

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ ИМПЕРАТОРА АЛЕКСАНДРА I»

Кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2024

СОДЕРЖАНИЕ

1. Характеристика подвижного состава.....	3
1.1. Основные технические характеристики	3
1.2. Компонировочная схема подвижного состава.	4
2. Эксплуатационные свойства автомобиля.....	5
2.1. Тяговый расчет автомобиля	5
2.2. Построение мощностного баланса автомобиля	15
2.3. Динамический расчет автомобиля.....	16
2.4. Построение графика ускорения	20
2.5. Построение графиков времени и пути разгона	21
2.6. Определение топливной экономичности автомобиля.....	23
2.7. Движение на маршруте.....	27
3. Проектирование и расчет агрегатов трансмиссии	29
3.1. Проектирование фрикционного сцепления	29
3.2. Проектирование ступенчатой коробки передач.....	40
3.2.1. Выбор схемы коробки передач	41
3.2.2. Выбор параметров зубчатых колес и кинематический расчет коробки передач.....	54
3.3. Проектирование главной передачи	62
4. Общие указания по оформлению курсового проекта.....	68

1. ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

1.1. Основные технические характеристики

В данном разделе необходимо привести характеристику заданного автомобиля (табл. 1.1).

Таблица 1.1 – Технические характеристики автомобиля _____

Характеристика	Значение
Автомобиль (модель)	
Марка автомобиля	
Тип кузова	
Двигатель	
Число и расположение цилиндров/система питания	
Литраж, см ³ (л)	
Мощность эффективная N_e , кВт	
Максимальная частота вращения коленчатого вала, $n_{\max}$, мин ⁻¹	
Номинальная частота вращения коленчатого вала, n_n , мин ⁻¹	
Крутящий момент двигателя, M_e , Нм	
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, n_0 , мин ⁻¹	
Габаритные размеры:	
длина автомобиля, мм	
ширина автомобиля, мм	
высота автомобиля, мм	
база автомобиля, мм	
Колея:	
передних колес, мм	
задних колес, мм	
Масса:	
снаряженная, кг	
полная, кг	
груза, кг	
количество пассажиров	
прицепа, кг	
Колесная формула	
Число передач	
Скорость движения автомобиля, км/ч	
Расход топлива, л/100 км	
Шины	
Передаточные числа:	
на I передаче	
на II передаче	
на III передаче	
на IV передаче	
на V передаче	
на прямой передаче	
главной передачи	

1.2. Компоновочная схема подвижного состава.

Компоновкой называют порядок размещения на автомобиле отдельных его механизмов и систем (компоновка шасси), а также частей кузова, отличающихся по назначению (компоновка кузова). Компоновочная схема автомобиля должна, прежде всего, отвечать условиям эксплуатации, назначению и стоимости автомобиля, а также характеру его производства. Основными целями компоновки, общими для автомобилей всех типов, являются обеспечение:

- такого распределения полной массы автомобиля по осям, при котором будет осуществляться надежное сцепление ведущих колес с поверхностью дороги;
- минимальных размеров и массы автомобиля при заданной его грузоподъемности;
- удобного и безопасного размещения людей и груза, доступности механизмов для их обслуживания и ремонта.

В данном пункте необходимо привести компоновочную схему автомобиля и дать характеристику основным агрегатам и механизмам. Пример выполнения представлен на рис. 1.1.

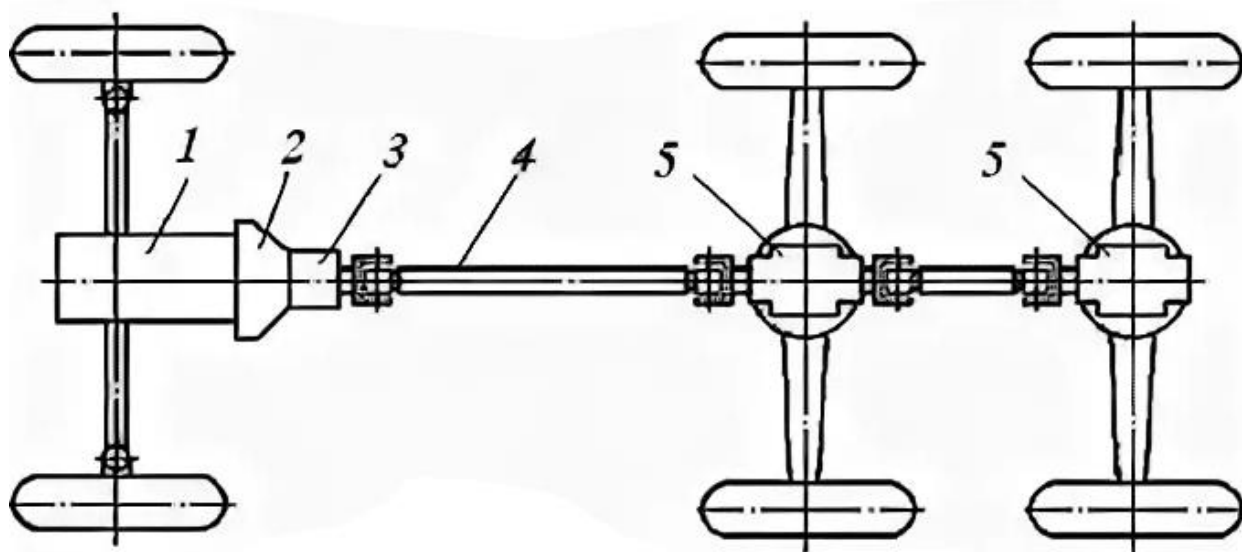


Рисунок 1.1 – Компоновочная схема трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320:
1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача;
5 – главная передача

КамАЗ-5320 (6×4) – бортовой автомобиль. Предназначен для постоянной работы с прицепом, выпускается Камским автомобильным заводом. Кузов – платформа с тремя открывающимися бортами и тентом. Кабина – трехместная, цельнометаллическая, откидывающаяся вперед, оборудована местами крепления ремнями безопасности.

На КамАЗ-5320 устанавливался V-образный восьмицилиндровый четырехтактный дизель КамАЗ-740.10 мощностью 210 л.с. Форсунки – закрытого типа, ТНДВ – V-обр., 8-секционный, золотникового типа, с топливоподкачивающим насосом низкого давления, муфтой опережения впрыска топлива и всережимным

регулятором частоты вращения. Воздушный фильтр – сухой, со сменным картонным фильтрующим элементом и индикатором засоренности. Двигатель оснащен электрофакельным устройством и предпусковым подогревателем ПЖД-30.

Трансмиссия многоступенчатая и состоит из механической пятискоростной коробки передач с двухступенчатым передним делителем, что обеспечивает десять передних передач и две передачи заднего хода. Синхронизаторы – на II, III, IV и V передачах. Делитель снабжен синхронизатором, управление делителем – пневмомеханическое, преселекторное. Сцепление – фрикционное, сухое, двух-дисковое, с периферийными пружинами, привод выключения – гидравлический с пневмоусилителем. Диаметр накладок – 350 мм. Карданная передача – два карданных вала. В ведущих среднем и заднем мостах применялась двойная главная передача из двух конических и двух цилиндрических шестерен, передаточное число – 6,53 (на модификациях – 7,22; 5,94; 5,43). Средний мост – проходной, с межосевым дифференциалом, блокируемым с помощью электропневматического или пневматического привода.

Подвеска. Подвеска зависимая: передняя – на полуэллиптических рессорах с задними скользящими концами, с амортизаторами; задняя – балансирная, на полуэллиптических рессорах, с шестью реактивными штангами, концы рессор – скользящие.

Тормоза. Рабочая тормозная система – с барабанными механизмами (диаметр барабана 400 мм, ширина тормозных накладок 140 мм, суммарная площадь накладок 6300 см², разжим – кулачковый), двухконтурным пневмоприводом. Тормозные камеры: передние – типа 24, тележки – 20/20 с пружинными энергоаккумуляторами. Стояночный тормоз – на тормоза тележки от пружинных энергоаккумуляторов, привод пневматический. Запасной тормоз совмещен со стояночным. Вспомогательный тормоз – моторный замедлитель с пневмоприводом. Привод тормозов прицепа – комбинированный (двух- и одноприводный). Имеется спиртовой предохранитель против замерзания конденсата.

Рулевое управление. Рулевой механизм – винт с шариковой гайкой и поршень-рейка, зацепляющаяся с зубчатым сектором вала сошки, передаточное число 20. Гидроусилитель – встроенный, давление масла в усилителе 80-90 кгс/см².

2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

2.1. Тяговый расчет автомобиля

Основой для тягового расчета автомобиля является внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 2.1).

Потребная мощность двигателя при заданной максимальной скорости и грузоподъемности автомобиля (точка «А») определяется (кВт):

$$N_{eA} = \frac{(\psi(m_0 + m_r) \cdot 9,8 + P_w) V_{\max}}{\eta_{\text{тр}} \cdot 10^3}, \quad (2.1)$$

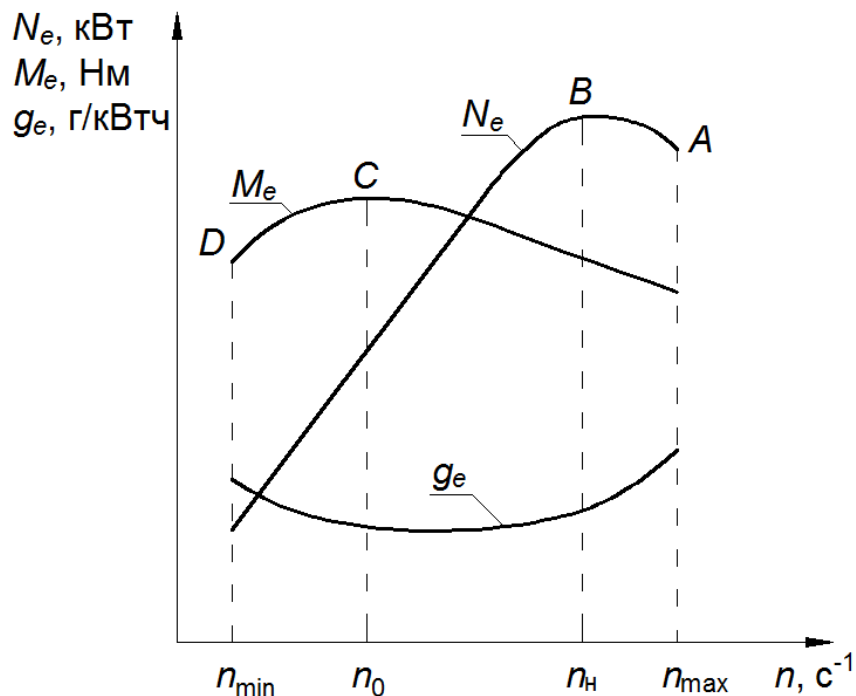


Рисунок 2.1 – Внешняя скоростная характеристика

где ψ – приведенный коэффициент дорожного сопротивления. Он зависит от скорости движения и определяется по формуле:

$$\psi = f_0(1 + A_f V^2), \quad (2.2)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при скорости, близкой к нулю, учитывающий конструкцию (свойства) шины и качество дороги (табл. 2.1);

A_f – коэффициент влияния скорости (табл. 2.2), $\text{с}^2/\text{м}^2$.

Таблица 2.1 – Коэффициент f_0 сопротивления качению эластичного колеса*

Состояние сухой асфальтобетонной дороги	хорошее	0,008...0,015
	удовл.	0,015...0,030
Обледенелая асфальтобетонная дорога		0,015...0,020
Гравий укатанный		0,020...0,025
Состояние булыжника	хорошее	0,025...0,030
	удовл.	0,035...0,050
Укатанная грунтовка	сухая	0,025...0,035
	мокрая	0,050...0,150

* Меньшие значения соответствуют шинам большего диаметра (например, R20), с большим давлением (600...800 кПа), с более насыщенным рисунком протектора («слик» или шины для сухих дорог), с меньшей глубиной протектора (изношенные), радиальной конструкции.

Таблица 2.2 – Коэффициент A_f влияния скорости*

Тип автомобиля	Размерность скорости	
	км/ч	м/с
Легковой	$(4...5) \cdot 10^{-5}$	$(5,1...6,5) \cdot 10^{-4}$
Грузовой	$(2...3) \cdot 10^{-5}$	$(2,6...3,9) \cdot 10^{-4}$

* Меньшие значения соответствуют шинам с бóльшим индексом скорости.

m_0 – снаряженная масса автомобиля, кг;

m_{Γ} – масса перевозимого груза, кг (грузоподъемность или пассажировместимость определена техническим заданием);

R_w – сопротивление воздуха при движении автомобиля, Н;

$V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с;

$\eta_{\text{тр}}$ – механический коэффициент потерь на трение (механический КПД трансмиссии).

Механический КПД трансмиссии определяется по формуле (с учетом числа пар зубчатых передач в кинематической схеме трансмиссии прототипа автомобиля):

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{хх}} \eta_{\text{ц}} n_{\text{ц}} \eta_{\text{к}} n_{\text{к}}, \quad (2.3)$$

где $\eta_{\text{хх}} = 0,96$ – КПД, характеризующий потери холостого хода;

$\eta_{\text{ц}} = 0,985$ – КПД цилиндрической передачи;

$\eta_{\text{к}} = 0,975$ – КПД конической передачи;

$n_{\text{ц}}$ и $n_{\text{к}}$ – соответственно число пар цилиндрических и конических передач, определяемых по кинематической схеме трансмиссии прототипа автомобиля.

Примерные значения механического КПД:

- для легковых автомобилей $\eta_{\text{тр}} = 0,90...0,92$;
- для грузовых обычной проходимости $\eta_{\text{тр}} = 0,85...0,88$;
- для грузовых автомобилей повышенной проходимости $\eta_{\text{тр}} = 0,80...0,85$;
- с одинарной главной передачей $\eta_{\text{тр}} = 0,85...0,90$;
- для автомобилей с двойной или червячной главной передачей $\eta_{\text{тр}} = 0,80...0,85$.

У легковых автомобилей и автобусов грузоподъемность определяется числом посадочных мест для пассажиров (пассажировместимость). При этом масса одного пассажира принимается равной:

- для легковых автомобилей – 80 кг (70 кг + 10 кг багаж);

для автобусов:

- городского – 68 кг;
- пригородного – 71 кг (68 кг + 3 кг багажа);
- сельского (местного) – 81 кг (68 кг + 13 кг багажа);
- междугородного – 91 кг (68 кг + 23 кг багажа).

Массу обслуживающего персонала автобуса (водитель, гид, кондуктор и др.), водителя и пассажиров в кабине грузового автомобиля принимают равной 75 кг на одного человека.

Связь между снаряженной массой автомобиля, грузоподъемностью и разрешенной максимальной массой осуществляется через коэффициент грузоподъемности:

$$\eta_T = \frac{m_T}{m_0}. \quad (2.4)$$

Сопротивление воздуха определяется по формуле, Н:

$$P_w = kF \cdot V^2, \quad (2.5)$$

где k – коэффициент обтекаемости автомобиля ($\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$).

Приближенные значения коэффициента обтекаемости находятся в следующих пределах:

- легковой автомобиль с закрытым кузовом – 0,20...0,30;
- легковой автомобиль с обтекаемой формой кузова – 0,20...0,32;
- легковой автомобиль с необтекаемой формой кузова (УАЗ-31512, ВАЗ-21213 «Нива» и т.п.) – 0,35...0,60;
- грузовой автомобиль: бортовой – 0,50...0,70;
с кузовом (фургон) – 0,50...0,60;
- автобус: капотной компоновки – 0,45...0,55;
вагонной компоновки – 0,35...0,45;
- гоночный автомобиль – 0,15...0,20;

F – площадь лобовой поверхности (м^2), определяется приближенно по формулам:

для грузовых автомобилей: $F = B_1 H$;

для легковых автомобилей: $F = 0,8 BH$,

где B_1 – колея задних колес;

B – габаритная ширина автомобиля;

H – габаритная высота автомобиля.

Номинальная мощность двигателя (точка «В»).

Номинальная мощность определяется по формуле С.Р. Лейдермана, кВт:

$$N_{eB} = \frac{N_{eA}}{a_1(n_{\max}/n_H) + b_1(n_{\max}/n_H)^2 - c_1(n_{\max}/n_H)^3}, \quad (2.6)$$

где $a_1 = b_1 = c_1 = 1,0$ – для бензиновых двигателей;

$a_1 = 0,53$, $b_1 = 1,56$, $c_1 = 1,09$ – для дизелей;

n_H и $n_{\max}$ – номинальная и максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя. При отсутствии в технических характеристиках базового автомобиля какого-либо значения, определяется из зависимости $n_{\max} = (1,1 \dots 1,15) n_H$;

Определение других параметров внешней скоростной характеристики двигателя (мощность в точках «С» и «D»).

Мощность, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя (точка «С») определяется, кВт:

$$N_{eC} = N_{eB} \left(a_1 \frac{n_0}{n_H} + b_1 \left(\frac{n_0}{n_H} \right)^2 - c_1 \left(\frac{n_0}{n_H} \right)^3 \right), \quad (2.7)$$

где n_0 – частота вращения при максимальном крутящем моменте, которая принимается равной $n_0 = (0,6...0,8) n_H$ или из технической характеристики базового автомобиля.

Так же по формуле (2.7) определяется мощность для режима работы двигателя при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала (точка «D»), только вместо n_0 подставляется $n_{\min}$. Для бензиновых двигателей $n_{\min} = 12...13,5 \text{ с}^{-1}$, для дизелей $n_{\min} = 8...10 \text{ с}^{-1}$.

Крутящий момент двигателя определяется по формуле, Нм:

$$M_{ex} = \frac{N_{ex}}{2\pi n_x} \cdot 10^3, \quad (2.8)$$

где n_x – частота вращения коленчатого вала в соответствующих точках, с^{-1} ;

N_{ex} – мощность двигателя в соответствующих точках, кВт.

Крутящий момент определяют для характерных режимов работы двигателя, соответствующих точкам «А», «В», «С» и «D», подставляя в формулу соответствующие значения мощности N_{ex} , кВт, и частоты вращения коленвала n_x , с^{-1} .

Удельный расход топлива также определяют для точек «А», «В», «С» и «D» по формуле, г/кВт·ч:

$$g_{ex} = g_{en} \left(a - b \left(\frac{n_x}{n_H} \right) + c \left(\frac{n_x}{n_H} \right)^2 \right), \quad (2.9)$$

где $a = b = 1,55$; $c = 1,0$ для дизеля;

$a = 1,2$; $b = 1,0$; $c = 0,8$ для бензиновых двигателей;

n_x – частота вращения коленвала в точках «А», «В», «С» и «D»;

g_{en} – минимальный удельный расход топлива (г/кВт·ч) принимается по прототипу:

- для бензиновых двигателей $g_{en} = 0,30...0,37 \text{ кг/кВт·ч}$ ($300...370 \text{ г/кВт·ч}$);
- для дизелей $g_{en} = 0,19...0,24 \text{ кг/кВт·ч}$ ($190...240 \text{ г/кВт·ч}$).

Построение внешней скоростной характеристики двигателя.

Внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 2.1) показывает изменение эффективной мощности двигателя N_e , крутящего момента M_e и удельного расхода топлива g_e от частоты вращения n_x .

По оси абсцисс откладывают в масштабе значения характерных частот вращения от $n_{\min}$ до $n_{\max}$, а по оси ординат соответствующие значения N_e , M_e и g_e .

Значение параметров откладывают для характерных точек «А», «В», «С» и «D». Соединяют точки плавными огибающими линиями $N_e = f(n)$, $M_e = f(n)$, $g_e = f(n)$. Более точного выполнения кривых можно достичь, дополнительно

определив N_e , M_e и q_e по соответствующим формулам для двух или трех текущих значений n_x .

Желательно характеристики двигателей (графические зависимости) выполнять на миллиметровой бумаге формата А4.

При дальнейшем расчете определяют передаточные числа главной передачи, коробки передач и скорости движения на различных передачах.

Передаточное число главной передачи.

Передаточное число определяют из условий обеспечения максимальной скорости движения на высшей расчетной передаче коробки передач:

$$u_{гп} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{\max}}{u_{кв} \cdot u_{дв} \cdot V_{\max}}, \quad (2.10)$$

где $u_{кв}$ – передаточное число коробки передач на высшей передаче. Для коробки передач грузовых автомобилей без делителя, как правило, $u_{кв} = 1$; для некоторых легковых автомобилей $u_{кв} = 0,7...0,8$. У грузовых автомобилей с числом передач, не превышающим шесть, чаще всего $u_{кв} = 1$. При применении многоступенчатых коробок передач (с делителями) $u_{кв} = 0,7...0,8$.

$u_{дв}$ – передаточное число высшей передачи в дополнительной коробке. Как правило, в дополнительной коробке $u_{кв} = 1,0...1,5$, а при отсутствии этой коробки $u_{кв} = 1,0$;

r_d – динамический радиус ведущих колес, м:

$$r_d = (0,5d + \lambda_{см} \cdot b) \cdot 10^{-3}, \quad (2.11)$$

где d – посадочный размер обода, мм;

b – ширина профиля шины, мм;

$\lambda_{см}$ – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой. Для грузовых автомобилей автобусов, шин с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных), диагональных шин легковых автомобилей $\lambda_{см} = 0,85...0,90$; для радиальных шин легковых автомобилей $\lambda_{см} = 0,80...0,85$.

Динамический радиус ведущих колес определяется из обозначения шины, которые выбираются в зависимости от вертикальной нагрузки.

Нагрузка на одно ведущее колесо полностью груженого автомобиля, Н:

$$G_k = \frac{9,8(m_0 + m_r)\lambda_k}{n_{ш}}, \quad (2.12)$$

где $n_{ш}$ – число шин на ведущей оси;

λ_k – коэффициент нагрузки ведущих колес. Для грузового автомобиля типа 4х2 коэффициент $\lambda_k = 0,65...0,75$; для легковых автомобилей типа 4х2 коэффициент $\lambda_k = 0,50...0,60$; для легковых и грузовых автомобилей типа 4 х 4 и 6 х 6 коэффициент $\lambda_k = 1,0$.

По величине нормальной нагрузки выбирают модель и размер шин. Шины прототипа сравнивают по нормальной нагрузке.

