cdot u,$$

где,

$u = \frac{z_2}{z_1}$ - обычно для дифференциалов легковых автомобилей $\frac{14}{10}$, $\frac{16}{10}$, $\frac{18}{10}$, $\frac{20}{10}$, для грузовых $\frac{20}{11}$, $\frac{22}{11}$.

Угол профиля $\alpha = 20^{\circ}$ и $22^{\circ}30'$. При $\alpha = 22^{\circ}30'$ минимальное число зубьев $z_{1\min} = 10$, $z_{2\min} = 14$.

Во всех случаях должны соблюдаться:

условие сборки - $n_e = \frac{2z_2}{z_1}$ - целое число;

условие соседства - $n_e > \frac{\pi}{\delta_1} + \frac{1}{z_2}$,

где,

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} - \text{выражена в радианах.}$$

Ширина зубчатого венца

$$b_w = (0,25 \div 0,30) \cdot R_e$$

Меньшее значение числового коэффициента применять при малых значениях m_e ,

Параметры исходного контура:

ГОСТ 13754-68 (СТ СЭВ 516-77)

Угол профиля $\alpha = 22^{\circ}30'$, $\alpha = 20^{\circ}$

Коэффициент высоты головки

зуба $h_a^* = 0,8$ 1,0

Коэффициент радиального

зазора $c^* = 0,25$ 0,20

3.1.2. Расчет элементов конического дифференциала на прочность

Поскольку зубьев сателлита z_1 меньше, чем зубьев полуосевой шестерни z_2 , то рассчитываются зубья сателлита на усталость при изгибе по зависимостям для прямозубых конических колес по нагрузочному режиму. Так как курсовая работа является учебным, то проверку зубьев сателлита на усталость при изгибе допускается выполнять по упрощенной методике. Различие в результатах, полученных по упрощенной методике и по методике, соответствующей ГОСТ 21354-71, составляет не более 10%, что допустимо в инженерных расчетах.

Расчетные напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{0,6 \cdot T_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_I \cdot \lambda}{m_e^2 \cdot n_e \cdot z_2 \cdot R_e \cdot \psi_{Re} \cdot \pi \cdot y} \leq [\sigma_F] \quad (1)$$

где,

λ – коэффициент, учитывающий перераспределение крутящего момента между полуосями, $\lambda = 0,55 \div 0,60$;

y – коэффициент формы зуба, $y \approx 0,09 \div 0,13$;

$$\psi_{Re} = \frac{b_w}{R_e} = 0,25 \div 0,30$$

u_0 – передаточное число главной передачи до дифференциала (для центральной главной передачи – это ее полное передаточное число, для двойной разнесенной – это передаточное число первой ступени);

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения, $[\sigma_F] \leq 550$ МПа.

В связи с меньшим временем работы шестерен дифференциала, по сравнению с главной передачей, расчет их на контактную усталость не производится.

Диаметр шипа крестовины (мм) определяется приближенно:

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{T_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_I}{n_e \cdot r_e \cdot [q_e]}} \quad (2)$$

где,

r_e – расстояние от центра крестовины до середины сателлита (определяется конструктивно);

$[q_e]$ – допускаемое давление между шипом и крестовиной,

$[q_e] = 100$ МПа – для легковых автомобилей;

$[q_e] = 120$ МПа – для грузовых автомобилей.

Шип крестовины проверяется на срез и смятие.

Напряжение среза

$$\tau = \frac{2 \cdot T_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_I}{\pi \cdot d_{ш}^2 \cdot r_e \cdot n_e} \leq [\tau], \quad (3)$$

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{T_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_I}{2 \cdot r_e \cdot n_e \cdot d_{ш} \cdot l_e} \leq [\sigma_{см}], \quad (4)$$

где,

$l_e = (1,0 \div 1,3) \cdot d_{ш}$ - длина контакта сателлита вдоль образующей шипа.