Найденное передаточное число главной передачи сравнивают с существующими передаточными числами автомобилей-аналогов.

Для улучшения достаточного дорожного просвета рекомендуется выбирать для легковых автомобилей $u_{гп} \leq 5$, для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 8 т принимают $u_{гп} \leq 7$, при грузоподъемности свыше 8 т принимают $u_{гп} \leq 9$.

Если окажется, что $u_{гп} \geq 9$, то главную передачу следует выполнять двойной или после главной передачи ввести конечные передачи (колесные редукторы).

Передаточное число на первой передаче без учета постоянного зацепления.

Передаточное число на первой передаче определяется из условия обеспечения возможности движения автомобиля по дороге с максимальным приведенным коэффициентом сопротивления:

$$u'_{к1} = \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot u_{дв} \cdot \eta_{тр}}, \quad (2.13)$$

где $G = 9,8 (m_0 + m_r)$ – сила тяжести (вес) груженого автомобиля, Н;

$\psi_{\max}$ – максимальный коэффициент дорожного сопротивления. Для автомобилей с колесной формулой типа 4х2 коэффициент $\psi_{\max}$ принимается: $\psi_{\max} = 0,25 \dots 0,40$ для легковых и $\psi_{\max} = 0,32 \dots 0,50$ для грузовых. Для автомобилей с колесной формулой типа 4х4 коэффициент $\psi_{\max} = 0,60 \dots 0,80$.

Полученное значение $u_{к1}$ проверяется по условиям отсутствия буксования:
- для переднеприводных автомобилей:

$$u'_{к1} \leq \frac{\lambda_k \cdot G \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot u_{дв} \cdot \eta_{тр}} \cdot \frac{L}{L + h_d \cdot \varphi}, \quad (2.14)$$

- для заднеприводных автомобилей:

$$u'_{к1} \leq \frac{\lambda_k \cdot G \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot u_{дв} \cdot \eta_{тр}} \cdot \frac{L}{L - h_d \cdot \varphi}, \quad (2.15)$$

где φ – коэффициент сцепления движителей с дорогой;

L – база автомобиля, м (принимается по прототипу, см. справочную литературу);

h_d – высота центра масс, м. У груженого грузового автомобиля типа 4х2 высота $h_d = 0,90 \dots 1,5$ м; у груженых грузовых автомобилей типа 4х4 и 6х6 координата $h_d = 0,80 \dots 1,4$ м; у легковых автомобилей с полной нагрузкой $h_d = 0,50 \dots 0,65$ м.

Проверку ведут на сухом шоссе при коэффициенте $\varphi = 0,60 \dots 0,80$.

Кроме того, полученное значение $u_{к1}$ проверяют по условиям обеспечения необходимой минимальной скорости движения.

Минимальная скорость движения:

$$V_{\min} = \frac{2\pi \cdot n_{\min} \cdot r_d}{u_{\Gamma\P} \cdot u_{\kappa 1}}. \quad (2.16)$$

Минимальная скорость движения не должна превышать:

- $V_{\min} = 1,5 \dots 2,0$ м/с для грузовых автомобилей;
- $V_{\min} = 2,0 \dots 3,0$ м/с для легковых автомобилей.

Передаточное число передачи постоянного зацепления.

При трехвальной коробке передач передаточное число пары постоянного зацепления $u_{\Pi 3}$ принимают:

- для легковых автомобилей: $u_{\Pi 3} = (0,25 \dots 0,40) \cdot u'_{\kappa 1}$;
- для грузовых автомобилей, автобусов, тракторов:
 - при $u'_{\kappa 1} < 18,5$ $u_{\Pi 3} = 1$;
 - при $u'_{\kappa 1} \geq 18,5$ $u_{\Pi 3} = \sqrt{u'_{\kappa 1}}$.

Передаточное число на первой передаче с учетом постоянного зацепления.

$$u_{\kappa 1} = \frac{u'_{\kappa 1}}{u_{\Pi 3}}.$$

Число ступеней коробки передач.

Число ступеней трансмиссии выбирается в зависимости от диапазона передаточных чисел по таблице 2.3:

$$d = u_{\kappa 1} / u_{\kappa B}. \quad (2.17)$$

Таблица 2.3 – Число ступеней трансмиссии

d	5,7...8,5	7,9...9,35	8...10	9,2...18,5	13...19,4	17...24,7
Число ступеней	5	6	8	10	16	20

Для автомобилей грузоподъемностью 3...10 т наиболее рациональны пяти или шестиступенчатые, а для автомобилей с большей грузоподъемностью многоступенчатые (8...20 ступеней) коробки передач. Для автомобилей-тягачей применяют коробки передач с делителем, имеющие от 8 до 20 ступеней. На автомобилях повышенной проходимости чаще всего применяют четырех- или пятиступенчатые коробки передач в сочетании с двух- или трехступенчатой дополнительной коробкой.

Передаточные числа промежуточных передач.

Передаточные числа определяются через знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{u_{к1}}{u_{кВ}}}, \quad (2.18)$$

где z – число передач.

Передаточные числа остальных передач определяют по формулам:

$$u_{к2} = \frac{u_{к1}}{q}; u_{к3} = \frac{u_{к2}}{q}; u_{к4} = \frac{u_{к3}}{q} \text{ и т.д.} \quad (2.19)$$

Передаточные числа трансмиссии определяются:

$$u_{трх} = u_{гп} \cdot u_{кх} \cdot u_{пз} \cdot u_{дв}. \quad (2.20)$$

Скорости движения автомобиля на всех передачах, соответствующие максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (точка «А»):

$$V_{z-1} = \frac{V_{\max}}{q}; V_{z-2} = \frac{V_{z-1}}{q} \text{ и т.д.} \quad (2.21)$$

Скорости движения автомобиля, соответствующие остальным характерным режимам работы двигателя (точки «В», «С», «D») определяют по формуле, м/с:

$$V_x = \frac{2\pi \cdot n_x \cdot r_d}{u_{трх}}, \quad (2.22)$$

где n_x – текущее значение частоты вращения вала двигателя, с⁻¹;

$u_{трх}$ – передаточные числа трансмиссии на каждой передаче.

График тягового баланса автомобиля на высшей (прямой/передаче).

Уравнение тягового баланса:

$$P_k = P_\psi + P_j + P_w + P_i, \quad (2.23)$$

где P_ψ – сопротивление перекачиванию. При скорости движения до 28 м/с можно принимать величиной постоянной, Н:

$$P_\psi = G \cdot \psi, \quad (2.24)$$

где ψ – приведённый коэффициент дорожного сопротивления;

P_w – сопротивление воздуха при движении автомобиля (определяется по ф. 2.5);

P_j – сопротивление силам инерции поступательно движущихся масс автомобиля;

P_i – сила сопротивления уклона, Н:

$$P_i = G \cdot \sin \alpha = G \cdot i. \quad (2.25)$$

Здесь $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$ – величина уклона дороги, % (рис. 2.2). Для горизонтального участка $P_i = 0$.

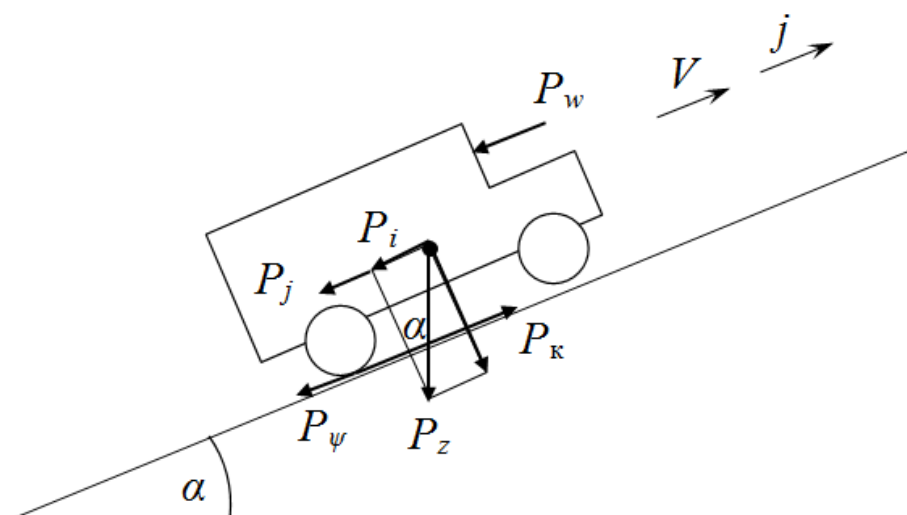
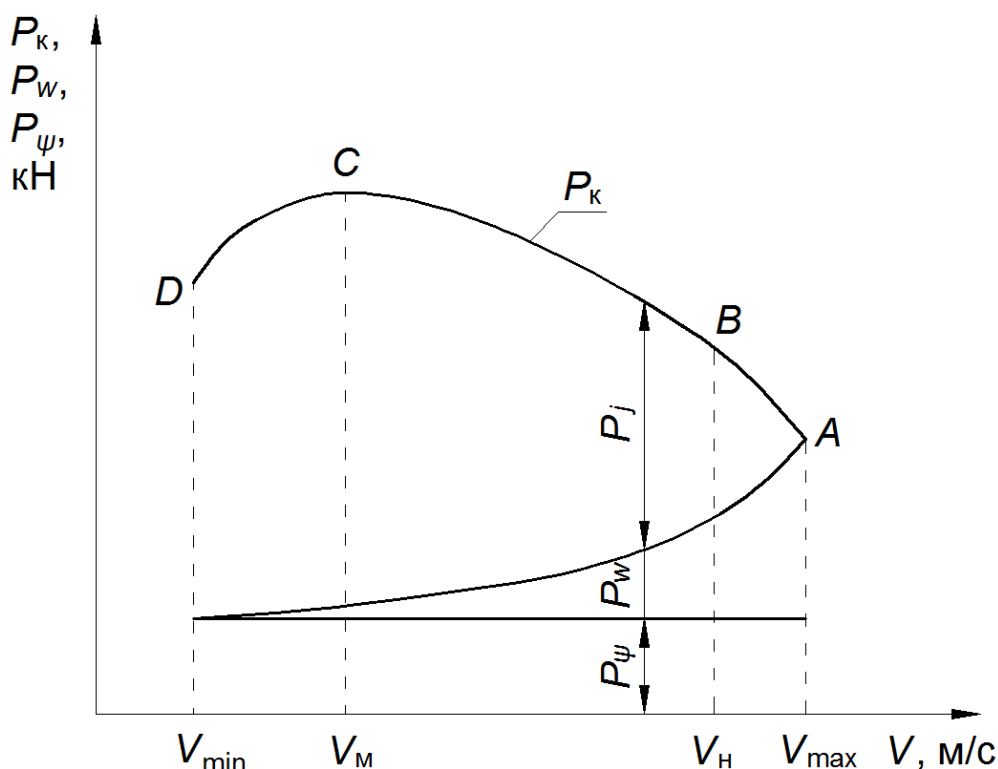


Рисунок 2.2 – Движение автомобиля с ускорением на подъем
 P_k – касательная сила тяги на движителях. Определяется по формуле, Н:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_{\text{трв}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_d}. \quad (2.26)$$

Значения крутящего момента двигателя M_e на различных режимах работы (точки «А», «В», «С» и «D») принимаются из скоростной характеристики (рис. 2.1).

Критерием правильности расчетов служит совпадение численных значений силы тяги P_k и сил сопротивлений движению $P_\psi + P_w$ в точке «А», соответствующей максимальной скорости движения автомобиля (рис. 2.3).



2.2. Построение мощностного баланса автомобиля

Мощность при линейном движении можно определить по формуле:

$$N = P \cdot V. \quad (2.27)$$

Перемножив все силы в формуле (2.27) на скорость движения автомобиля получим мощностной баланс автомобиля, приведенный к ведущим колесам:

$$N_k = N_\psi + N_j + N_w + N_i. \quad (2.28)$$

Однако, источником мощности (энергии) в автомобиле является двигатель и поэтому в левой части мощностного баланса должна располагаться его мощность N_e . Мощность на ведущих колёсах также можно определить по формуле:

$$N_k = N_e \cdot \eta_{тр}, \quad (2.29)$$

или, что то же самое:

$$N_k = N_e - N_{\eta_{тр}}, \quad (2.30)$$

Тогда, заменив мощность на ведущих колесах N_k выражением (2.30), несложно получить мощностной баланс автомобиля в виде:

$$N_e = N_\psi + N_j + N_w + N_i + N_{\eta_{тр}}, \quad (2.31)$$

где N_e – мощность двигателя, кВт, отображенная на внешней скоростной характеристике (рис. 2.1);

N_{η} – мощность, расходуемая на трение в трансмиссии. Ее можно определить из системы двух уравнений (2.29) и (2.30). Тогда:

$$N_{\eta_{тр}} = N_e \cdot (1 - \eta_{тр}). \quad (2.32)$$

Другие мощности сопротивлений определяются путем перемножения соответствующих сил на скорость движения автомобиля. При этом необходимо перевести скорость из км/ч в м/с, а мощность из Вт в кВт (рис. 2.4).

Значения N_w – так же, как в силовом балансе откладываются вверх от уже построенной характеристики N_ψ так, чтобы их значения суммировались. Значения $N_{\eta_{тр}}$ откладываются вниз от характеристики N_e .

Мощность N_j на графике строить не нужно. Она получается сама собой между кривыми $N_\psi + N_w$ и $N_e - N_{\eta_{тр}}$.

Чтобы определить численное значение мощностного баланса на любой скорости движения автомобиля (рис. 2.4) и любой включенной передаче, надо:

1) провести вертикальную линию при этой скорости движения до пересечения с кривой N_e на данной передаче (отрезок от оси абсцисс до точки пересечения численно равен мощности двигателя N_e);

2) указанный отрезок N_e будет разбит на меньшие четыре отрезка кривыми N_ψ , N_w , N_η . Эти четыре отрезка и будут показывать численное значение четырех мощностей сопротивления движению: N_ψ , N_w , N_j , $N_{\eta_{тр}}$.

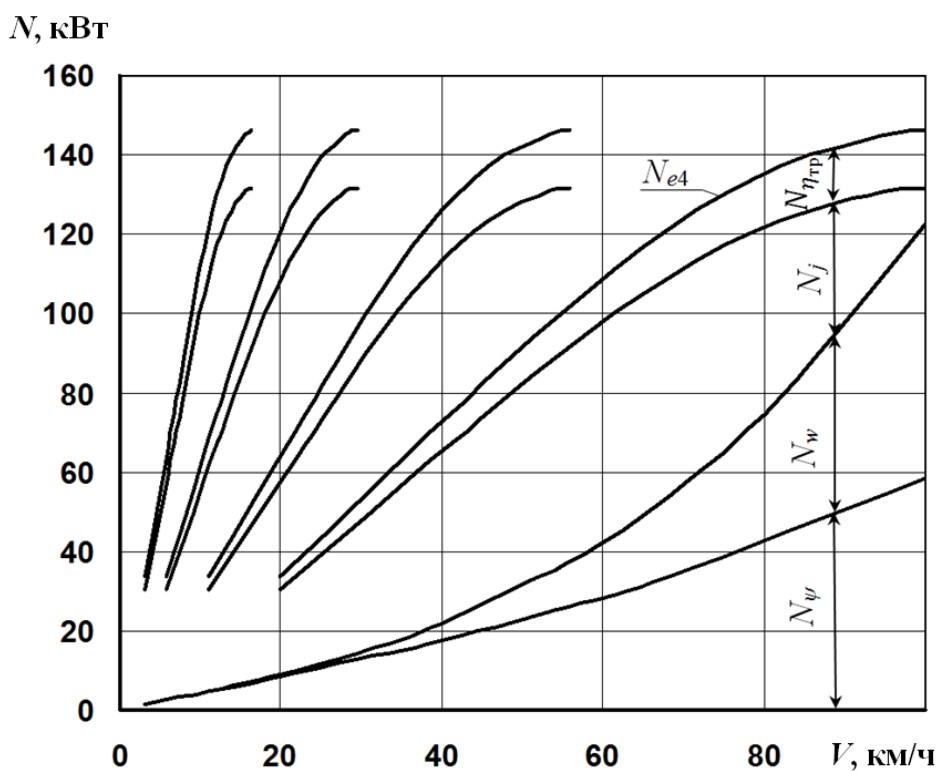


Рисунок 2.4 – Мощностной баланс автомобиля

2.3. Динамический расчет автомобиля

Результатом динамического расчета является универсальная динамическая характеристика – основной технический документ автомобиля.

Динамической характеристикой называют графически выраженную зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах (рис. 2.5).

Динамический фактор представляет собой отношение избыточной касательной силы, необходимой для преодоления сопротивления дороги, к силе тяжести

автомобиля:

$$D_0 = \frac{P_k - P_w}{G}. \quad (2.33)$$

Универсальная динамическая характеристика.

Универсальная динамическая характеристика строится с целью определения динамических качеств автомобиля при любой статической загрузке кузова или салона.

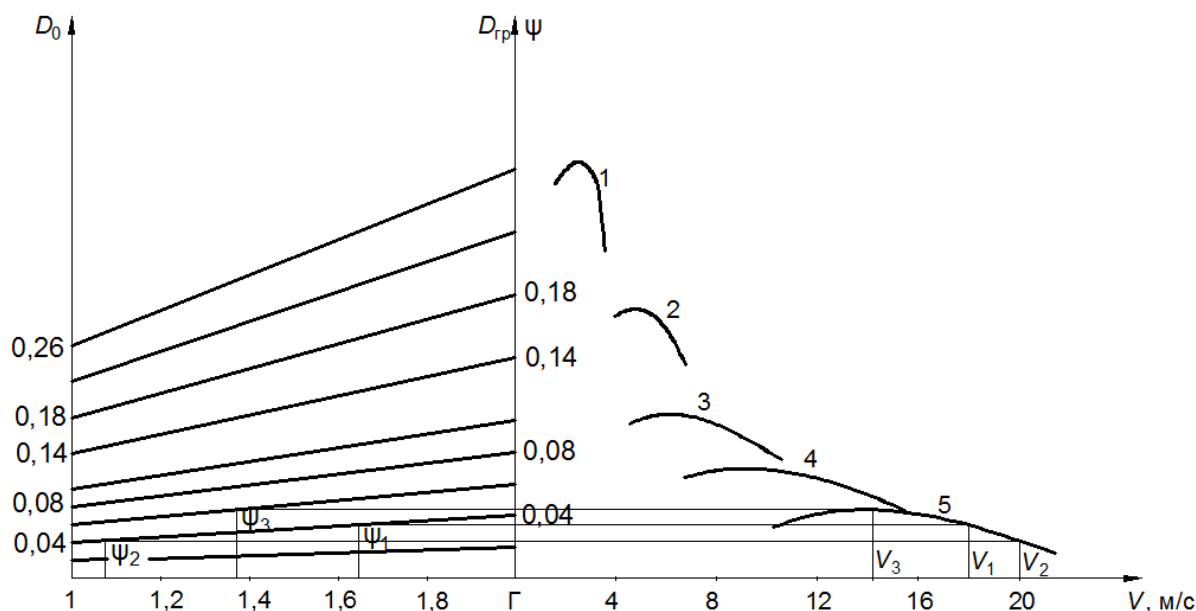


Рисунок 2.5 – Универсальная динамическая характеристика автомобиля

Для построения динамической характеристики порожнего автомобиля определяют значения динамического фактора на каждой передаче для четырёх характерных режимов работы двигателя (точки «А», «В», «С» и «D»). Масса порожнего автомобиля равна массе автомобиля без груза m_0 (снаряженная масса) плюс масса водителя, т.е.

$$m_{\text{пор}} = m_0 + m_{\text{вод}}. \quad (2.34)$$

Следовательно, модуль силы тяжести снаряженной массы, Н, определяется по известной формуле:

$$G_{\text{сн}} = 9,8 \cdot m_{\text{пор}}. \quad (2.35)$$

Масса водителя принимается равной 75 кг.

Расчёты удобно приводить в виде таблиц 2.4-2.6.

Таблица 2.4 – Сопротивление воздуха P_w

Характерные точки	Передача			
	I	II	III	IV
А				

<i>B</i>				
<i>C</i>				
<i>D</i>				

Таблица 2.5 – Касательная сила тяги P_k

Характерные точки	Передача			
	I	II	III	IV
<i>A</i>				
<i>B</i>				
<i>C</i>				
<i>D</i>				

Таблица 2.6 – Динамический фактор D_0

Характерные точки	Передача			
	I	II	III	IV
<i>A</i>				
<i>B</i>				
<i>C</i>				
<i>D</i>				

Крутящему моменту в точке «*A*» внешней скоростной характеристики будет соответствовать максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя и максимальная скорость движения на прямой (высшей) передаче.

Для точек «*B*», «*C*» и «*D*» скорость поступательного движения определяется по формуле (2.22), м/с.

Для построения универсальной динамической характеристики полностью груженого автомобиля необходимо определить динамический фактор полностью груженого автомобиля (табл. 2.7):

Таблица 2.7 – Динамический фактор $D_{гр}$

Характерные точки	Передача			
	I	II	III	IV
<i>A</i>				
<i>B</i>				
<i>C</i>				
<i>D</i>				

$$D_{гр} = D_0 \cdot \Gamma_{\max}. \quad (2.36)$$

где $\Gamma_{\max}$ – максимальный коэффициент загрузки автомобиля:

$$\Gamma_{\max} = \frac{m}{m_{\text{пор}}}, \quad (2.37)$$

где m – масса груженого автомобиля, кг.

Построение универсальной динамической характеристики полностью груженого автомобиля начинают с высшей передачи. Для этого на горизонтальной оси в выбранном масштабе откладывают максимальную скорость движения автомобиля $V_{\max}$ (точка «А») и скорости движения на других характерных режимах работы двигателя (точки «В», «С» и «D»), а на вертикальной оси также в выбранном масштабе откладывают соответствующие значения динамического фактора полностью груженого автомобиля. Подобным же способом выполняют построение динамического фактора и на других передачах.

Влево от точки Г проводят ось и на ней наносят шкалу различных значений нагрузки. В крайней левой точке левой оси абсцисс коэффициент загрузки автомобиля равен единице ($\Gamma = 1$), что соответствует порожнему автомобилю. Из этой точки проводят линию, параллельную шкале динамического фактора D_{Γ} и на ней откладывают значения динамического фактора D_0 для порожнего автомобиля.

Масштаб шкалы динамического фактора порожнего автомобиля определяют по формуле:

$$\mu_{\text{пор}} = \frac{\mu_{\text{гр}} \cdot m_{\text{пор}}}{m}.$$

Здесь $\mu_{\text{гр}}$ – масштаб шкалы динамического фактора груженого автомобиля.

Соответствующие значения динамического фактора порожнего и полностью груженого автомобиля соединяют наклонными линиями.

В таком виде график универсальной динамической характеристики позволяет решить ряд задач динамики автомобиля.

1. Определить наибольшее значение дорожного сопротивления ψ_1 , которое преодолеет автомобиль с данной нагрузкой в процентах от полного веса при установившемся движении с заданной скоростью V_1 на высшей передаче. Для этого из точки скорости V_1 проводят вертикальную линию до пересечения с кривой динамического фактора D_5 . Из точки пересечения проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной линией, проведенной из точки заданного значения нагрузки. Точка пересечения этих линий будет соответствовать искомому значению дорожного сопротивления ψ_1 (в данном случае $\psi_1 = 0,04$). Если точка пересечения расположится между наклонными линиями, то искомое значение суммарного дорожного сопротивления определяют интерполированием между соседними наклонными линиями.

2. Определить, какую скорость может развить автомобиль, если известна нагрузка и суммарное дорожное сопротивление ψ_2 . Для этого проводят вертикальную линию из точки до пересечения с линией заданного дорожного сопротивления ψ_2 . Из этой точки пересечения вправо проводят горизонтальную линию до кривой динамического фактора D_5 и из точки их пересечения опускают перпендикуляр на абсциссу, что покажет возможную скорость движения V_2 в заданных условиях.

3. Определить нагрузку, которую может нести автомобиль при движении с заданной скоростью V_3 по дороге с известным дорожным сопротивлением ψ_3 .

Для этого проводят вертикаль через скорость V_3 до пересечения с кривой динамического фактора D_5 , а затем из точки пересечения проводят влево горизонтальную линию до пересечения с наклонной линией заданного дорожного сопротивления ψ_3 . Вертикаль через точку их пересечения на шкале нагрузок покажет возможную нагрузку, которую может иметь автомобиль при движении со скоростью V_3 по дороге с сопротивлением ψ_3 . Горизонтальная линия может пересечь несколько линий дорожного сопротивления. Это говорит о том, что автомобиль со скоростью V_3 может двигаться в разных дорожных условиях и с разной нагрузкой в кузове.

2.4. Построение графика ускорения

График ускорения (рис. 2.6) строится на основе динамической характеристики по формуле:

$$j = (D - f_0) \cdot \frac{g}{\delta}, \quad (2.38)$$

где D берётся из динамической характеристики для порожнего автомобиля и горизонтальной дороги;

g – ускорение свободного падения, $\approx 9,81 \text{ м/с}^2$;

δ – коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta = 1,03 + d \cdot u_k^2, \quad (2.39)$$

где $d = 0,06$ у легковых автомобилей; $d = 0,03$ – у тяжёлых грузовых;

u_k – передаточное число в коробке передач.

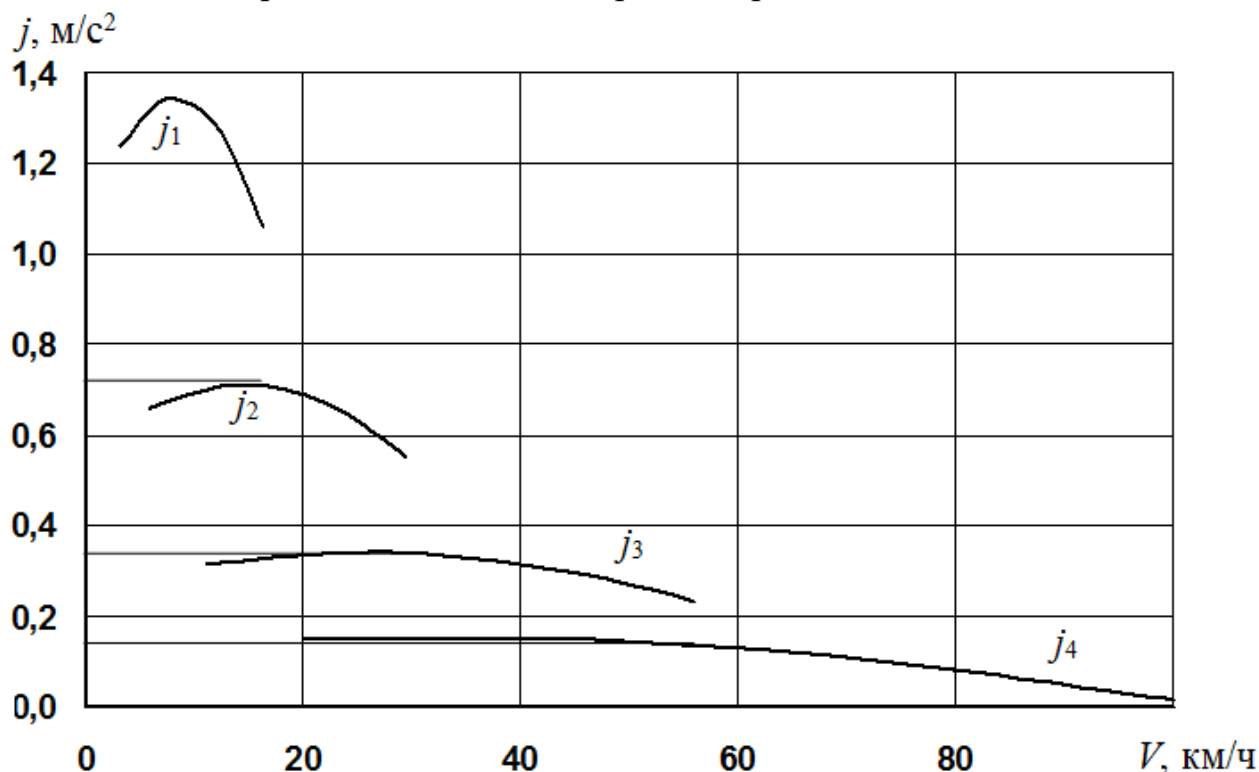


Рисунок 2.6 – График ускорения автомобиля

2.5. Построение графиков времени и пути разгона

Для определения времени (рис. 2.8) и пути (рис. 2.9) разгона используется график ускорения (рис. 2.6). Пример обработки графика ускорения показан на рис. 2.7.

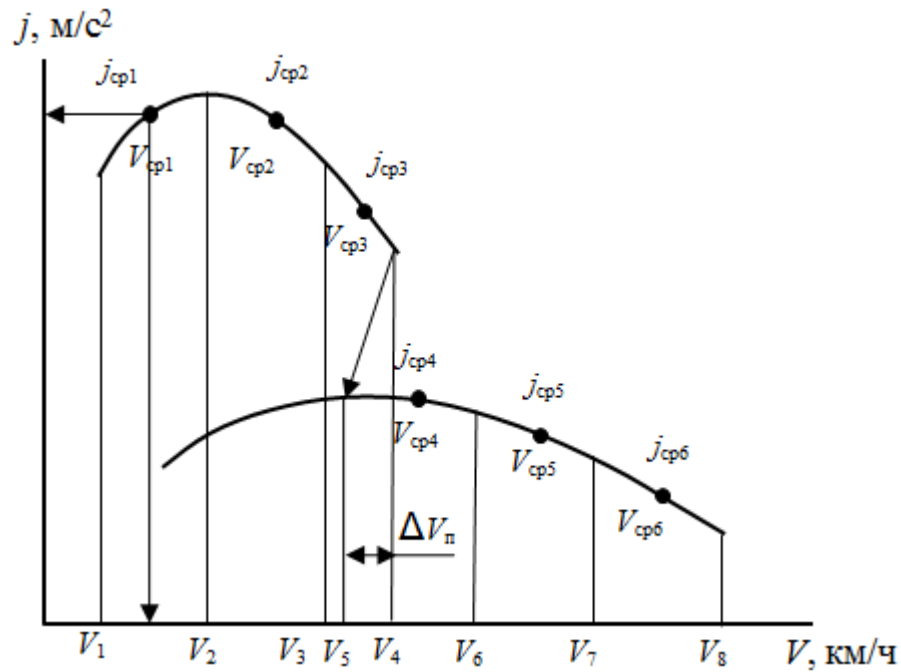


Рисунок 2.7 – Обработка графика ускорения

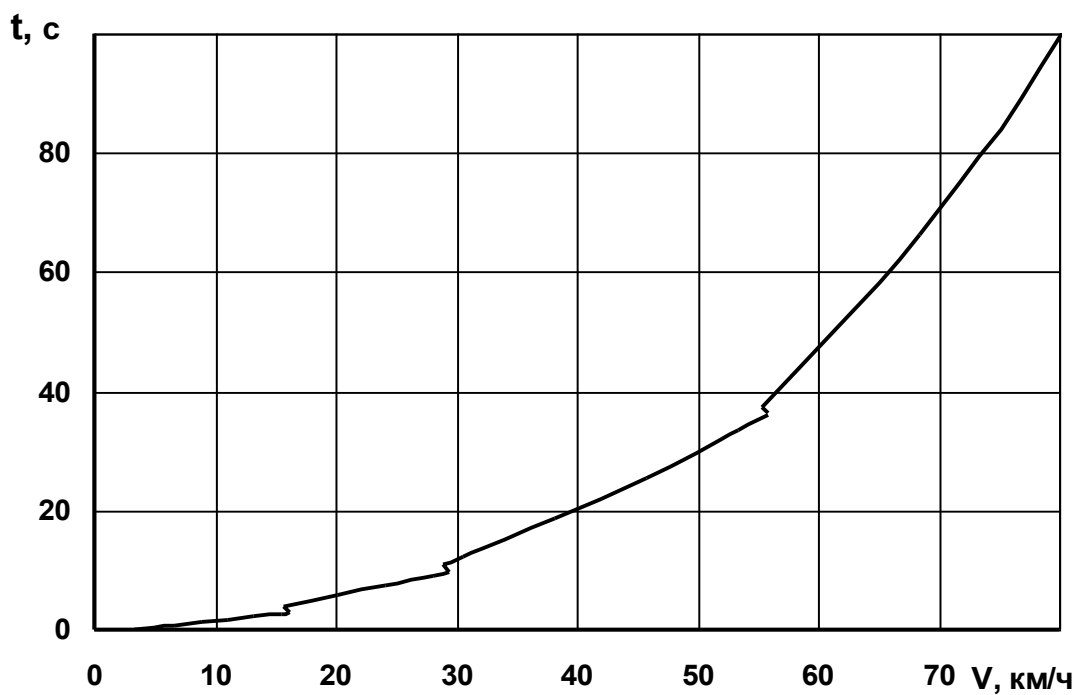


Рисунок 2.8 – Время разгона автомобиля

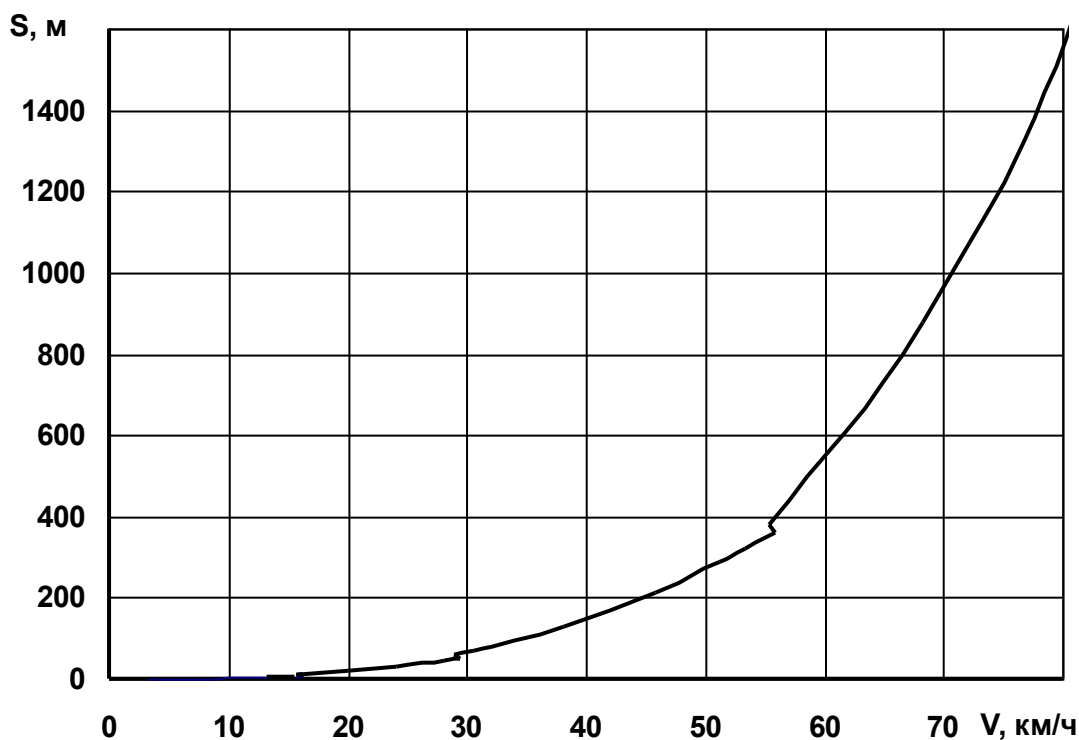


Рисунок 2.9 – Путь разгона автомобиля

Кривая ускорения на первой передаче j_1 используется полностью от минимально устойчивой скорости до максимальной на этой передаче. Она разбивается примерно на три интервала (рис. 2.7). В каждом интервале определяется (на примере первого интервала): скорость в начале интервала V_1 , скорость в конце интервала V_2 , приращение скорости в интервале $\Delta V = V_2 - V_1$, средняя скорость в интервале $V_{cp1} = (V_1 + V_2)/2$, среднее ускорение при средней скорости j_{cp1} .

Затем находится время прохождения интервала:

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{3,6 \cdot j_{cp}} \quad (2.40)$$

и путь, который проделал автомобиль за время прохождения интервала:

$$\Delta S = \frac{V_{cp} \cdot \Delta t}{3,6}. \quad (2.41)$$

Скорость в формулы подставляется в км/ч, поэтому в знаменателях применяется переводной коэффициент 3,6.

Таким же способом обрабатываются все кривые графика ускорения.

Далее строится график времени разгона (рис. 2.8), для чего каждое значение Δt откладывается при скорости в конце обрабатываемого интервала. Δt откладывается вверх от времени предыдущего интервала. Таким образом, время от одного интервала к другому будет нарастать с ростом скорости автомобиля, что отражается на графике времени разгона (рис. 2.8).

Разгон на каждой передаче происходит до максимальной скорости на данной передаче, после чего наступает процесс переключения передачи. При переключении скорость движения автомобиля падает (рис. 2.7) на величину:

$$\Delta V_{\pi} = 3,6 \frac{t_{\pi} \cdot \psi \cdot g}{\delta_{\text{в}}}, \quad (2.42)$$

где t_{π} – время переключения передачи, с: у коробок передач автомобилей с дизельным двигателем передачи без синхронизаторов переключаются в среднем за 3 секунды, а с синхронизаторами – за 1,3 секунды; у коробок передач автомобилей с бензиновым двигателем передачи без синхронизаторов переключаются примерно за 1,2 секунды, а с синхронизаторами – за 0,8 секунды;

$\delta_{\text{в}}$ – коэффициент учета вращающихся масс при выбеге (можно принять $\delta_{\text{в}} = 1,03$).

Разгон на следующей передаче начинается не сначала кривой ускорения на этой передаче, а со скорости соответствующей максимальной на предыдущей передаче за вычетом падения скорости при переключении (на примере рис. 2.7 – со скорости V_5). Участок кривой ускорения левее этой точки не обрабатывается, поскольку не участвует в разгоне.

График пути разгона автомобиля (рис. 2.9) строится аналогичным образом с той разницей, что в конце каждого интервала надо к предыдущему значению пути прибавлять ΔS данного интервала. Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач также определяется по формуле (2.41) (вместо Δt надо подставить t_{π}).

Графики времени и пути разгона достаточно построить до скорости автомобиля равной $0,8 V_{\text{max}}$.

2.6. Определение топливной экономичности автомобиля

Чтобы обеспечить равномерное движение автомобиля при данной скорости, двигателю требуется развить мощность, которая называется потребной и определяется:

$$N_{\text{епотр}} = \frac{N_{\psi} + N_i + N_w}{\eta_{\text{тр}}}. \quad (2.43)$$

Степень загрузки двигателя при этом может быть разной, в зависимости от выбранной передачи в коробке передач. Степень загрузки двигателя в свою очередь влияет на расход топлива.

Для определения расхода топлива требуется увязать между собой потребную мощность двигателя и его степень загрузки.

Построение графика потребной мощности

В курсовом проекте исследуются два участка дороги: сначала автомобиль движется в гору с уклоном $i = 0,07$, затем выходит на горизонтальный участок ($i = 0$). На графике (рис. 2.10) соответственно отображаются две кривых потребной мощности $N_{e \text{ потр1}}$ и $N_{e \text{ потр2}}$.

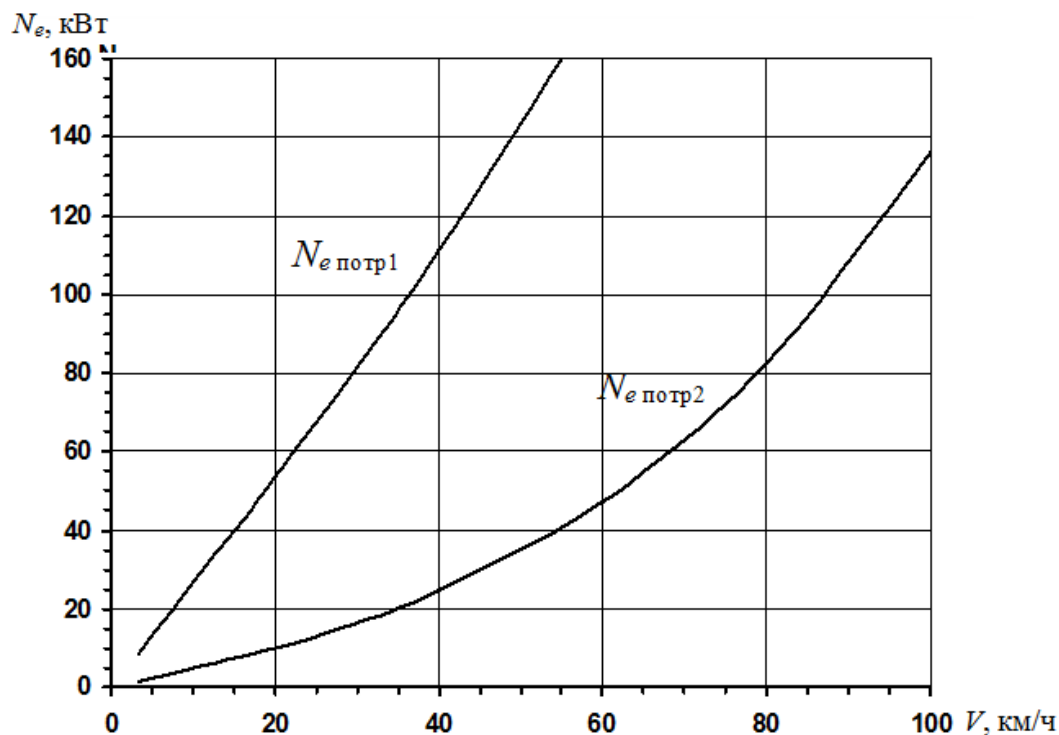


Рисунок 2.10 – Потребная мощность двигателя

Линии связи

Этот вспомогательный график (рис. 2.11) необходим для перевода линейной скорости движения автомобиля V в угловую скорость коленчатого вала двигателя ω_e на выбранной передаче.

По оси абсцисс откладывается линейная скорость движения автомобиля. По оси ординат – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Суть построения графика заключается в том, что при максимальной скорости движения автомобиля на любой передаче коленчатый вал вращается с максимальной угловой скоростью.

Из максимальной угловой скорости двигателя (рис. 2.11) проводится горизонтальная линия. На нее поднимаются перпендикуляры из максимальных значений линейных скоростей движения автомобиля на всех передачах. Точки пересечения соединяются с началом координат линиями связи. Теперь, зная любую скорость движения автомобиля через линии связи можно определить угловую скорость коленчатого вала на любой передаче, как показано стрелками.

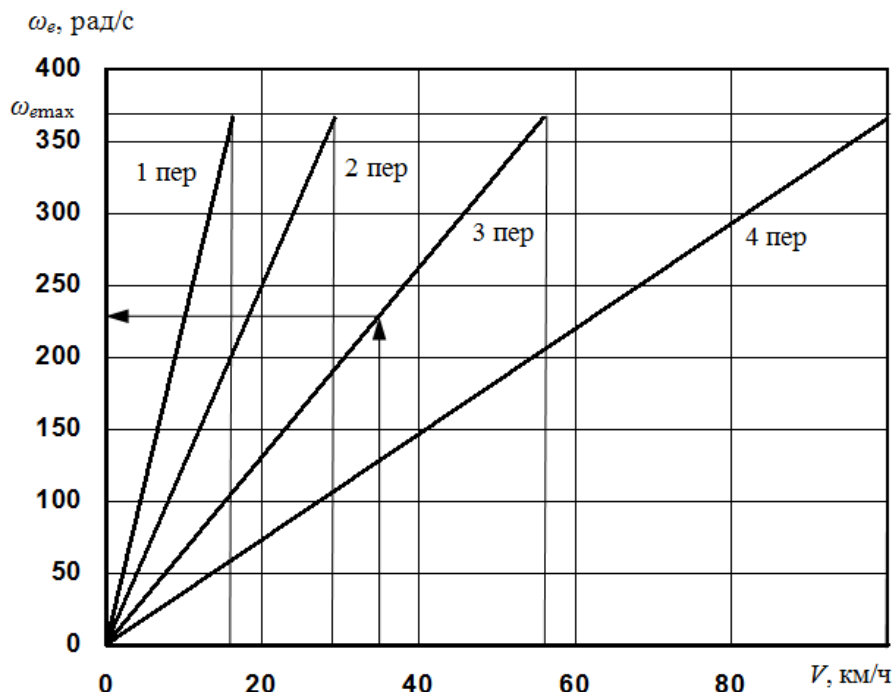


Рисунок 2.11 – Линии связи

Построение графика загрузки двигателя

Мощность полностью загруженного двигателя уже отображалась на графике (рис. 2.1). Степень загрузки двигателя в таком случае равнялась единице:

$$p = \frac{N_e}{N_{100\%}} = 1,0. \quad (2.44)$$

При частичной подаче топлива мощность двигателя уменьшается и степень загрузки по формуле (2.44) будет меньше единицы.