Допускаемые напряжения

$$[\tau] = 100 \div 120 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{см}] = 50 \div 60 \text{ МПа}.$$

Рассчитывается также напряжение смятия шипа крестовины в месте крепления в коробке дифференциала $\sigma_{смк}$ и давление торца сателлита на коробку дифференциала $\sigma_{снт}$:

$$\sigma_{смк} = \frac{T_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_I}{n_e \cdot r_e' \cdot d_{ш} \cdot l_k} \leq [\sigma_{смк}], \quad (5)$$

где,

r_e' - расстояние от центра крестовины до середины опорной поверхности шипа в корпусе (определяется конструктивно);

l_k - длина опорной поверхности шипа в корпусе (определяется конструктивно).

Допускаемое напряжение $[\sigma_{смк}] = 50 \div 60$ МПа.

$$\sigma_{снт} = \frac{4 \cdot T_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_I \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1}{n_e \cdot r_e \cdot \pi (d_n^2 - d_{ш}^2)} \leq [\sigma_{снт}], \quad (6)$$

где,

d_n - наружный диаметр опорной поверхности торца сателлита (определяется конструктивно);

δ_1 - половина угла делительного конуса сателлита $\sin \delta_1 = \frac{r_{w1}}{R_e}$.

Допускаемое напряжение $[\delta_{снт}] = 10 \div 20$ МПа.

3.2. Расчет полуосей

Полуоси заднего ведущего моста с жесткой балкой в зависимости от испытываемой нагрузки, обусловливаемой конструкцией опоры колеса, делятся условно на три типа:

- полностью разгруженные (применяются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности);

- полуразгруженные (применяются на легковых автомобилях и грузовых

малой грузоподъемности);

- на три четверти разгруженные (применяются редко).

На рис.1 приведены схемы нагружения указанных типов полуосей. Так как на три четверти разгруженные полуоси на современных отечественных автомобилях не применяются, то рассмотрим расчет первых двух типов.

Расчет полуосей производится на статическую прочность и усталость.

3.2.1. Расчет полуосей на прочность

Полностью разгруженная полуось (рис.1а) рассчитывается на кручение: определяются напряжение кручения τ и деформация при кручении θ^0 :

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{8 \cdot G_2 \cdot m_2 \cdot \varphi_x \cdot r_k}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau], \quad (7)$$

где,

G_2 - вес, приходящийся на задний мост, Н;

m_2 - коэффициент, учитывающий перераспределение веса по осям, $m_2 = 1,2$;

φ_x - коэффициент сцепления колес с дорогой, $\varphi_x = 0,8$;

d - диаметр опасного сечения полуоси (его величину можно принять, ориентируясь на аналоги (табл.3), или же определить, задавшись величиной допускаемых напряжений $[\tau]$. Наиболее опасным является сечение возле фланца. $[\tau] = 500 \div 700$ МПа.