Для построения графика загрузки двигателя (рис. 2.12) берется график внешней скоростной характеристики (рис. 2.1). Затем по преобразованной формуле (2.44) $N_e = p \cdot N_{100\%}$ на том же поле строятся кривые частичной загрузки двигателя при $p = 0,8, 0,6, 0,4, 0,2$.

Построение графика часового расхода топлива

Характеристики часового расхода топлива (рис. 2.13) строятся с использованием формулы (2.45).

$$G_t = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}. \quad (2.45)$$

В эту формулу значения мощности подставляются из графика (рис. 2.12). Значения удельного расхода топлива g_e рассчитываются по формуле (2.8) с учетом того, что степень загрузки двигателя p берется также из графика (рис. 2.12).

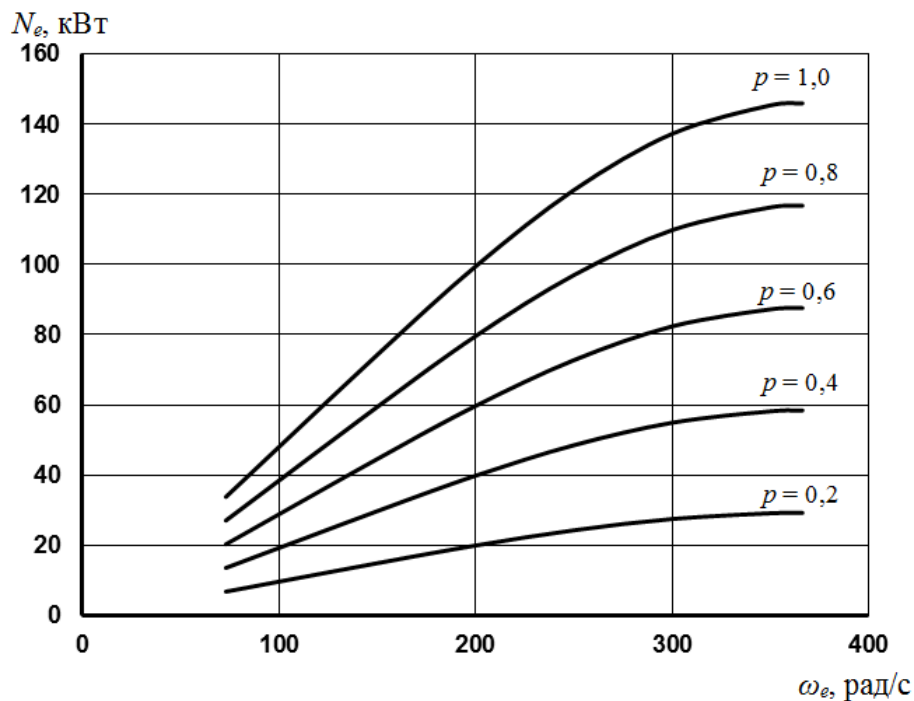


Рисунок 2.12 – Загрузка двигателя

Определение часового расхода топлива графическим способом

Графическим способом расход топлива по представленным графикам определяется с некоторой погрешностью. При равномерном движении задается скорость автомобиля. Потребная мощность двигателя определяется по рис 2.10.

По линиям связи (рис. 2.11) находится угловая скорость двигателя.

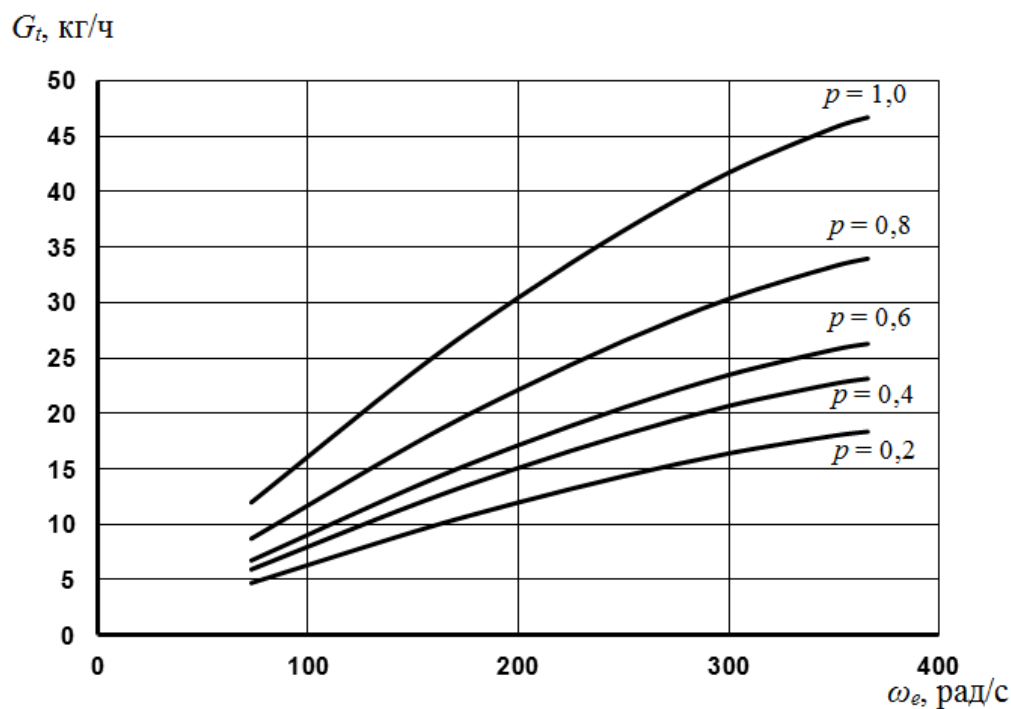


Рисунок 2.13 – Часовой расход топлива при различной загрузке двигателя

Отложив угловую скорость двигателя и его потребную мощность на графике (рис. 2.12) ставится точка пересечения и определяется степень загрузки двигателя пропорционально по отношению к ближайшим кривым.

На графике (рис. 2.13) при такой же угловой скорости и в такой же пропорции по расстоянию до соответствующих кривых (кривых с той же степенью загрузки) часового расхода топлива ставится точка, проекция которой на ось ординат показывает часовой расход топлива.

Если автомобиль разгоняется с максимальными ускорениями (как на рис. 2.6), степень загрузки двигателя – полная, т.е. $p = 1,0$. В таком режиме движения, определив по линиям связи угловую скорость двигателя, можно сразу найти часовой расход топлива по графику (рис. 2.13), выбрав верхнюю кривую (G_t при $p = 1,0$).

2.7. Движение на маршруте

Для расчета принимается маршрут, на котором вначале автомобиль движется в гору с уклоном $i = 0,07$ длиной 1000 метров, а затем, достигнув вершины подъема, разгоняется по горизонтальной части дороги до $0,8V_{\max}$.

График скорости автомобиля на маршруте

В гору автомобиль движется с максимально возможной скоростью, определить которую можно по графику динамической характеристики (рис. 2.5). Максимальная скорость движения в гору находится по точке пересечения кривой коэффициента суммарного дорожного сопротивления ψ с кривой динамического фактора. Если пересечения нет, то берется максимальная скорость движения по кривой динамического фактора на соответствующей передаче.

Через 1000 метров, достигнув вершины подъема, автомобиль разгоняется с предельным ускорением. Изменение скорости автомобиля при разгоне отражено на рис. 2.9. Достаточно взять соответствующую часть этого графика (в примере – от 51 км/ч до 80 км/ч) и перенести его на график (рис. 2.14). По достижении скорости $0,8V_{\max}$ движение устанавливается равномерным до конца маршрута.

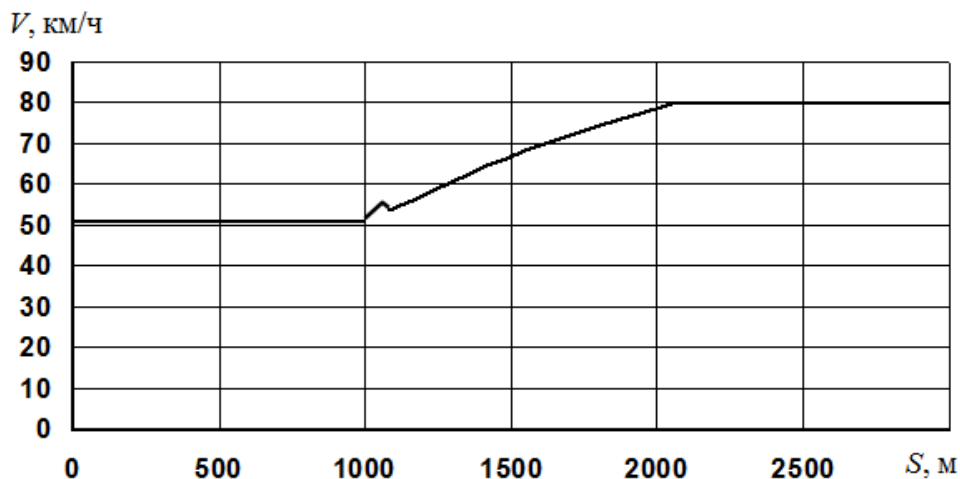


Рисунок 2.14 – Изменение скорости движения автомобиля на маршруте

График часового расхода топлива на маршруте

Часовой расход топлива на маршруте (рис. 2.15) можно определить, используя соответствующие графики (рис. 2.10-2.13).

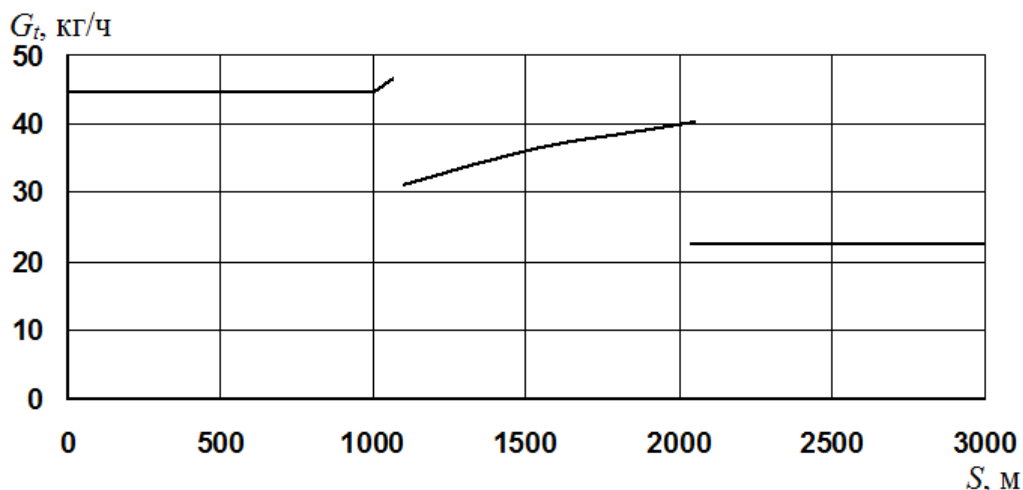


Рисунок 2.15 – Часовой расход топлива на маршруте

Надо помнить, что при движении в гору (первые 1000 метров) и после достижения скорости движения $0,8V_{\max}$ – движение равномерное и необходимо использовать все четыре графика определения расхода топлива. В режиме разгона степень загрузки двигателя $p = 1,0$ и достаточно использовать только графики (рис. 2.11 и рис. 2.13).

В процессе переключения передач расход топлива не определять.

Для определения дорожного расхода топлива Q_s , литров на 100 км, можно использовать формулу:

$$Q_s = \frac{G_t}{V \cdot \gamma} \cdot 100, \quad (2.46)$$

где γ – плотность топлива, кг/л: для бензина $\gamma = 0,74$ кг/л; для дизельного топлива $\gamma = 0,82$ кг/л.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ

В курсовом проекте выполняется проектирование не всех элементов трансмиссии автомобиля, а только отдельных узлов фрикционного сцепления, механической коробки переключения передач и главной передачи.

3.1. Проектирование фрикционного сцепления

Проектирование фрикционного сцепления начинают с определения момента сцепления и размеров фрикционных накладок ведомого диска, влияющих на размеры других элементов сцепления: необходимое нажимное усилие, от которого зависят число и характеристика нажимных пружин; силу, прилагаемую к педали выключения сцепления; и передаточное число привода управления.

Определение момента сцепления

Момент сцепления M_c , Н·м, определяется по выражению:

$$M_c = \beta \cdot M_{\max}, \quad (3.1)$$

где β – коэффициент запаса сцепления;

$M_{\max}$ – максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя, Н·м (рис. 2.1).

Коэффициент запаса сцепления выбирается по таблице 3.1 в зависимости от вида автотранспортного средства.

Таблица 3.1 – Коэффициент запаса сцепления

Тип автотранспортного средства	Легковые автомобили	Грузовые и автобусы на хороших дорогах	Тяжелые грузовые, автобусы, автомобили и тракторы, работающие на тяжелых дорогах
β	1,3...1,75	1,6...2,0	2,0...3,0

Определение размеров фрикционных накладок

Размер фрикционных накладок можно определить двумя методами. Начинать лучше всего со второго метода, при необходимости использовать первый.

Первый метод

Нажимное усилие пружин сцепления (сила давления нажимных пружин на нажимной диск и фрикционные накладки ведомого диска во включенном сцеплении) $P'_{\text{пр}}$, Н, определяется через момент сцепления по выражению:

$$P'_{\text{пр}} = \frac{4 \cdot M_c}{\mu \cdot i' \cdot (D + d)}, \quad (3.2)$$

где μ – коэффициент трения между фрикционными накладками и ведущими деталями сцепления, $\mu = 0,3$;

i' – число пар трущихся поверхностей: $i' = 2$ – однодисковые сцепления, $i' = 4$ – двухдисковые сцепления;

D – наружный диаметр фрикционной накладки, м;

d – внутренний диаметр фрикционной накладки, м, (рис. 3.1).

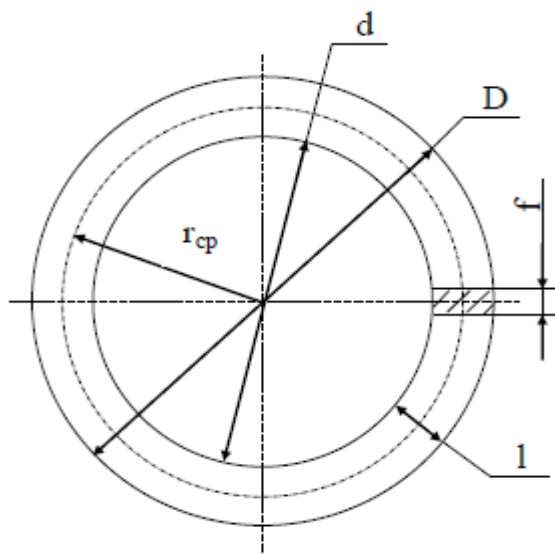


Рисунок 3.1 – Схема фрикционной накладки

С другой стороны, нажимное усилие пружин сцепления ограничивается допустимым удельным давлением на фрикционные накладки, т.е.:

$$P'_{\text{пр}} = \frac{\pi \cdot P_0 \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \quad (3.3)$$

где P_0 – допустимое удельное давление на фрикционные накладки, Па.

Задавшись отношением d/D в пределах $0,55 \dots 0,70$, значением P_0 в интервале $0,15 \dots 0,25$ МПа и, решая совместно уравнения (3.2) и (3.3), находят диаметры фрикционных накладок. При этом меньшие значения удельных давлений соответствуют сцеплениям грузовых автомобилей, автобусов и тракторов, а большие – сцеплениям легковых автомобилей.

Если наружный диаметр фрикционной накладки для однодискового сцепления получится больше 350 мм, то рассчитывается двухдисковое сцепление.

Полученные значения размеров фрикционных накладок округляются до стандартных по ГОСТ 1786 (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Размеры фрикционных накладок В миллиметрах

D	d	f
150	90, 100	2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 6,0
160	95, 100, 110	
170	100, 120	
180	100, 120, 125	

D	d	f
190	110, 130, 140	
200	120, 130, 140	
215	140, 150, 160	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 6,0
225	140, 150, 160, 175	
240	160, 180	
250	155, 180	
280	230	
300	165, 175, 200	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0
310	175, 200	
325	185, 200, 220, 230	
340	185, 195, 210	
350	195, 200, 210, 240, 290	4,0; 4,15; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0
380	200, 220, 230	
400	220, 240, 280	
420	220, 240, 280	4,0; 4,3; 4,5; 5,0; 6,0
430	250	
440	250	
450	200, 240, 260, 280, 290	4,5; 5,0; 5,5; 6,0

Второй метод

Используется выражение, Н·м:

$$M_c = \frac{A \cdot D^2}{10^4}, \quad (3.4)$$

где D – наружный диаметр фрикционной накладки, мм;

A – коэффициент, учитывающий тип сцепления и условия эксплуатации автомобиля: для легковых автомобилей $A = 46,1$; для грузовых – $A = 35,3$; для автомобилей высокой проходимости и тракторов $A = 18,6$.

Тогда:

$$D = 100 \cdot \sqrt{\frac{M_c}{A}}, \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Полученные значения D округляются до ближайшего большего стандартного размера (таблица 3.2). Полученный диаметр не должен превышать 350 мм. При большем D необходимо принимать двухдисковое сцепление, определяя этот диаметр по допустимому давлению на фрикционные накладки.

После выбора D нужно убедиться, что окружная линейная скорость диска по наружному диаметру фрикционной накладки не превышает предельно допустимой величины:

$$V_{\text{расч}} = \left(\frac{\pi \cdot n_{\text{max}}}{30} \right) \cdot \frac{D}{2} < 70. \quad (3.6)$$

где n_{max} – максимальное число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин.

Если $V_{\text{расч}}$ больше 70 м/с, необходимо принять двухдисковое сцепление и пересчитать наружный диаметр, исходя из $V_{\text{окр}} = 70$ м/с.

Первый метод расчета размеров фрикционных накладок является основным.

Определение усилия нажимных пружин

Нажимное усилие пружин определяется исходя из момента, передаваемого сцеплением, Н:

$$P'_{\text{пр}} = \frac{\beta \cdot M_{\text{max}}}{\mu \cdot i' \cdot r_{\text{ср}}}, \quad (3.7)$$

где $r_{\text{ср}}$ – средний радиус фрикционной накладки, м:

$$r_{\text{ср}} = \frac{D+d}{4}. \quad (3.8)$$

Расчетное усилие пружин с учетом трения в механизме:

$$P_{\text{расч}} = 1,1 \cdot P'_{\text{пр}} - \text{однодисковое сцепление};$$

$$P_{\text{расч}} = 1,2 \cdot P'_{\text{пр}} - \text{двухдисковое сцепление}.$$

Проверка износостойкости сцепления

Показатели износостойкости.

1) Удельное давление на фрикционные накладки, МПа:

$$P_0 = \frac{P'_{\text{пр}}}{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot 10^6} \leq [P_0]. \quad (3.9)$$

Допустимое удельное давление $[P_0] = 0,3$ МПа. Если расчетное удельное давление по второму методу расчета превышает допустимое, то нужно пересчитать диаметр фрикционных накладок по допустимому значению удельного давления P_0 , т.е. по первому методу расчета.

2) Удельная работа буксования сцепления, Н·м/м²:

- для однодискового сцепления:

$$A_{\text{уд}} = \frac{4 \cdot A}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}, \quad (3.10)$$

- для двухдискового:

$$A_{\text{уд}} = \frac{2 \cdot A}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}, \quad (3.11)$$

где A – работа буксования за одно включение сцепления, Н·м.

Работа буксования сцепления за одно включение для автотранспортных средств общим весом более 10 тонн рассчитывается по упрощенной методике, Н·м:

$$A = \frac{\delta \cdot G \cdot V_{\min}}{2}, \quad (3.12)$$

где δ – коэффициент учета вращающихся масс автотранспортного средства на 1-ой передаче;

$V_{\min}$ – минимальная устойчивая скорость движения автотранспортного средства, м/с (ф. 2.16).

Для автотранспортных средств общим весом менее 10 тонн определение работы буксования сцепления ведется по уточненной методике. При этом она находится по выражению, Н·м:

$$A = \frac{J_a \cdot \omega_0^2}{2} + \left(\frac{M_a}{2 \cdot k} + \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot J_a \cdot \frac{\omega_0}{k}} \right) \cdot M_a \cdot \omega_0, \quad (3.13)$$

где J_a – момент инерции автотранспортного средства, приведенный к маховику двигателя, кг·м²;

ω_0 – угловая скорость коленчатого вала двигателя, соответствующая $M_{\max}$, 1/с;

M_a – момент сопротивления движению автотранспортного средства, приведенный к маховику двигателя, Н·м;

k – коэффициент темпа включения сцепления, Н·м/с:

- легковые автомобили – $k = 5 \dots 15$;

- грузовые автомобили, автобусы, тракторы – $k = 15 \dots 75$.

Момент инерции автотранспортного средства, приведенный к маховику двигателя определяется по формуле:

$$J_a = m \cdot \left(\frac{r_k}{u_r \cdot u_{k1} \cdot u_{pk}} \right)^2 \cdot \delta. \quad (3.14)$$

Угловая скорость коленчатого вала двигателя определяется по выражению, 1/с:

- для бензиновых двигателей:

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30}; \quad (3.15)$$

- для дизельных двигателей

$$\omega_0 = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot n_0}{30}; \quad (3.16)$$

где n_0 – число оборотов двигателя, соответствующее максимальному крутящему моменту двигателя, об/мин.

Момент сопротивления движению автотранспортного средства, приведенный к маховику двигателя определяется по формуле, Н·м:

$$M_a = \frac{\psi \cdot G \cdot r_k}{u_r \cdot u_{kl} \cdot u_{dv} \cdot \eta_{тр}}. \quad (3.17)$$

Полученные значения удельной работы необходимо сравнить с табличными (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Допустимые значения удельной работы буксования сцепления

Тип автотранспортного средства	Легковые автомобили	Одиночные грузовые и автобусы	Автомобили с прицепом, тракторы
Удельная работа буксования $A_{уд}$, Н·м/м ² , не более	$(8...10) \cdot 10^6$	$(10...12) \cdot 10^6$	$(12...15) \cdot 10^6$

При превышении указанных величин нужно увеличить диаметр сцепления или взять 2-х дисковое сцепление.

Определение массы нажимного диска

Масса и размеры нажимного диска выбираются из условия его нагрева при трогании автотранспортного средства с места, когда работа трения между ведущими и ведомыми частями сцепления максимальна.

Допустимое повышение температуры нажимного диска за одно включение сцепления для легковых автомобилей $[\Delta t] = 10$ °С, для грузовых автомобилей и тракторов $[\Delta t] = 20$ °С.

Приняв нужное значение $[\Delta t]$, необходимо определить требуемую наименьшую массу нажимного диска по выражению:

$$m_d = \frac{\gamma \cdot A}{4189 \cdot C_d \cdot \Delta t}, \quad (3.18)$$

где m_d – масса нажимного диска, кг;

C_d – удельная теплоемкость материала, ккал/кг·°С, $C_d = 0,115$;

γ – коэффициент, учитывающий долю работы трения в сцеплении, идущую на нагрев диска. Для нажимного диска однодискового сцепления и среднего диска двухдискового сцепления $\gamma = 0,5$. Для нажимного диска двухдискового сцепления $\gamma = 0,25$.

По найденной массе определяют толщину и другие размеры нажимного диска.

Расчет нажимных пружин

Расчёт будем производить для периферийных цилиндрических пружин. Усилие одной пружины определяется по формуле, Н:

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{расч}}}{0,85 \cdot z} \leq [P_{\text{пр}}], \quad (3.19)$$

где 0,85 – коэффициент асимметрии цикла;

z – число пружин ($z = 6, 9, 12, 16$) – принимается по прототипу или по условию обеспечения допустимого усилия одной пружины;

$[P_{\text{пр}}] = 1000 \text{ Н}$ – допустимое усилие одной пружины, Н.

Для исключения одной неизвестной задаются величиной:

$$m = \frac{D_1}{\delta} = 5 \dots 9,$$

где D_1 – наружный диаметр пружины (рис. 3.2), мм;

δ – диаметр проволоки, мм.

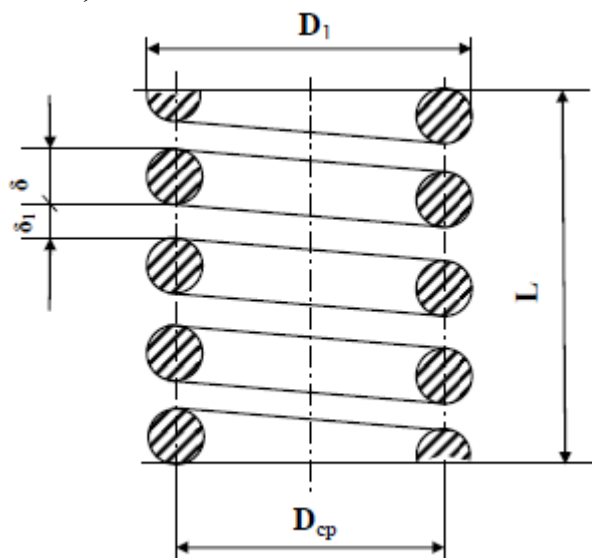


Рисунок 3.2 – Схема пружины

При нижнем значении получается меньший диаметр пружины, но наибольшее число витков, и наоборот.

Расчет диаметра проволоки производится по формуле, мм:

$$\delta = \sqrt{\frac{8 \cdot P_{\text{пр}} \cdot (m-1) \cdot y}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.20)$$

где y – коэффициент концентрации напряжений, зависящий от m (таблица 3.4);

$[\tau]$ – допустимое напряжение кручения, $[\tau] = 700 \text{ МПа}$.

Таблица 3.4 – Коэффициент концентрации напряжений

m	4	5	6	7	8
y	1,40	1,30	1,25	1,20	1,15

Полученный расчетом на скручивание диаметр проволоки округляется до стандартного значения по ГОСТ 9389 ($\delta = 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,25; 3,5; 3,75; 4,25;$

4,5, 4,75, 5,0). Тогда наружный диаметр пружины $D_1 = m \cdot \delta$, средний диаметр пружины $D_{cp} = D_1 - \delta$, мм.

Рабочее число витков пружины находится по выражению, шт.:

$$n_p = \frac{\delta^4 \cdot G}{8 \cdot D_{cp}^3 \cdot K}, \quad (3.21)$$

где G – модуль упругости при кручении, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

K – жесткость пружины, Н/мм:

$$K = \frac{\Delta P}{\Delta f}, \quad (3.22)$$

где ΔP – приращение силы пружины в выключенном сцеплении, принимается в пределах 20 % от силы во включенном сцеплении, Н:

$$\Delta P = 0,2 \cdot P_{пр}; \quad (3.23)$$

Δf – деформация пружины, мм:

- для 2-х дисковых сцеплений $\Delta f = (0,5 \dots 0,75) \cdot i' + \Delta$;

- для однодисковых сцеплений $\Delta f = (0,75 \dots 1,25) \cdot i' + \Delta$;

i' – число пар трения;

Δ – осевая деформация ведомого диска, находится в пределах от 1,0 до 1,5 мм.

Обычно полное число витков пружины $n_{\pi} = 5 \dots 8$. Крайние два витка на 3/4 срезают на плоскость.

Длина пружины в свободном состоянии определяется по формуле, мм:

$$L = (n_p + 2) \cdot \delta + \delta_1 \cdot (n_p + 1) + f, \quad (3.24)$$

где n_p – рабочее число витков пружины;

δ – толщина витка, округленного до стандартного размера, мм;

δ_1 – зазор между витками в выключенном сцеплении, равен 0,5...1,5 мм;

f – деформация включенной пружины, мм:

$$f = \frac{8 \cdot P_{пр} \cdot D_{cp}^3 \cdot n_p}{\delta^4 \cdot G}. \quad (3.25)$$

Выбор параметров пружин гасителя крутильных колебаний

Угловая жесткость гасителя составляет:

$$C = (0,2 \dots 0,25) \cdot M_c, \text{ Н} \cdot \text{м} / 1^\circ \text{ поворота вала}. \quad (3.26)$$

Линейная жесткость одной пружины гасителя определяется по формуле, Н/м:

$$K = \frac{c}{0,0174 \cdot R_{\text{пр}}^2 \cdot z}, \quad (3.27)$$

где $R_{\text{пр}}$ – средний радиус установки пружин гасителя (выбирается конструктивно), м (рис. 3.3);

z – количество пружин гасителя ($z = 6; 8$).



Рисунок 3.3 – Ведомый диск сцепления

Усилие одной пружины, Н:

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_c}{z \cdot R_{\text{пр}}}. \quad (3.28)$$

Диаметр проволоки δ , количество витков n_p и n_n , длина пружины определяются по ф. 3.20, 3.21, 3.24.

Расчет вала сцепления

Вал сцепления рассчитывается на скручивание. Диаметр вала (рис. 3.4) определяется по формуле, мм:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_c \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (3.29)$$

где $[\tau]$ – допустимое напряжение кручения, $[\tau] = 700$ МПа.

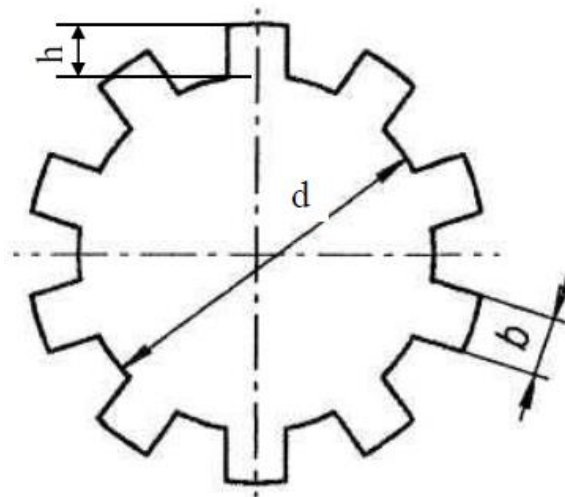


Рисунок 3.4 – Схема поперечного сечения шлицевой части ведомого вала:
 h – высота шлица; b – ширина шлица; d – диаметр вала

Определив диаметр вала d , по ГОСТ 1139 подбирают размеры шлицевого соединения. Шлицы после этого проверяют на срез и смятие. Проверка шлицев на смятие боковых поверхностей производится по выражению, МПа:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M_c \cdot 10^3}{0,5 \cdot (d + 2 \cdot h) \cdot z \cdot h \cdot l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.30)$$

где l – длина шлица, $l = (1,2 \dots 1,5) d$;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допустимое напряжение смятия, $[\sigma_{\text{см}}] = 15$ МПа.

Проверка шлицев на срез по основанию производится по формуле, МПа:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{M_c \cdot 10^3}{0,5 \cdot (d + 2 \cdot h) \cdot b \cdot l \cdot z} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (3.31)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – допустимое напряжение на срез, $[\tau_{\text{ср}}] = 8$ МПа.

Расчет деталей, передающих момент от маховика к нажимному диску

Для передачи крутящего момента на нажимной диск его соединяют с маховиком двигателя или выступами, или пальцами (рис. 3.5 – двухдисковое сцепление) или пластинами.

В этой связи необходимо:

1) вначале определить, как будет осуществляться эта связь в выбранном для расчета типе сцепления;

2) рассчитать размеры деталей осуществляющих эту связь по приведенным ниже зависимостям.

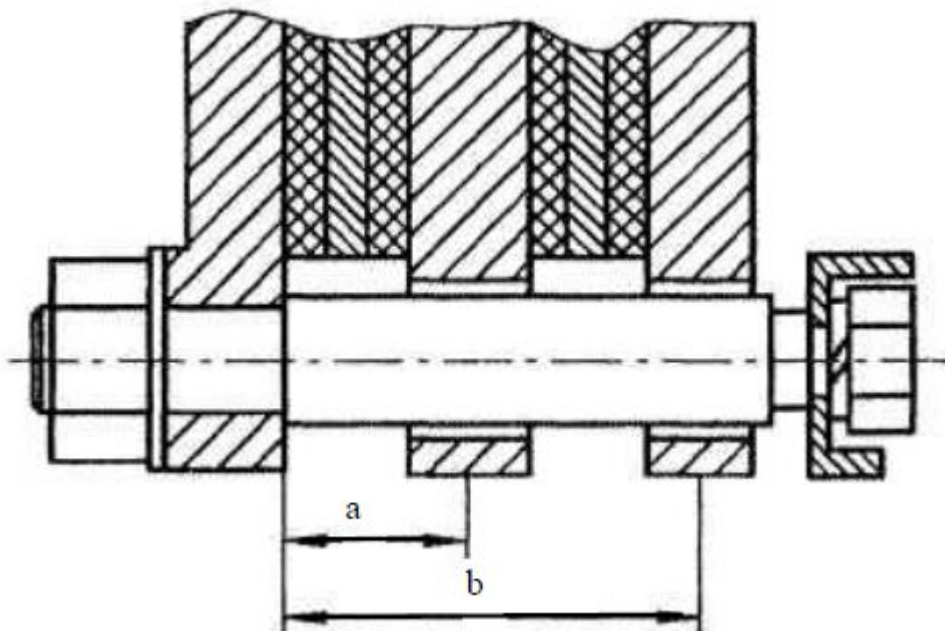


Рисунок 3.5 – Схема соединения нажимного диска с маховиком:
a, b – плечи действующих сил

Напряжение смятия на опорных поверхностях этих деталей рассчитывается по формуле, МПа:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\gamma \cdot M_c \cdot 10^3}{R_{\text{п}} \cdot z \cdot f}, \quad (3.32)$$

где γ – коэффициент пропорциональности, учитывающий распределение крутящего момента двигателя по нажимным дискам. Для однодискового сцепления $\gamma = 1$, для двухдискового сцепления $\gamma = 0,5$;

f – площадь контакта, мм²;

$R_{\text{п}}$ – радиус расположения пальцев, пластин или выступов (определяется конструктивно), мм;

z – количество выступов, пальцев или пластин: $z = 3$ для выступов, $z = 6$ для пальцев (двухдисковое сцепление), $z = 4$ для пластин.

Приняв $[\sigma_{\text{см}}] = 10 \dots 15$ МПа, определяют размеры опорных поверхностей деталей.

Напряжение изгиба у основания пальца рассчитывают по формуле, МПа:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_c \cdot (2a + b) \cdot 10^3}{4R_{\text{п}} \cdot z \cdot 0,1d^3}, \quad (3.33)$$

где a и b – плечи действующих сил, мм (рис. 3.5);

z – количество пальцев;

d – диаметр пальца, мм.

Приняв $[\sigma_{\text{и}}] = 50$ МПа, определяется диаметр пальца и проводится его проверка по напряжению растяжения по формуле, МПа:

$$\sigma_{\text{раст}} = \frac{4 \cdot P'_{\text{пр}}}{\pi \cdot d^2 \cdot z}, \quad (3.34)$$

где $P'_{\text{пр}}$ – усилие нажимных пружин, Н.

Для сцепления с пластинами напряжение растяжения в пластине подсчитывают по выражению, МПа:

$$\sigma_{\text{раст}} = \frac{\gamma \cdot M_c \cdot 10^3}{R_n \cdot z \cdot f_{\text{раст}}}, \quad (3.35)$$

где $f_{\text{раст}}$ – площадь поперечного сечения пластин, работающих на растяжение, мм².

Задавшись $\sigma_{\text{раст}} = 700$ МПа, определяется $f_{\text{раст}}$.

3.2. Проектирование ступенчатой коробки передач

Требования к конструкции ступенчатой коробки передач разделяются на специальные и общетехнические. К специальным требованиям относятся:

- обеспечение заданных чисел передач и передаточных чисел и, тем самым, предусмотренных расчетом тяговых и скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля за счет надлежащего выбора схемы коробки передач и комплекта ее зубчатых колес;

- удобство переключения передач (малые усилия и ходы рычага), достаточно быстрое и бесшумное;

- надежная фиксация включенной передачи против самовыключения;

- обеспечение фиксированного положения нейтрали механизма переключения передач для разобщения двигателя от трансмиссии, а также включение в него устройств, предотвращающих одновременное включение двух передач и случайное включение передачи заднего хода при движении вперед;

- приспособленность коробки передач грузового автомобиля к установке механизма отбора мощности.

Количество элементов управления, включаемых на одной передаче, на единицу меньше числа степеней свободы коробки передач. При числе ступеней не более 7 коробки передач механических трансмиссий выполняются обычно с двумя степенями свободы. В этих коробках для получения определенной передачи включается осевым перемещением одна зубчатая муфта или передвижное зубчатое колесо. Коробки передач с числом ступеней 8 и более условно называются многоступенчатыми. При числе ступеней 8...15 они выполняются с тремя степенями свободы – для получения определенной передачи включаются два элемента управления. При числе ступеней 16 и более многоступенчатые коробки передач имеют обычно четыре степени свободы. Увеличение числа степеней свободы позволяет за счет некоторого усложнения управления уменьшить необходимое количество зубчатых колес в коробках передач с большим числом ступеней.

Большинство коробок передач выполняется однопоточными, так что через каждое зубчатое зацепление включенной передачи проходит вся передаваемая

мощность. Коробки передач, у которых мощность передается двумя или тремя параллельными механическими потоками, применяются редко, так как увеличение количества потоков приводит к усложнению конструкции. Это усложнение, однако, позволяет уменьшить нагрузки на зубчатые колеса, валы и подшипники и несколько сократить размеры указанных элементов.

Основные кинематические параметры коробки передач: диапазон передаточных чисел (переднего хода) d ; число ступеней n ; передаточное число высшей передачи u_v .

Диапазоном передаточных чисел называют отношение передаточных чисел крайних передач: низшей (u_1) и высшей (u_v). Низшую передачу принято называть первой. Высшей передачей в соосных коробках передач является прямая передача ($u_v = 1$) или ускоряющая ($u_v < 1$).

Дополнительным параметром ступенчатой коробки передач является показатель средней плотности ряда передаточных чисел q . В случае, если принятая закономерность построения ряда передаточных чисел соответствует геометрической прогрессии, показателем плотности ряда является ее знаменатель. У 5-ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей, к примеру, показатель средней плотности ряда находится обычно в пределах 1,6...1,7. Многоступенчатые коробки передач выполняются с уплотненным рядом передаточных чисел, имеющим $q \approx 1,25 \dots 1,40$.

3.2.1. Выбор схемы коробки передач

Коробки передач с двумя степенями свободы

Коробка передач состоит из редукторной части, являющейся основной, и механизма переключения передач. Разработке конструкции коробки передач предшествует выбор схемы редукторной части. Коробки передач с *двумя степенями свободы* выполняются по двухвальной несоосной (рис. 3.6, а) или трехвальной соосной (рис. 3.6, б) схемам.

При соосном расположении входного и выходного валов можно непосредственным их соединением получить прямую передачу. При движении автомобиля на прямой передаче зубчатые колеса и подшипники коробки передач не нагружаются. Соответственно снижаются скорость изнашивания, потери мощности и шум. На прочих передачах прямого хода в трехвальной коробке силовой поток передается последовательно через два зубчатых зацепления.

Последнее позволяет при необходимости получить относительно большое передаточное число низшей передачи, например, $u_1 \approx 7 \dots 9$.

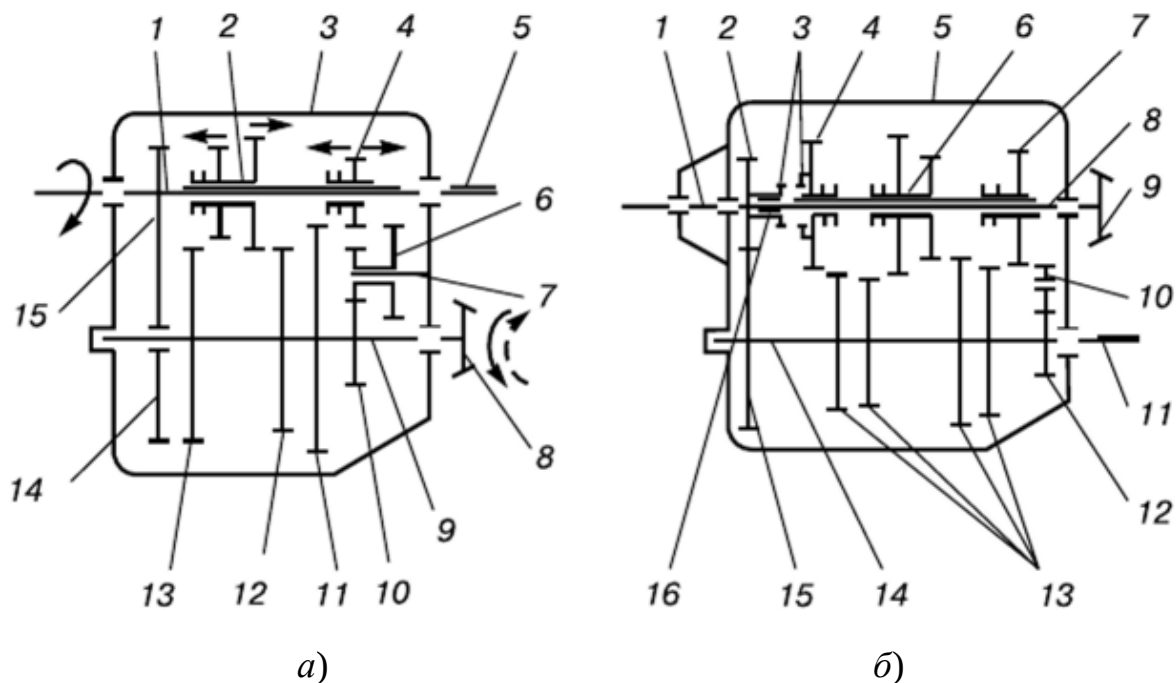


Рисунок 3.6 – Принципиальные кинематические схемы коробок передач:
а – двухвальная: 1 – первичный вал; 2 – подвижные двухвенцовые каретки; 3 – картер коробки передач; 4 – одновенцовая каретка; 5 – шлицевой хвостовик; 6 – блок шестерен; 7 – ось; 8 – ведущая коническая шестерня; 9 – вторичный вал; 10, 11, 12, 13 – ведомые шестерни вторичного вала; 14 – маслоразбрызгивающая шестерня; 15 – ведущая шестерня первичного вала;
б – трехвальная: 1 – первичный вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – зубчатая блокировочная полумуфта; 4, 7 – одновенцовая каретка; 5 – картер коробки передач; 6 – двухвенцовая каретка; 8 – вторичный вал; 9 – ведущая коническая шестерня центральной передачи трансмиссии; 10 – одновенцовая «паразитная» шестерня; 12 – ведущая шестерня передачи заднего хода; 13 – ведущие шестерни переднего хода; 14 – промежуточный вал; 15 – ведомая шестерня; 16 – передний роликовый подшипник

Простейшая двухвальная коробка передач (см. рис. 3.6, *а*) состоит из первичного вала 1 и вторичного вала 9. К первичному валу 1 мощность от двигателя подводится обычно через сцепление, а выходной конец вторичного вала 9 в большинстве случаев имеет ведущую коническую шестерню 8 центральной передачи трансмиссии. На шлицах первичного вала 1 установлены подвижные двухвенцовые каретки 2 для получения второй (влево по стрелке) и третьей (вправо по стрелке) передачи и одновенцовая каретка 4 для получения первой (влево по стрелке) передачи и заднего хода (вправо по стрелке). На вторичном валу 9 неподвижно размещены ведомые шестерни передач переднего хода: первой 11, третьей 12 и второй 13, в зацепление с которыми вводятся зубчатые венцы кареток для получения необходимой передачи.

Перемещение кареток по шлицам первичного вала осуществляется отдельной рычажно-тяговой системой ручного управления коробкой передач, которая фиксирует в зацеплении только одну пару шестерен.