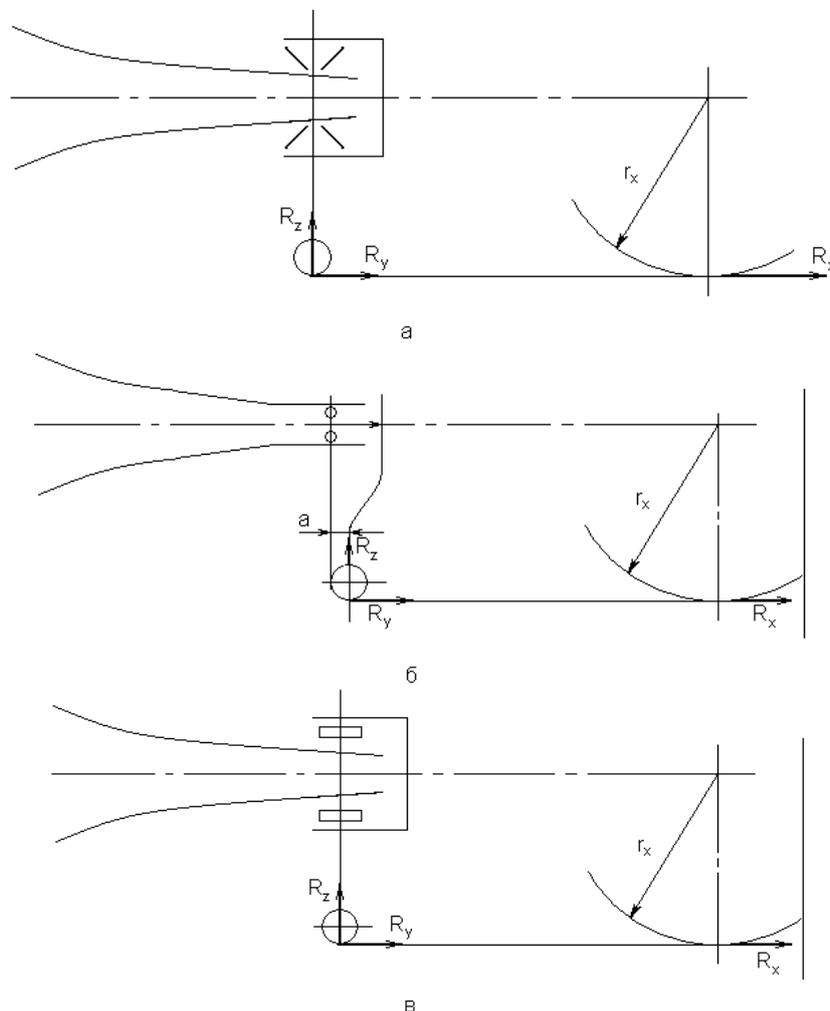


Рис.1. Схема нагружения полуосей: а – полностью разгруженной; б – полуразгруженной; в – на три четверти разгруженной.

$$\theta^0 = \frac{180^0}{\pi} \cdot \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_p} = \frac{180^0}{\pi^2} \frac{32 \cdot G_2 \cdot m_2 \cdot \varphi_x \cdot r_k}{G \cdot d^4} \leq [\theta^0] \quad (8)$$

где,

J_p - полярный момент инерции сечения полуоси;

G - модуль упругости при кручении (для стали $G = 85$ ГПа);

l - длина полуоси (определяется из компоновки ведущего моста);

$[\theta^0] = 6 \div 15^\circ$ на 1 м длины полуоси.

Таблица 3.

Минимальные диаметры полуосей отечественных автомобилей

Марка автомобиля	КрАЗ-6510	Зил-431410	МАЗ-5335	ГАЗ-3307	ГАЗ-3110	ВАЗ-2107
d_{\min} , мм	58	48	42	42	27,5	21,6

Полуразгруженная полуось (рис.1б) рассчитывается на прочность по трем нагрузочным режимам.

1. Режим максимальной касательной силы (интенсивный разгон) - R_x достигло максимальной величины, $R_y = 0$

Для этого режима определяют суммарные напряжения σ_Σ от напряжений изгиба

σ_u и кручения τ :

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2} \quad (9)$$

$$\text{где, } \sigma_u = \frac{a \sqrt{R_{X \max}^2 + R_{l \max}^2}}{W_u} = \frac{32a \sqrt{\left(\frac{m_2 \cdot G_2}{2} \varphi_x\right)^2 + \left(\frac{m_2 \cdot G_2}{2} G_k\right)^2}}{\pi \cdot d^3},$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{8 \cdot m_2 \cdot G_2 \cdot \varphi_x \cdot r_k}{\pi \cdot d^3},$$

где,

G_k - вес ведущего колеса (при расчетах им можно пренебречь);

W_u - момент сопротивления сечения полуоси при изгибе;

$$\varphi_x = 0,8.$$

2. Режим максимальной вертикальной нагрузки (переезд через препятствие).

При этом считается, что касательная R_x и боковая R_y силы отсутствуют, а вертикальная погрузка достигает максимального значения:

$$R_{Z \max} = K_\delta \cdot R_{Zcm} = K_\delta \frac{G_2}{2}, \quad (10)$$

где,

K_δ - коэффициент динамичности;

$K_\delta = 1,75$ - для легковых автомобилей;

$K_\delta = 2,0$ - для грузовых автомобилей и автобусов;

$K_\delta = 2,5$ - для автомобилей высокой проходимости.

Для этого режима определяют напряжение изгиба:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{16 \cdot K_\delta \cdot G_2 \cdot a}{\pi \cdot d^3}, \quad (11)$$

3. Режим максимальной боковой силы (занос автомобиля) (рис.2).

Вертикальную нагрузку R_z считают отдельно для наружного и внутреннего, относительно направления заноса, колес:

$$R_{Zн} = G_2 \cdot \left(0,5 + \frac{h_g \cdot \varphi_y}{B}\right); \quad (12)$$

$$R_{Zв} = G_2 - R_{Zн}, \quad (13)$$

где,

φ_y - коэффициент сцепления колес с дорогой в поперечном направлении,

$$\varphi_y = 1,0;$$

h_g , B - высота центра масс и колея колес, величину которых рекомендуется выбирать, ориентируясь на существующие конструкции автомобилей.

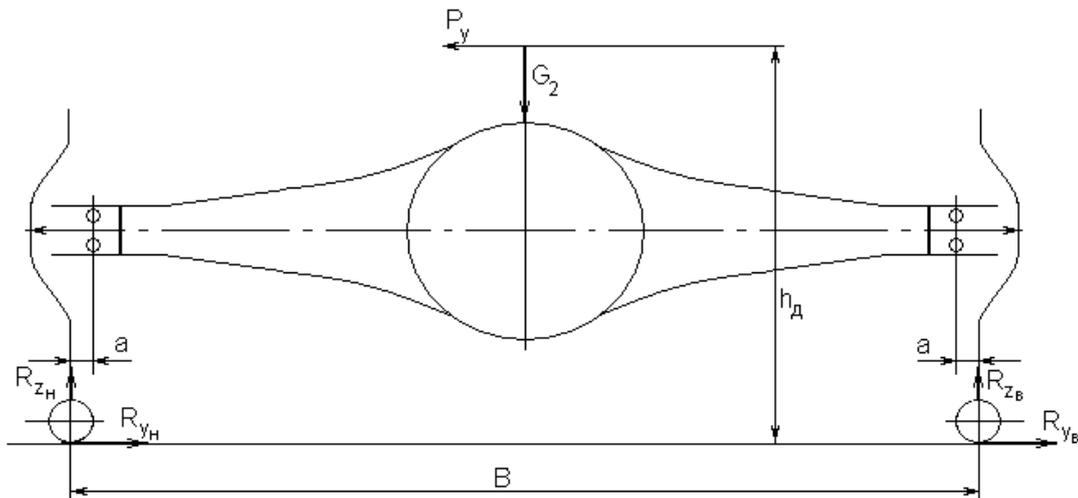


Рис.2. Схема для расчета на прочность полу разгруженной полуоси на режиме максимальной боковой силы

Боковая сила R_y имеет предельное значение:

$$R_{yn} = R_{Zн} \cdot \varphi_y, \quad R_{yv} = R_{Zв} \cdot \varphi_y,$$

Касательная сила $R_x = 0$

Для этого режима напряжения изгиба определяют отдельно для полуосей наружного и внутреннего колес :

$$\sigma_{Uн} = \frac{R_{yn} \cdot r_k - R_{Zн} \cdot a}{W_u}, \quad \sigma_{Uв} = \frac{R_{yv} \cdot r_k + R_{Zв} \cdot a}{W_u},$$

Допускаемые напряжения для полуразгруженных полуосей находятся в пределах $600 \div 750$ МПа.