Для получения передачи заднего хода между валами коробки передач вводят дополнительную шестеренную передачу, изменяющую направление вращения ее вторичного вала при неизменном вращении первичного вала.

Достоинствами двухвальных коробок передач являются конструктивная простота и высокий механический КПД, так как при передаче мощности в зацеплении участвует только одна пара шестерен.

К недостаткам двухвальных коробок передач относятся невозможность получения более 5...6 передач переднего хода вследствие повышенного прогиба валов и малый диапазон передаточных чисел, ограниченный межосевым расстоянием валов.

Простейшая схема трехвальной коробки передач (см. рис. 3.6, б) состоит из соосно расположенных первичного 1 и вторичного валов 8 и промежуточного 14 вала. Первичный вал 1 и промежуточный 14 соединены парой цилиндрических шестерен постоянного зацепления – ведущей 2 и ведомой 15, образующих передаточное число первой ступени коробки передач. На конце вторичного вала 8 обычно установлена или выполнена за одно с ним ведущая коническая шестерня 9 центральной передачи трансмиссии.

На промежуточном валу 14 жестко закреплены ведущие шестерни 13 переднего хода. В зацепление с ними входят зубчатые венцы ведомых кареток вторичного вала 8, образуя тем самым передаточные числа второй ступени данной коробки передач. На промежуточном валу 14 закреплена и ведущая шестерня 12 передачи заднего хода, находящаяся в постоянном зацеплении с одновенцовой «паразитной» шестерней 10.

На шлицах вторичного вала 8 установлены типовые одновенцовая 7 и двухвенцовая 6 каретки и комбинированная одновенцовая каретка 4 с зубчатой блокировочной полумуфтой 3. Последняя при перемещении каретки 4 влево входит в зацепление с зубчатой полумуфтой в торце первичного вала, образуя тем самым прямую передачу мощности от вала 1 к валу 8. Так как передаваемая мощность минует в этом случае шестеренные передачи, то такую передачу называют прямой.

Достоинствами трехвальных коробок передач являются: значительно больший, чем у двухвальных, диапазон передаточных чисел, так как на основных рабочих передачах всегда участвуют две пары шестерен; высокий КПД на прямой (транспортной) передаче; обеспечение работы без маслоразбрызгивающей пары шестерен.

К недостаткам трехвальных коробок передач относятся: более низкий КПД на рабочих передачах, так как в зацеплении находятся две пары шестерен, вместо одной, как у двухвальной; невозможность получения более 5...6 передач переднего хода из-за повышенного прогиба валов.

Конструкции коробок передач с двумя степенями свободы показаны на рис. 3.7, 3.8.

К редукторной части коробки передач относятся картер, валы, подшипники, зубчатые колеса и зубчатые муфты. Большинство конструкций имеют установившуюся типовую компоновку редукторной части. Особенно это относится к трехвальным соосным коробкам передач.

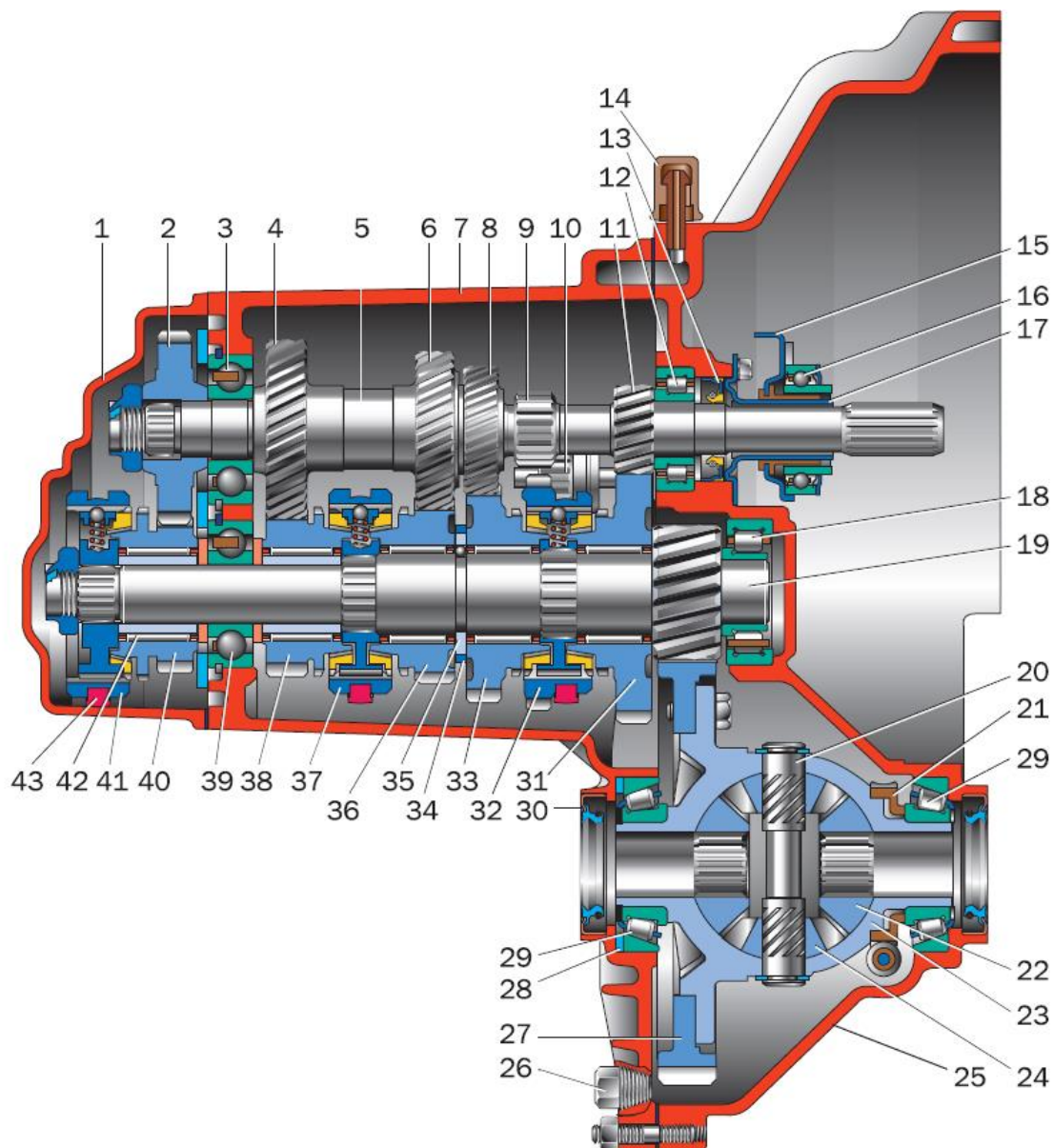


Рисунок 3.7 – Пятиступенчатая двухвальная коробка передач легкового автомобиля с поперечным расположением двигателя: 1 – задняя крышка картера коробки передач; 2 – ведущая шестерня V передачи; 3 – шариковый подшипник первичного вала; 4 – ведущая шестерня IV передачи первичного вала; 5 – первичный вал; 6 – ведущая шестерня III передачи первичного вала; 7 – картер коробки передач; 8 – ведущая шестерня II передачи первичного вала; 9 – шестерня заднего хода; 10 – промежуточная шестерня заднего хода; 11 – ведущая шестерня I передачи первичного вала; 12 – роликовый подшипник первичного вала; 13 – сальник первичного вала; 14 – сапун; 15 – фланец муфты; 16 – подшипник выключения сцепления; 17 – направляющая втулка муфты; 18 – роликовый подшипник вторичного вала; 19 – вторичный вал; 20 – ось сателлитов; 21 – ведущая шестерня привода спидометра; 22 – шестерня полуоси; 23 – коробка дифференциала; 24 – сателлит; 25 – картер сцепления; 26 – пробка для слива масла; 27 – ведомая шестерня главной передачи; 28 – регулировочное кольцо; 29 – роликовый конический подшипник дифференциала; 30 – сальник полуоси; 31 – ведомая шестерня I передачи вторичного вала; 32 – синхронизатор I и II передач; 33 – ведомая шестерня II передачи вторичного вала; 34 – стопорное кольцо; 35 – упорное полукольцо; 36 – ведомая шестерня III передачи вторичного вала; 37 – синхронизатор III и IV передач; 38 – ведомая шестерня IV передачи вторичного вала; 39 – шариковый подшипник вторичного вала; 40 – ведомая шестерня V передачи вторичного вала; 41 – синхронизатор V передачи; 42 – игольчатый подшипник; 43 – вилка переключения передач

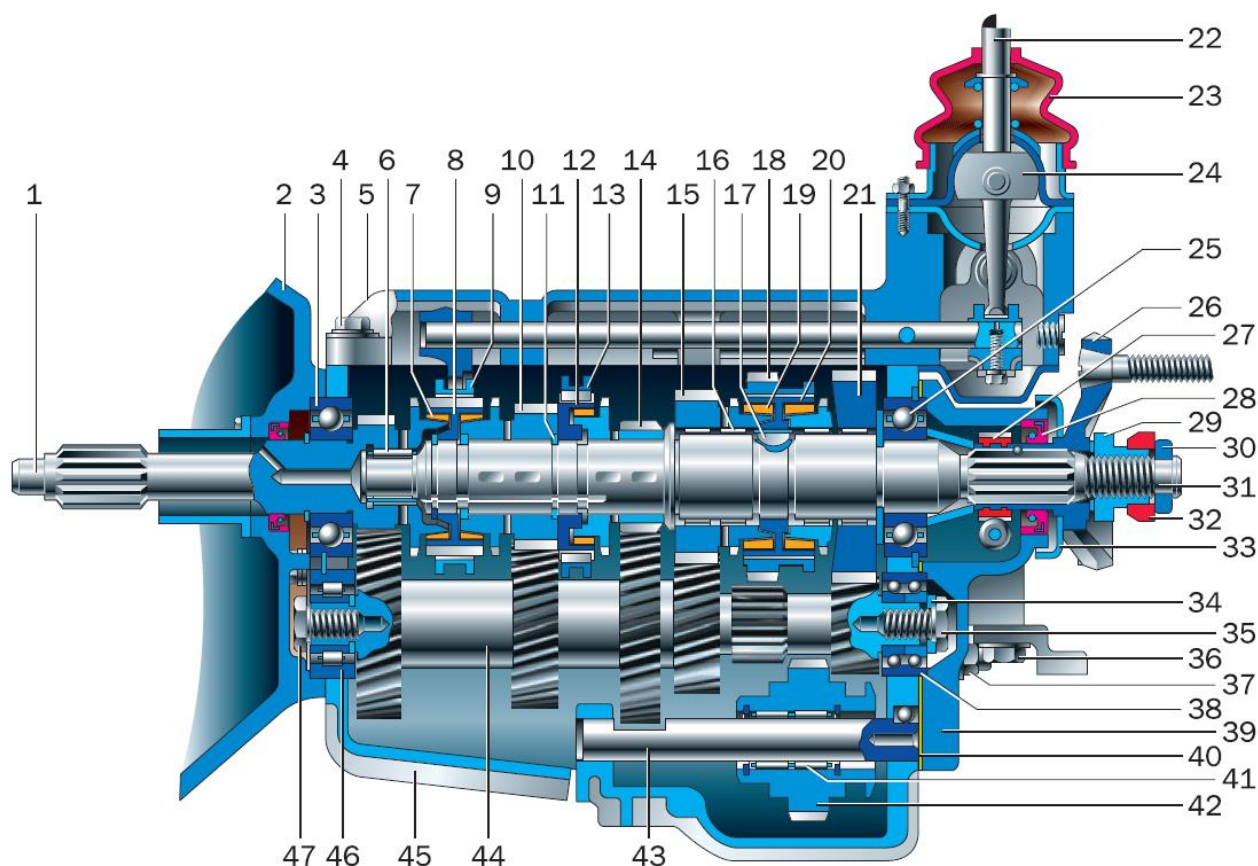


Рисунок 3.8 – Пятиступенчатая трёхвальная коробка передач легкового автомобиля: 1 – первичный вал; 2 – картер сцепления; 3 – задний подшипник первичного вала; 4 – болт крепления верхней крышки; 5 – верхняя крышка; 6 – передний подшипник вторичного вала; 7 – блокирующее кольцо синхронизатора включения передачи; 8 – ступица III-IV передачи; 9 – муфта III-IV передачи; 10 – шестерня III передачи; 11 – стопорное кольцо; 12 – ступица V передачи; 13 – муфта V передачи; 14 – шестерня V передачи; 15 – шестерня II передачи; 16 – роликовый подшипник; 17 – шпонка; 18 – муфта-шестерня заднего хода; 19 – блокирующее кольцо синхронизатора включения II передачи; 20 – ступица I-II передач; 21 – шестерня I передачи; 22 – стержень рычага переключения передач; 23 – чехол рычага; 24 – рычаг переключения передач; 25 – задний подшипник вторичного вала; 26 – фланец эластичной муфты карданной передачи; 27 – ведущая шестерня привода спидометра; 28 – сальник вторичного вала; 29 – гайка фланца эластичной муфты; 30 – центрирующее кольцо; 31 – вторичный вал; 32 – уплотнитель; 33 – грязеотражатель; 34 – шайба; 35 – задний болт промежуточного вала; 36 – болт крепления кронштейна задней опоры силового агрегата; 37 – гайка шпильки крепления задней крышки; 38 – задний подшипник промежуточного вала; 39 – задняя крышка коробки передач; 40 – прокладка задней крышки; 41 – игольчатый подшипник; 42 – промежуточная шестерня заднего хода; 43 – ось промежуточной шестерни; 44 – промежуточный вал; 45 – картер коробки передач; 46 – передний подшипник промежуточного вала; 47 – болт переднего подшипника промежуточного вала

При числе ступеней 3...6 трехвальные коробки передач выполняются, как правило, в одном неразделенном картере и имеют двухопорные валы. Для размещения подшипников в передней и задней стенках картера выполнены по два отверстия; противоположные отверстия попарно соосны. Передний подшипник первичного вала расположен в расточке маховика или фланца коленчатого вала двигателя, задний – в передней стенке картера. На переднем участке первичного вала устанавливается ведомый диск сцепления. На заднем конце, расположенном

консольно за главным подшипником, заодно с валом выполнена ведущая шестерня привода промежуточного вала. В утолщении заднего конца первичного вала выполняется расточка, являющаяся гнездом переднего подшипника вторичного вала. Задний подшипник вторичного вала расположен в задней стенке картера. Соосность первичного и вторичного валов обеспечивается за счет соосного выполнения базовых поверхностей: отверстий под подшипники в картере, опорных шеек вторичного вала, шеек первичного вала и гнезда в нем под передний подшипник вторичного вала. Центрирование коробки передач относительно оси коленчатого вала двигателя осуществляется через картер сцепления, правильность крепления которого к двигателю обеспечивается конструктивно и технологией обработки. Относительно картера сцепления коробка передач центрируется с помощью выступающей части наружного кольца заднего подшипника первичного вала или концентрично обработанного пояса на фланце крышки этого подшипника.

Подшипники промежуточного вала расположены в отверстиях передней и задней стенок картера. Ось этих отверстий располагается строго параллельно оси отверстий под задние подшипники первичного и вторичного валов. Один из подшипников каждого вала коробки передач фиксирует вал в осевом направлении и воспринимает комбинированную нагрузку.

Первичный и вторичный валы фиксируются с помощью задних подшипников; промежуточный вал – с помощью заднего (чаще) или переднего подшипника.

Зубчатые колеса, расположенные на промежуточном валу, соединяются с ним неподвижно. В коробках передач легковых и некоторых легких и средних грузовых автомобилей все зубчатые венцы промежуточного вала выполняются в виде блока вместе с валом. В отдельных случаях этот блок выполняется пустотелым и устанавливается на оси на игольчатых подшипниках.

Так как для оси требуются меньшие отверстия в картере, чем для подшипников вала, конструкция картера при этом получается более жесткой. В коробках передач большинства грузовых автомобилей заодно с промежуточным валом выполняются только зубчатые венцы малого диаметра, например, венец первой передачи и иногда второй.

Крайним передним зубчатым венцом на промежуточном валу является ведомое колесо привода этого вала. За ним располагаются: ведущее колесо высшей редукторной передачи и далее – ведущие зубчатые колеса более низких передач в порядке убывания номера передачи. Крайним задним зубчатым венцом на промежуточном валу является шестерня первой передачи или заднего хода.

Ведомые зубчатые колеса постоянного зацепления, располагаемые на вторичном валу, устанавливаются по подвижной посадке – на игольчатых подшипниках; бронзовых втулках, запрессованных в ступицу зубчатого колеса (рис. 1.5); непосредственно на шейках вала или на стальных втулках, плотно посаженных на эти шейки. В последних случаях во избежание задания поверхностей скольжения на поверхности охватываемой детали выполняются канавки для сбора

масла, а сама поверхность фосфатируется или сульфидируется. Если применяется ведомое передвигжное зубчатое колесо, его установка на вторичном валу выполняется на эвольвентных или прямобочных шлицах по подвижной посадке.

Принятая в трехвальных коробках передач последовательность расположения зубчатых колес исключает перегрузку передней менее жесткой опоры вторичного вала, так как низшие передачи с большими усилиями в зацеплении располагаются ближе к задней опоре этого вала. Такое расположение обеспечивает технологичность сборки. При обычной схеме сборки промежуточный вал в сборе устанавливается через достаточно широкое окно, выполненное в картере сверху или сбоку, а иногда снизу. Через это же окно устанавливаются вторичный вал и его детали. Первичный вал в сборе устанавливается через отверстие под подшипник в передней стенке картера; возможность такой сборки обеспечивается тем, что зубчатый венец вала в этом случае выполняется меньшего размера, чем отверстие.

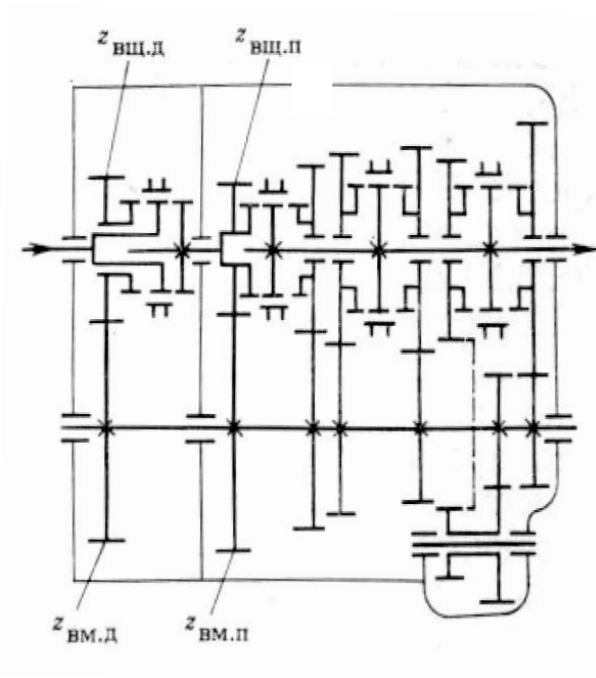
Имеющие место отступления от типовой компоновки в трехвальных коробках передач могут преследовать различные цели. Некоторые коробки передач легковых автомобилей выполняются с удлинителем и имеют цельный или составной трехопорный вторичный, третья опора которого размещается в приставном корпусе удлинителя. Основное назначение удлинителя – уменьшение длины карданной передачи. Корпус удлинителя может использоваться для размещения зубчатых колес передачи заднего хода и узла механизма переключения передач. Это позволяет уменьшить габариты основной части коробки.

В некоторых коробках передач грузовых автомобилей с целью повышения жесткости конструкции передняя опора вторичного вала выполняется в специальном приливе картера, но тогда ведомая шестерня высшей редукторной передачи оказывается на консоли.

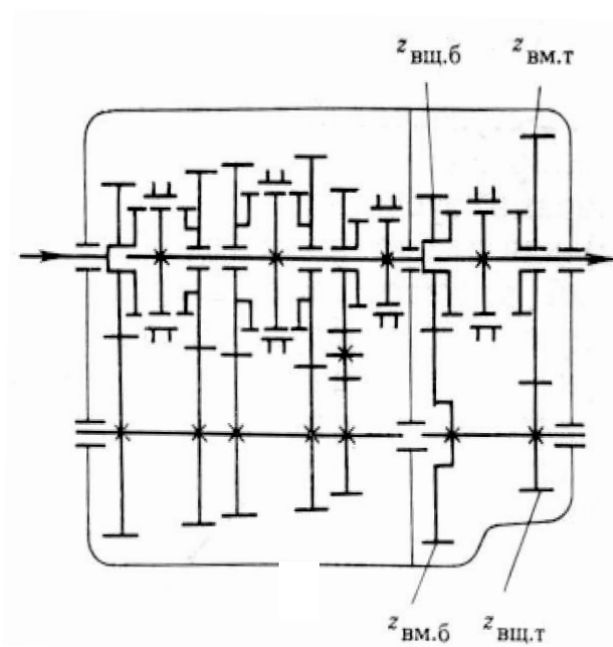
Отбор мощности в коробках передач грузовых автомобилей осуществляется с помощью дополнительной шестерни, устанавливаемой на промежуточном валу. Для крепления коробки отбора мощности на боковых стенках картера справа и слева выполняются люки. Размеры люков и параметры шестерни отбора мощности должны удовлетворять конструктивным требованиям. В качестве шестерни отбора мощности допускается использование одного из зубчатых колес промежуточного вала.

Коробки передач с тремя и четырьмя степенями свободы

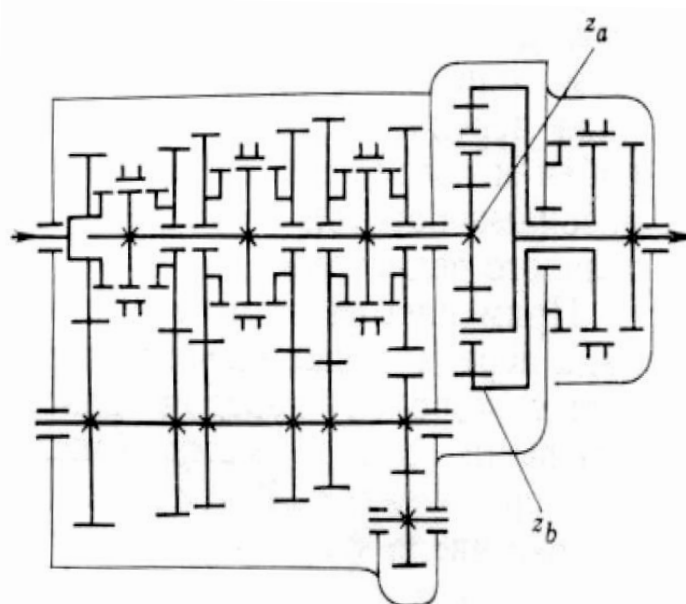
Многоступенчатые коробки с тремя степенями свободы образуются на базе 4-, 5- или 6-ступенчатой коробки, имеющей соосную трехвальную схему, путем установки к последней впереди или сзади дополнительного редуктора. Ряд распространенных схем коробок передач с тремя степенями свободы показан на рис. 3.9.