Размеры полуосей определяют, исходя из наиболее опасного случая

нагружения. Опасное сечение полуразгруженной полуоси находится в зоне установки подшипника.

Деформация полуразгруженной полуоси при кручении θ^0 определяется на первом режиме нагружения по величине M_k . Величина $[\theta^0]$ имеет такое же значение, как и для полностью разгруженной полуоси. После этого проводится расчет шлицев полуосей на срез и смятие по общепринятой методике. Размеры шлицев брать, ориентируясь на аналогии. Допускаемое напряжения на смятие не должны превышать 200 МПа, на срез – 75 МПа.

3.2.2. Расчет полуосей на усталость

Расчет полуосей на усталость поводится отдельно для каждого вида дорожных условий, в которых будет эксплуатироваться автомобиль. С учетом многообразия этих условия в данных методических указаниях расчет полуосей на усталость рассматривается при условии, что автомобиль эксплуатируется по асфальтированным улицам городов.

Порядок расчета следующий.

Определяется число циклов перемены напряжения кручения за 1 км пробега автомобиля, км^{-1}

$$N_1 = \frac{n_0 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot r_k},$$

где,

$n_0 = 0,8 \div 1,2$ – число циклов напряжения кручения за один оборот ведущего колеса;
 r_k - радиус колеса, м.

Расчетная величина накопления усталостного повреждения полуоси за 1 км

пробега автомобиля, $\frac{(\text{МПа})^4}{\text{км}}$,

$$r_{1\tau} = r^m \cdot N_1 \cdot K_{n\sigma},$$

где,

τ - напряжение кручения (берется из расчета полуоси на прочность), МПа;

m - показатель степени, характеризующий зависимость между напряжением кручения полуоси и числом циклов, $m = 4$

$K_{n\sigma}$ - коэффициент приведения реального режима нагружения к расчетному.

$$10^2 \cdot K_{n\sigma} = 0,16 \div 0,20$$

Далее определяется ресурс полуоси по сопротивлению усталости при кручении. Для этого необходимо вычислить величины, приведенные ниже.

Общий коэффициент, учитывающий влияние концентрации напряжения, абсолютных размеров сечения полуоси, состояние поверхности и упрочняющей обработки полуоси на предел выносливости при кручении

$$K_{\sigma} = \frac{K_{\tau} + K_{n\tau} - 1}{K_{\beta\sigma} \cdot K_{\sigma\tau}}$$

где,

K_{τ} - коэффициент концентрации напряжений при кручении, зависит от предела прочности σ_s материала полуоси (табл. 4)

K_{nr} - коэффициент учета состояния поверхности (табл.5)

$K_{\beta\tau}$ - коэффициент учета влияния упрочняющей обработки полуоси. Для полуосей, подвергаемых закалке. $K_{\beta\tau} = 1,5 \div 2,5$

$K_{\varepsilon\tau}$ - коэффициент влияния абсолютных размеров вала на предел выносливости при кручении. $K_{\varepsilon\tau} = 0,7 \div 0,9$

Большие значения $K_{\varepsilon\tau}$ относятся к полуосям с меньшим диаметром.

Таблица 4.

σ_s , МПа	400	600	800	1000	1200
Полуоси с прямобочными шлицами					
K_τ	2,10	2,36	2,55	2,70	2,80
Полуоси с эвольвентными шлицами					
K_τ	1,40	1,46	1,52	1,58	1,60

Таблица 5.

Вид обработки	Шероховатость поверхности R_a (R_z), мкм	σ_s , МПа		
		400	800	1200
Обточка: тонкая грубая	$2,5 \div 0,32$	1,05	1,10	1,25
	$(80 \div 10)$	1,20	1,25	1,50

Предел выносливости стандартного образца из материала полуоси при кручении с симметричным циклом при вероятности не разрушения $p = 0,95$ (для нормального закона распределения)

$$\tau_{-1} = \bar{\tau}_{-1} (1 - 1,65 g_{\tau_{-1}}),$$

где,

$\bar{\tau}_{-1}$ - среднее значение предела выносливости при кручении, $\bar{\tau}_{-1} = 210 \div 310$ МПа;

$g_{\tau_{-1}}$ - коэффициент вариации предела выносливости при кручении, $g_{\tau_{-1}} = 0,07 \div 0,10$.

Коэффициент, характеризующий качество материала,

$$K_{\varphi\tau} = \frac{\bar{\tau}_{-1}}{\tau_T},$$

где,

τ_T - предел текучести при кручении $\tau_T = 400 \div 800$ МПа.

Предел выносливости полуоси при кручении с реальным симметричным циклом при $p = 0,95$:

$$\tau_{r0} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{(K_{\omega} + K_{\varphi\tau}) - (K_{\omega} - K_{\varphi\tau})}, \quad (14)$$

где,

r - коэффициент асимметрии цикла, $r = 0,3 \div 0,4$.

Ресурс полуоси по сопротивлению усталости при кручении, (МПа)⁴.

$$R_{\tau \text{ lim}} = \tau_{r0}^4 \cdot N_0, \quad (15)$$

где,

N_0 - валовое число циклов перемены напряжений при кручении полуоси.

Рекомендуется принимать

$$N_0 = 6 \cdot 10^6,$$

Расчетный срок службы полуоси для данного вида дорожных условий (асфальтированные улицы городов), км,

$$L = \frac{a_p \cdot R_{\tau \text{ lim}}}{R_{1r}}, \quad (16)$$

где,

a_p - коэффициент учета нестационарности режима нагружения, $a_p = 0,5 \div 0,7$.

Условие достаточной усталостной выносливости полуоси

$$L > L_0,$$

где,

L_0 - нормативный пробег автомобиля до капитального ремонта, км.

Материалы основных деталей и их термическая обработка

1. Шестерни дифференциала:

Стали Г4ХГН, 20ХРНР, 20ХН2М, 18ХГТ, 20ХН3А, 25ХГТ, 25ХГМ, цементация на глубину 1,0...1,5 мм, закалка в масле, отпуск, твердость на зубьях $HRC = 56...62$.

2. Крестовина дифференциала:

Стали 30Х, 14ХГН, 20Х, 18ХГТ, 20ХН3А.

Цементация шипов на глубину 0,8...1,1 мм, закалка в масле, отпуск, твердость на поверхности шипов $HRC = 56...62$ - твердость по Роквеллу.

3. Корпус дифференциала отливают из ковкого чугуна КЧ35-10, КЧ37-12 стали 35Л, 40Л, М ст.6.

4. Полуоси:

Стали 30,35,70, 35Х2ГСМА, 40Г, 45РЦ, 47ГТ, 35ХГСА, 20ХПГТР. Стали с малым и средним содержанием углерода предварительно цементируют.

Закалка ТВЧ (токамаи высокой частоты) в шахтных печах, отпуск, твердость $HB = 388...444$ - твердость по Бринелли.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лукин П. П. и др. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов ВУЗов, обучающихся по спец. «Транспорт, транспортная техника и технологии». – М.: Машиностроение, 1984.
2. Проектирование трансмиссии автомобилей: Справочник/Под общ.ред. А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984.
3. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1979.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных спец. ВУЗов/Под общ.ред. В. Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, 1984.
5. Зубчатые передачи: Справочник/Сост. Е. Г. Гинзбург и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1980.
6. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: - 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980.

Формат 60x84 1/12
Объем 19 стр. 1,6 печатный лист
Тираж 20 экз.,
Отпечатано в редакционно-издательском отделе
КГУТиИ им. Ш Есенова
г.Актау, 27 мкр.