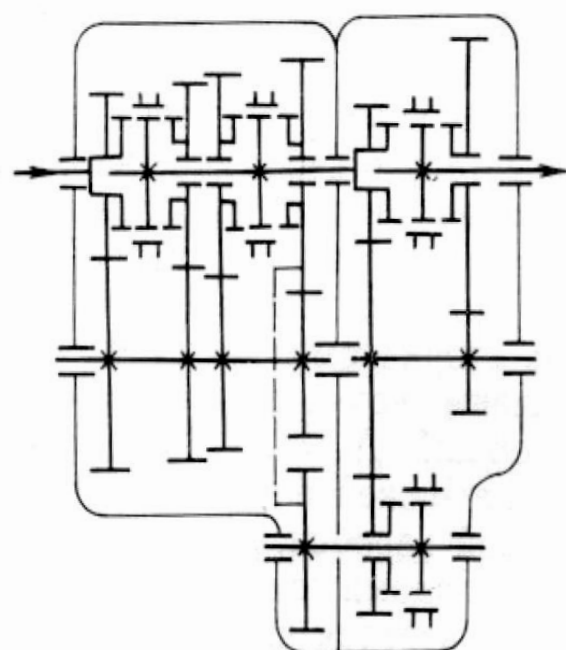
a)



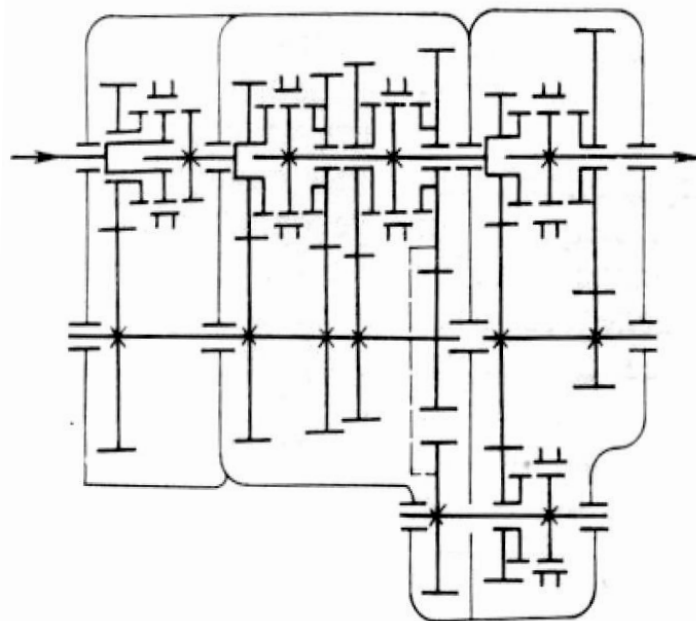
б)



в)



г)



д)

Рисунок 3.9 – Схемы многоступенчатых коробок передач:
а – 10-ти ступенчатая, с передним редуктором-делителем;
б – 8-ступенчатая с задним вальным редуктором; *в* – 9-ступенчатая
с задним планетарным редуктором; *г* – 8-ступенчатая; *д* – 16-ступенчатая с
передним делителем и задним вальным редуктором; $Z_{\text{вщ}}$, $Z_{\text{вд}}$ – число зубьев
ведущего и ведомого колес

Чаще всего дополнительный редуктор выполняется двухступенчатым и имеет одну ступень прямую и одну редукторную – понижающую или повышающую. Применяя с ним базовую 4-ступенчатую коробку, получают восемь передач (рис. 3.9, *б*), а 5-ступенчатую – десять (рис. 3.9, *а*) и т.д. Применение 3-ступенчатого дополнительного редуктора позволяет утроить число передач по отношению к числу передач базовой коробки. Для получения определенной передачи в коробке с тремя степенями свободы включаются одна зубчатая муфта в базовой коробке и одна в дополнительном редукторе.

Передний дополнительный редуктор конструктивно является рациональным в том случае, если он выполняется в виде пары зубчатых колес, дающей редукторную (непрямую) ступень. Прямая ступень получается непосредственным соединением входного вала редуктора с входным валом базовой коробки (рис. 3.9, *а*).

Диапазон передаточных чисел такого редуктора выбирается небольшим, так что при включении его не прямой ступени получается ряд чисел, удовлетворяющих рис. 3.10, *а*, *б*. Такой редуктор принято называть делителем. Он незначительно расширяет диапазон передаточных чисел, поэтому базовая коробка должна иметь достаточно большой собственный их диапазон.

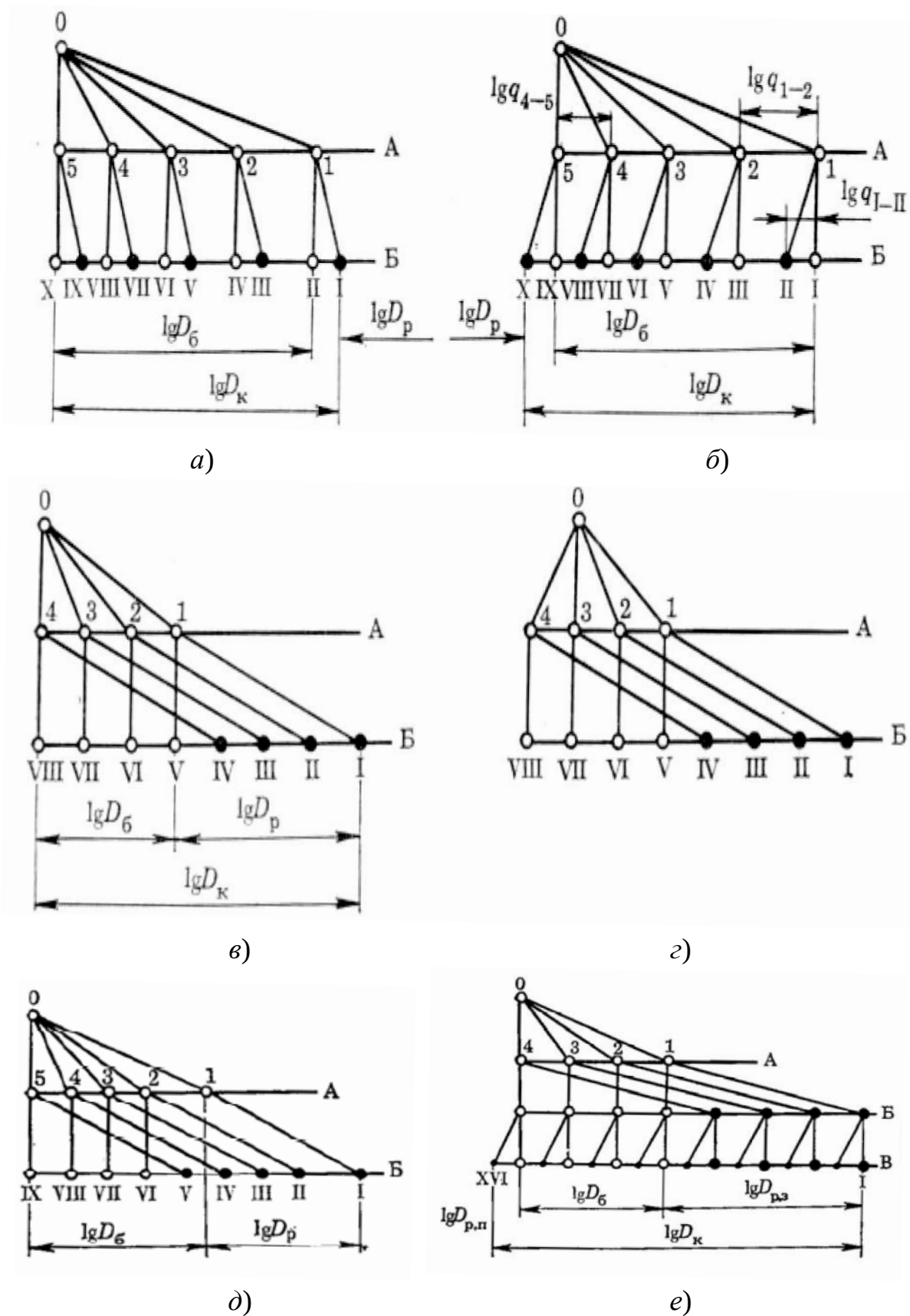


Рисунок 3.10 – Диаграмма построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок передач

Положительные особенности коробки передач с делителем: увеличение числа передач вдвое достигается наиболее просто; обеспечивается высокая сте-

пень унификации – базовая коробка может использоваться отдельно без делителя, так как ее собственный диапазон передаточных чисел во многих случаях является достаточным.

При включении не прямой ступени редуктора КПД многоступенчатой коробки сохраняется на том же уровне, который имеет базовая коробка. Задний 2-ступенчатый дополнительный редуктор выполняется вальным с двумя парами зубчатых колес или планетарным. Задний редуктор имеет одну ступень прямую и одну редукторную понижающую. Использование его в качестве делителя нерационально. Как правило, он выполняется с большим диапазоном передаточных чисел, чем у базовой коробки. Базовая коробка при этом выполняется с относительно небольшим собственным диапазоном. Положительными особенностями многоступенчатой коробки передач с задним дополнительным редуктором являются: относительно небольшое межосевое расстояние базовой коробки, так как передаточное число на первой передаче и, соответственно, крутящий момент на вторичном валу существенно ограничены; возможность получить большой общий $D_k \approx 12...13$ и более; меньшая напряженность синхронизаторов базовой коробки, обусловленная малыми перепадами угловых скоростей соседних ее передач и позволяющая применять синхронизаторы на низших передачах даже при установке двухдискового сцепления.

Недостатки многоступенчатой коробки передач с задним редуктором: нельзя использовать базовую коробку отдельно без редуктора вследствие небольшого собственного ее диапазона передаточных чисел; несколько повышенные потери мощности на низших передачах, когда включена понижающая ступень редуктора и мощность передается через четыре зубчатых зацепления; необходимость применения в заднем редукторе синхронизатора большой энергоемкости.

В многоступенчатых коробках передач с четырьмя степенями свободы используется базовая коробка и два дополнительных редуктора – передний и задний. Для получения определенной передачи в таких коробках необходимо включить три зубчатые муфты: по одной – в переднем редукторе, базовой коробке и заднем редукторе. Так построена 16-ступенчатая коробка передач, схема которой показана на рис. 3.9, д.

Построение ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки в пределах их общего диапазона не может быть произвольным, так как закономерность ряда, принятая для базовой коробки, неизбежно повторяется на каждой ступени дополнительного редуктора. Построение общего ряда при этом определяется закономерностью ряда передаточных чисел базовой коробки и соотношением между их диапазонами базовой коробки и дополнительного редуктора. Применяемые варианты построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок передач поясняются лучевыми диаграммами (рис. 3.10). На горизонталях А отмечены передаточные числа базовой коробки (точки 1, 2, 3, ...), а на горизонталях Б – многоступенчатой (точки I, II, III, ...). Лучи, соединяющие точку 0 с горизонталью А, обозначают передачи базовой коробки. Вертикальный луч соответствует прямой передаче, расположенные справа – понижающей, а слева –

ускоряющей. Лучи, соединяющие горизонтالي, обозначают ступени дополнительного редуктора: вертикальные – прямую ступень, направленные вниз вправо – понижающую, а вниз влево – повышающую. Отрезки, заключенные между соседними точками по горизонтали, пропорциональны логарифму отношения соответствующих передаточных чисел (например, $\lg q_{1-2}$, $\lg q_{4-5}$, $\lg q_{I-II}$).

Отрезок между крайними точками на горизонтали А пропорционален логарифму диапазона передаточных чисел базовой коробки ($\lg D_6$), а на горизонтали Б – многоступенчатой коробки ($\lg D_k$). Из построений следует: $\lg D_p = \lg D_k - \lg D_6$, или $D_k = D_p / D_6$, где D_p – диапазон дополнительного редуктора. Многоступенчатые коробки передач с делителем (рис. 3.10, а, б) имеют четное число передач. Базовая их коробка выполняется с достаточно широким собственным диапазоном передаточных чисел. Для дополнительного редуктора выбирается $D_p \approx q_v^{0,5}$, где q_v – отношение передаточных чисел двух соседних высших передач базовой коробки. Этим обеспечивается получение плотного геометрического ряда в области высших передач многоступенчатой коробки.

Многоступенчатые коробки передач с задним редуктором могут иметь как четное число передач (рис. 3.10, б, з), так и нечетное (рис. 3.10, д).

На рис. 3.10, в, з показано построение ряда передаточных чисел 8-ступенчатых коробок. При таком построении базовая коробка имеет обычно уплотненный ряд передаточных чисел, близкий к геометрическому, со знаменателем $q_6 \approx 1,35 \dots 1,40$. Диапазон их для дополнительного редуктора перекрывает соответствующий диапазон базовой коробки и выбирается по условию $D_p \approx q_6^n$, где n – число передач в базовой коробке. Ряд передаточных чисел многоступенчатой коробки в этом случае получается близким к геометрическому со знаменателем $q = q_6$. Принципиально такое же построение возможно и для 10-ступенчатой коробки передач. При этом плотность ряда может быть повышена до $q \approx 1,25 \dots 1,30$.

На рис. 3.10, д показано построение ряда передаточных чисел 9-ступенчатой коробки. Ее 5-ступенчатая базовая коробка имеет уплотненный их геометрический ряд со знаменателем $q_{6.c}$ в сокращенном диапазоне, образованном передачами 2...5. Диапазон передаточных чисел заднего редуктора перекрывает соответствующий сокращенный диапазон базовой коробки: $D_p = q_{6.c}^{n-1}$. Блокировкой в механизме переключений исключается возможность включения первой передачи базовой коробки, когда в редукторе включена высшая ступень. В результате коробка имеет 9 передач вместо 10 потенциально возможных; в диапазоне передач II–IX обеспечивается ряд передаточных чисел, близкий к геометрическому со знаменателем $q = q_{6.c}$. Между передачами 1-2 шаг увеличен ($q_{1-2} > q_{6.c}$), за счет этого общий диапазон передаточных чисел многоступенчатой коробки может быть достаточно большим ($D_k = 12 \dots 13$). Вариант многоступенчатой коробки с 2-ступенчатым редуктором и нечетным числом передач позволяет уменьшить необходимый диапазон передаточных чисел дополнительного редуктора при достаточно большом общем их диапазоне для коробки, что облегчает синхронизацию при переключениях редуктора; выполнить без синхронизатора первую передачу базовой коробки, не усложняя управление, так как на ходу эта передача не включается.

На рис. 3.10, *e* показано принципиальное построение ряда передаточных чисел 16-ступенчатой коробки передач. Совместно с базовой 4-ступенчатой частью коробки передач с геометрическим рядом передаточных чисел устанавливаются ступенчатые редукторы: передний делитель с $D_{p.п} = \sqrt{q_6}$, задний – с $D_{p.з} = q_6^n$. Общий геометрический ряд передаточных чисел имеет знаменатель $q = \sqrt{q_6}$.

Приведенные на рис. 3.10 диаграммы показывают, как располагаются передаточные числа базовой коробки в общем их ряду для многоступенчатой коробки при различных вариантах построения ряда. Отсутствие произвольности в построении ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки, на что графически указывает параллельность лучей определенной ступени дополнительного редуктора, аналитически отображается соответствующими зависимостями между передаточными числами:

а) коробка передач с делителем: $u_I/u_{II} = u_{III}/u_{IV} = u_V/u_{VI} = \dots = D_p$;

б) коробка передач с задним редуктором:

8 ступеней: $u_{IV}/u_{VIII} = u_{III}/u_{VII} = u_I/u_V = D_p$;

9 ступеней: $u_V/u_{IX} = u_{IV}/u_{VIII} = u_{II}/u_{VI} = D_p$;

10 ступеней: $u_V/u_X = u_{IV}/u_{IX} = u_{III}/u_{VIII} = u_{II}/u_{VII} = u_I/u_{VI} = D_p$.

Данные равенства позволяют проверить возможность осуществления заданных передаточных чисел многоступенчатой коробки. Если соответствующее равенство не удовлетворяется, полученные передаточные числа должны быть соответствующим образом скорректированы.

Оценка общего технического уровня конструкции редукторной части коробки передач производится по ряду показателей: межосевому расстоянию, длине по картеру, массе, удельной массе, КПД. Первые три из них используются при сопоставлении коробок передач с одинаковыми диапазонами передаточных чисел и максимальными крутящими моментами на выходном валу. По удельной массе можно оценить коробки передач с различными диапазонами передаточных чисел и выходными моментами.

Для лучших современных конструкций удельная масса – отношение массы к максимальному выходному моменту равна: 0,03...0,032 кг/(Нм) для 4-5-ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей с бензиновым двигателем; 0,045...0,050 – для соответствующих коробок автомобилей с дизельным двигателем и многоступенчатых коробок передач с передним делителем; 0,025...0,030 кг/(Нм) – для многоступенчатых коробок передач с задним редуктором, имеющим диапазон передаточных чисел, перекрывающий диапазон базовой коробки.

Учитывая соотношение показателей по материалоемкости, многоступенчатые коробки передач при входном моменте, превышающем 800 Нм, выполняются обычно по схеме с задним редуктором. Схема с передним делителем, обеспечивающая высокую степень унификации таких коробок с базовой коробкой, применяется обычно при входном крутящем моменте менее 900 Нм.

КПД коробки передач механической трансмиссии зависит от числа зубчатых зацеплений, передающих мощность на данной передаче. При передаче мощности одним зацеплением КПД составляет 0,985...0,98; двумя зацеплениями –

0,97; четырем – 0,94. При разветвленном силовом потоке учитывается число зубчатых зацеплений только в одной ветви.

3.2.2. Выбор параметров зубчатых колес и кинематический расчет коробки передач

Кинематическая схема проектируемой коробки передач разрабатывается на основании анализа конструкций коробок передач автотранспортных средств – аналогов или принимается по заданному прототипу. Материалы и термообработка основных ее деталей принимаются по перспективным конструкциям разрабатываемого агрегата.

При проведении кинематического расчёта предварительно выбирают модуль шестерен.

Модуль шестерен с прямым зубом определяется по эмпирической зависимости, мм:

$$m_N = (0,032 \dots 0,040) \cdot A_{\text{пр}}, \quad (3.36)$$

где $A_{\text{пр}}$ – межосевое расстояние, мм.

На основании данных о выполненных конструкциях соосных трехвальных коробок передач с двумя степенями свободы и неразветвленным потоком межосевое расстояние может быть представлено как функция крутящего момента на вторичном валу, мм:

$$A_{\text{пр}} = c \cdot \sqrt[3]{M_{\text{евых}}}, \quad (3.37)$$

где $M_{\text{евых}}$ – максимальный крутящий момент на вторичном валу, определяемый исходя из максимального крутящего момента двигателя и передаточного числа первой передачи, Нм;

c – безразмерный коэффициент. Принимают: для легковых автомобилей $c = 8,9 \dots 9,3$, для грузовых автомобилей, автобусов и тракторов $c = 8,6 \dots 9,6$.

Большие значения коэффициента относятся к коробкам с ускоряющей передачей, а также коробкам автомобилей с дизельными двигателями. Межосевое расстояние для базовой коробки многоступенчатой коробки передач также определяется по формуле (3.37). При этом максимальный момент на вторичном валу определяется исходя из низшего передаточного числа от двигателя к этому валу. Коэффициент «с» в этом случае равен $9,5 \dots 11$.

Практически для выполненных конструкций ряд значений $A_{\text{пр}}$ ограничен. Для коробок передач грузовых автомобилей комиссия по машиностроению рекомендуют следующий рациональный ряд межосевых расстояний (мм): 85, 105, 125, 140, 160. Межосевое расстояние в коробках передач легковых автомобилей обычно находится в пределах 65...80 мм.

Нормальный модуль зубчатых колес механических коробок передач находится в следующих пределах (мм): в микро- и малолитражных автомобилях –

2,25...2,75; легковых – 2,75...3; грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности – 3,5...4,25; грузовых автомобилях большой грузоподъемности – 4,25...5.

В ряде случаев коробка передач выполняется с одинаковым нормальным модулем для всех зубчатых колес. В коробках передач грузовых автомобилей модули для пар первой передачи, заднего хода и привода промежуточного вала часто несколько отличаются от модуля остальных зубчатых колес. Модуль 5 мм, иногда 6 мм, применяется для первой передачи при малом числе зубьев шестерни ($z = 12$), а также для выходной пары заднего вального понижающего редуктора.

После определения нормального модуля m_N прямозубых шестерен его округляют до ближайшего значения, предусмотренного ГОСТ 9563.

Большинство зубчатых колес в коробках передач выполняются косозубыми с целью уменьшения шума при работе и повышения прочности. Прямозубые применяются обычно для передачи заднего хода, а в грузовых автомобилях – также и для первой передачи. В качестве нормального модуля для косозубых шестерен, отличающихся большей прочностью зуба и менее нагруженных, можно принимать по этому же стандарту соседнее меньшее значение:

m_N : 0,3; 0,4; 0,5; 0,7; 0,8; 1; 1,25; 1,75; 2; 2,25; 2,5; (2,75); 3; (3,25); 3,5; (3,75); 4; (4,25); 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 8; 9; 10.

Предпочтение следует отдавать модулю, численное значение которого приведено без скобок.

Рабочая ширина зубчатых венцов:

$$b \approx (0,19 \dots 0,23)A_{\text{пр}}.$$

Среднее ее значение для трехвальных коробок передач $b \approx 0,22A_{\text{пр}}$. Для выходной пары заднего вального дополнительного редуктора многоступенчатой коробки $b \approx (0,3 \dots 0,4)A_{\text{пр}}$.

После определения модуля и ширины зубчатых колёс производится разбивка передаточных чисел между парами шестерен.

Для ведущего вала двухвальной и промежуточного вала трехвальной коробки передач число зубьев ведущей шестерни 1-ой передачи определяется:

$$z_{\min} = \frac{2 \cdot f_0}{\sqrt{(1+2 \cdot u) \cdot \sin^2 \alpha + u^2 - u}}, \quad (3.38)$$

где f_0 – коэффициент высотной коррекции зуба: $f_0 = 0,8 \dots 1$;

u – передаточное число данной пары зубчатых колес, $u = u_{k1}$;

α – угол зацепления, град. В автостроении наиболее часто принимают угол $\alpha = 20^\circ$. Для шестерен первой передачи тяжелых автомобилей и тракторов допускается $\alpha = 30^\circ$.

Торцевой модуль для косозубых шестерен рассчитывается по формуле, мм:

$$m_s = \frac{m_N}{\cos \beta}, \quad (3.39)$$

где m_s – торцевой модуль;

m_N – нормальный модуль косозубых зубчатых колес;

β – угол наклона зуба. Рекомендуется принимать $\beta = 18 \dots 26^\circ$ для грузовых автомобилей, автобусов, спецавтомобилей и тракторов и $\beta = 25 \dots 40^\circ$ для легковых автомобилей.

Суммарное число зубьев прямозубых зубчатых колес 1-ой передачи:

$$z_{\text{сумм}} = z_{\text{min}} + u_{\text{к1}} \cdot z_{\text{min}}. \quad (3.40)$$

Суммарное число зубьев косозубых зубчатых колес:

$$z_{\text{сумм}}^{\text{к}} = z_{\text{сумм}} \cdot \cos \beta. \quad (3.41)$$

Определение числа зубьев каждой пары зубчатых колес каждой передачи определяются путем совместного решения двух уравнений (на примере первой передачи):

$$z_1 + z_2 = z_{\text{сумм}}; \quad (3.42)$$

$$\frac{z_2}{z_1} = u_{\text{к1}}. \quad (3.43)$$

И т.д. Для косозубых шестерен используется $z_{\text{сумм}}^{\text{к}}$.

После определения числа зубьев в каждой передаче определяется уточненное значение межосевого расстояния:

- для прямозубых зубчатых колес, мм:

$$A_{\text{пр}} = \frac{m_N \cdot z_{\text{сумм}}}{2}; \quad (3.44)$$

- для косозубых зубчатых колес, мм:

$$A_{\text{кос}} = \frac{m_s \cdot z_{\text{сумм}}^{\text{к}}}{2}. \quad (3.45)$$

Межосевые расстояния (в том числе при разных нормальных модулях прямозубых и косозубых шестерен) должны быть одинаковы и не округляются. В случае их различия их равенство достигается изменением угла наклона зубьев косозубых шестерен.

После уточнения межосевого расстояния определяются передаточные числа коробки переключения передач по принятому числу зубьев зубчатых колес:

$$u'_{\text{к1}} = \frac{z_2}{z_1} \text{ и т.д.} \quad (3.45)$$

Следующим этапом является определение параметров зубчатого зацепления. Проводится для каждой передачи и для каждого зубчатого колеса.

Диаметр делительной окружности:

$$d_i = m_N \cdot z_i. \quad (3.46)$$

Диаметр окружности выступов:

$$d_{ai} = d_i + 2m_N. \quad (3.47)$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_{fi} = d_i - 2,5m_N. \quad (3.48)$$

Для расчета сил, действующих в зацеплении зубчатых колес, используют первый расчетный режим.

Ведущий вал:

- окружная сила, Н:

$$P_i = \frac{2M_{e\max}}{d_i}; \quad (3.49)$$

- радиальная сила, Н:

$$R_i = \frac{P_i \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (3.50)$$

где α – угол зацепления;

β – угол наклона зуба;

- осевая сила, Н:

$$A_i = P_i \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3.51)$$

Ведомый вал:

- окружная сила, Н:

$$P_i = \frac{2M_{e\max} \cdot u_{\text{кл(II,III и т.д.)}}}{d_i}. \quad (3.52)$$

Осевая и радиальная силы рассчитываются по приведенным выше формулам для ведущего вала.

Промежуточный вал:

- окружная сила, Н:

$$P_i = \frac{2M_{e\max} \cdot u_{\text{пз}}}{d_i}. \quad (3.53)$$

Остальные силы определяются как для ведущего вала. Полученные значения необходимо свести в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Параметры зубчатых зацеплений коробки передач

Номер зубчатого колеса	1	2	3	4	5	6	7	8
Направление зубьев	лев.	прав.	лев.	прав.	лев.	прав.	лев.	прав.
Число зубьев z								
d , мм								
d_a , мм								
d_f , мм								
b , мм								
P_i , Н								
A_i , Н								
R_i , Н								

Для предупреждения преждевременного разрушения зубьев необходимо поверочным расчетом зубчатых колес установить, удовлетворяют ли принятые значения межосевого расстояния, модуля и ширины зубчатого венца условиям прочности и износостойкости зубьев, и, если нужно, уточнить эти значения.

При расчете зубьев зубчатых колес на изгиб применяют третий расчетный режим. Напряжения изгиба зубьев определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2 \cdot M_p \cdot \cos \beta}{\pi \cdot y \cdot m_N^2 \cdot z \cdot b \cdot K_\beta} \cdot K_{\text{тр}} \cdot K_{\text{уп}} \cdot K_p \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (3.54)$$

где M_p – расчетный крутящий момент на валу, на котором находится рассчитываемое зубчатое колесо, Н·м;

y – коэффициент формы зуба;

b – ширина зубчатого венца, мм;

K_β – коэффициент, учитывающий повышение несущей способности косых зубьев вследствие наличия осевого перекрытия;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{уп}}$, K_p – коэффициенты, учитывающие дополнительные нагрузки, возникающие в передаче вследствие трения между зубьями, упругого перекося валов и ошибок основного шага (погрешностей изготовления). Принимают $K_{\text{тр}}=1,1$ для ведущего зубчатого колеса и $K_{\text{тр}}=0,9$ для ведомого зубчатого колеса; $K_{\text{уп}}=1,2$ для зубчатого колеса привода промежуточного вала, $K_{\text{уп}}=1,1$ для зубчатых колес первой передачи и $K_{\text{уп}}=1$ для остальных зубчатых колес; $K_p=1,1 \dots 1,3$ (меньшее значение берут для низших передач);

$[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение зуба на изгиб, МПа (табл. 3.6).

За расчетный момент M_p следует принять меньшее из двух его значений:, Н·м:

$$M_p = M_{\text{emax}} \cdot \cos \beta \cdot u_{\text{дв}}, \quad (3.55)$$

$$M_p = \frac{m_{\text{вк}} \cdot g \cdot \varphi \cdot r_{\text{д}}}{u_{\text{тр}} i \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (3.56)$$

где $u_{\text{дв}}$ – передаточное число от вала двигателя до соответствующего вала транс-
миссии;

$m_{\text{вк}}$ – масса автомобиля, приходящаяся на его ведущие колеса, кг;

φ – коэффициент сцепления шин с дорогой;

$r_{\text{д}}$ – динамический радиус ведущих колес автомобиля, м;

$u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии автомобиля;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии автомобиля.

Коэффициент формы зуба для прямозубых шестерен определяется:

$$y = 0,154 - \frac{1,23}{z} + \frac{3,33}{z^2}, \quad (3.57)$$

Для косозубых зубчатых колес коэффициент формы зуба выбирается по гра-
фику (рис. 3.11, а) в зависимости от коэффициента смещения x и эквивалентного
числа зубьев:

$$z_{\text{э}} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (3.58)$$

В нашем случае коэффициент смещения $x = 0$.

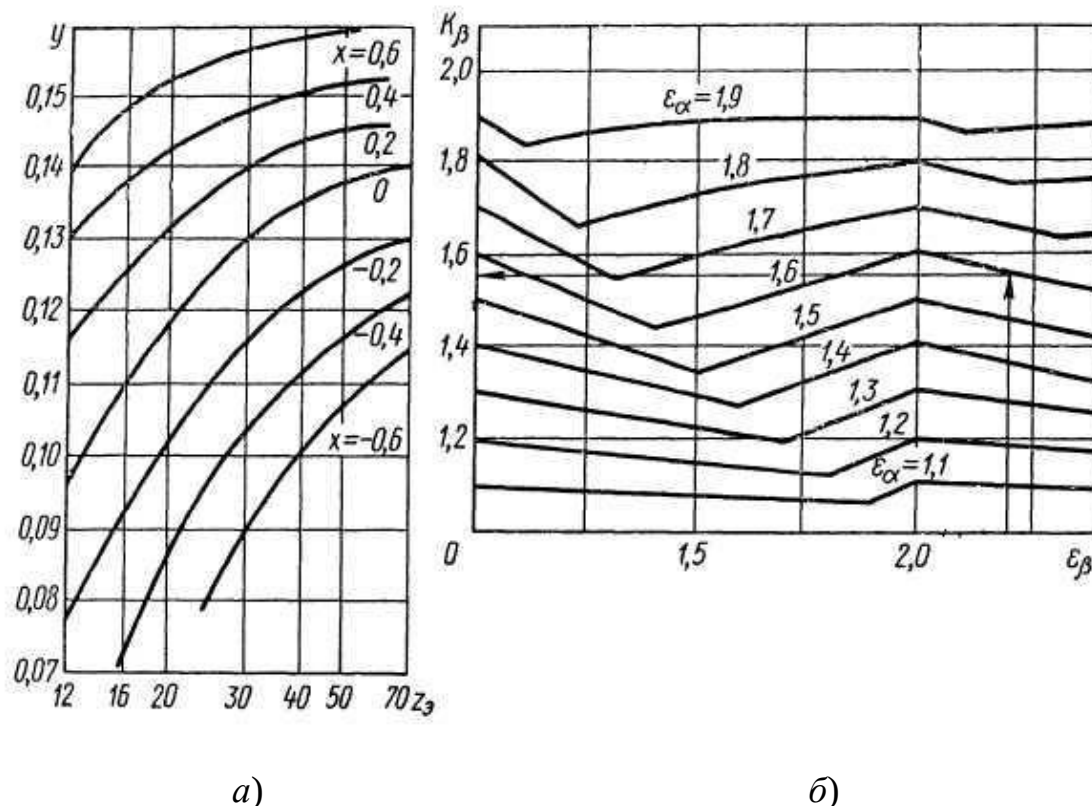


Рисунок 3.11 – Графики для определения коэффициентов y (а) и K_{β} (б)

Коэффициент K_{β} находится по графику (рис. 3.11, б) в зависимости от вели-
чины коэффициентов осевого ε_{β} и торцевого ε_{α} перекрытия.

Коэффициент осевого перекрытия определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \cos \beta}{\pi \cdot m_N} \geq 1. \quad (3.59)$$

Если по результатам расчёта коэффициент осевого перекрытия получился меньше единицы, то необходимо увеличить ширину зубчатого венца b .

Коэффициент торцевого перекрытия ε_{α} определяется по номограмме (рис. 3.12) в зависимости от числа зубьев (или эквивалентного числа зубьев для косо-зубых зубчатых колёс) и угла наклона зуба β .

Проверка на износ зубьев зубчатых колёс производится по формуле Герца, МПа:

$$\sigma_k = 0,418 \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{2}{d_1} + \frac{2}{d_2} \right)} \leq [\sigma_k], \quad (3.60)$$

где P – окружная сила, Н (табл. 2.15);

E – модуль упругости, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Проверить нужно все зубчатые колёса. В табл. 3.6 приведены допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_i]$ и контактные напряжения $[\sigma_k]$ для зубьев зубчатых колёс коробок передач автотранспортных средств.

Таблица 3.6 – Допускаемые напряжения

Зубчатые колёса	Типы автотранспортных средств			
	Грузовые малой и средней грузоподъёмности		Грузовые большой грузоподъёмности, тракторы	
	$[\sigma_i]$, МПа	$[\sigma_k]$, МПа	$[\sigma_i]$, МПа	$[\sigma_k]$, МПа
Первой передачи и заднего хода	600...900	1500...2000	500...1000	3000...3500
Других передач и привода промежуточного вала	300...800	1000...1400	200...400	2000...2800

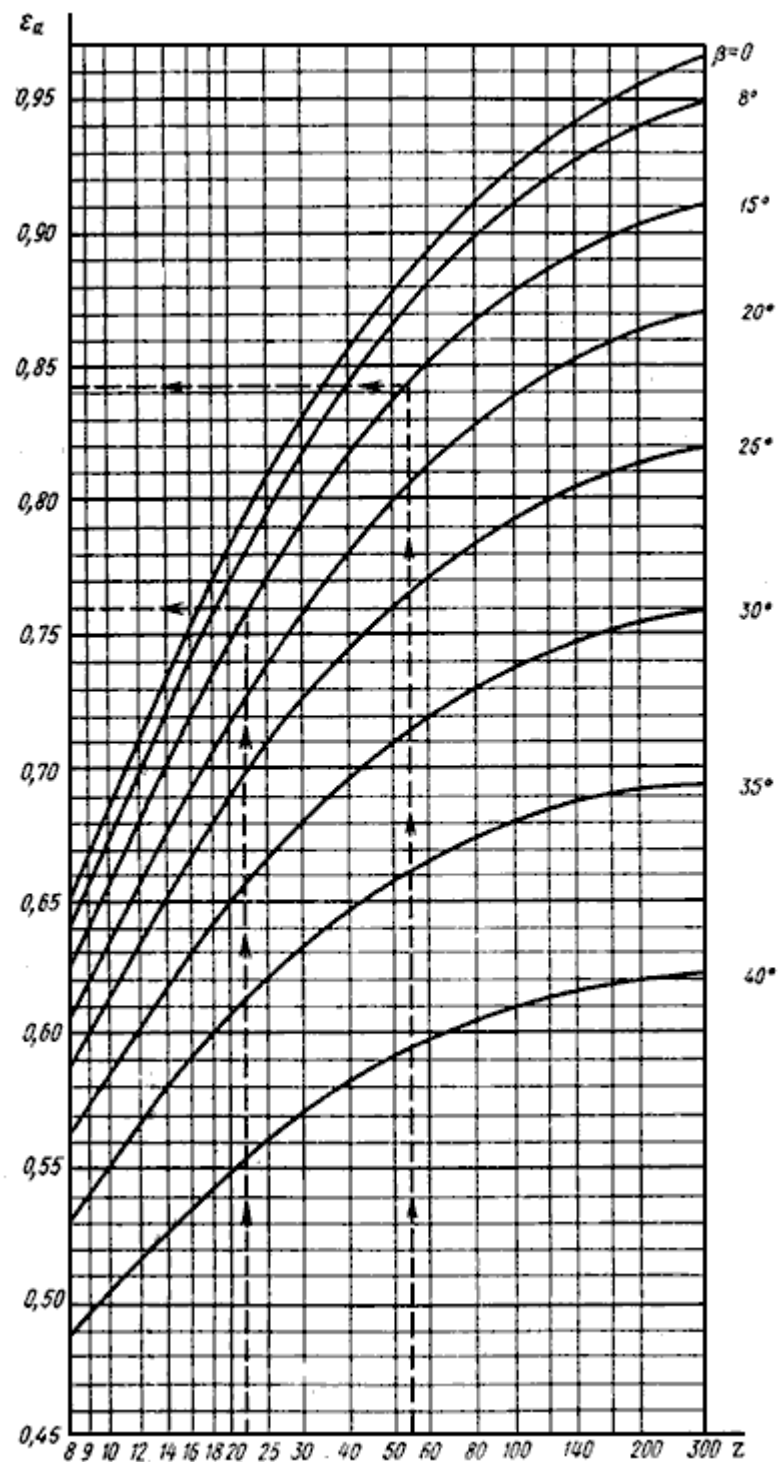


Рисунок 3.12 – Номограмма для определения коэффициента торцевого перекрытия

3.3. Проектирование главной передачи

Главная передача служит для постоянного увеличения крутящего момента двигателя, подводимого к ведущим колесам, и уменьшения скорости их вращения до необходимых значений.

Главная передача обеспечивает максимальную скорость движения автомобиля на высшей передаче и оптимальный расход топлива в соответствии с ее передаточным числом. Передаточное число главной передачи зависит от типа и назначения автомобиля, а также мощности и быстроходности двигателя. Величина передаточного числа главной передачи обычно составляет 6,5...9,0 у грузовых автомобилей и 3,5...5,5 у легковых автомобилей. На автомобилях применяются различные типы главных передач:

1) одинарная:

- цилиндрическая;
- коническая (рис. 3.13, а);
- гипоидная (рис. 3.13, б);
- червячная (рис. 3.13, в);

2) двойная:

- центральная (рис. 3.13, г);
- разнесённая (рис. 3.13, д).

Цилиндрическая главная передача применяется в переднеприводных легковых автомобилях при поперечном расположении двигателя и размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением. Ее передаточное число равно 3,5...4,2, а зубчатые колёса могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. Цилиндрическая главная передача имеет высокий КПД – не менее 0,98, но она уменьшает дорожный просвет у автомобиля и более шумная.

Коническая главная передача (рис. 3.13, а) применяется на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Оси ведущей 1 и ведомой 2 зубчатых колёс в конической главной передаче лежат в одной плоскости и пересекаются, а сами колёса выполнены со спиральными зубьями. Передача имеет повышенную прочность зубьев, небольшие размеры и позволяет снизить центр тяжести автомобиля. КПД конической главной передачи со спиральным зубом 0,97...0,98. Передаточные числа конических главных передач 3,5...4,5 у легковых автомобилей и 5...7 у грузовых автомобилей и автобусов.

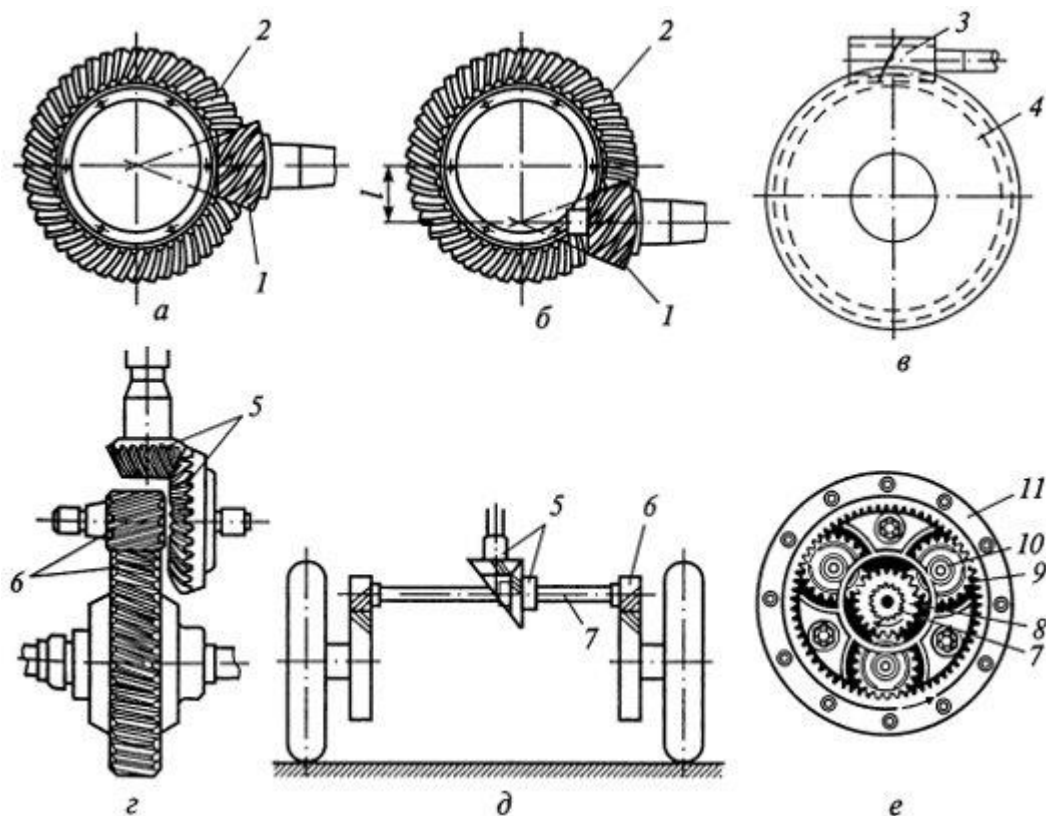


Рисунок 3.13 – Главные передачи: *а, б, в* – одинарные; *г, д* – двойные; *е* – редуктор; 1 – шестерня; 2 – ведомое зубчатое колесо; 3 – червяк; 4 – червячная передача; 5 – конические зубчатые колёса; 6 – цилиндрические зубчатые колёса; 7 – полуось; 8 – солнечная шестерня; 9 – сателлит; 10 – ось; 11 – коронная шестерня; *l* – гипоидное смещение

Гипоидная главная передача (рис. 3.13, *б*) имеет широкое применение на легковых и грузовых автомобилях. Оси ведущей 1 и ведомой 2 зубчатых колёс гипоидной главной передачи, в отличие от конической, не лежат в одной плоскости и не пересекаются, а перекрещиваются. Передача может быть с верхним или нижним гипоидным смещением *l*. Гипоидная главная передача с верхним смещением используется на многоосных автомобилях, так как вал ведущей шестерни должен быть проходным, а на переднеприводных автомобилях – исходя из условий компоновки. Главная передача с нижним гипоидным смещением широко применяется на легковых автомобилях.

Передаточные числа гипоидных главных передач легковых автомобилей 3,5...4,5, а грузовых автомобилей и автобусов 5...7. Гипоидная главная передача по сравнению с другими более прочная и бесшумная, имеет высокую плавность зацепления, малогабаритная и ее можно применять на грузовых автомобилях вместо двойной главной передачи. Она имеет КПД, равный 0,96...0,97. При нижнем гипоидном смещении имеется возможность ниже расположить карданную передачу и снизить центр тяжести автомобиля, повысив его устойчивость. Однако гипоидная главная передача требует высокой точности изготовления, сборки и регулировки. Она также требует из-за повышенного скольжения зубьев зубчатых колёс применения специального гипоидного масла с сернистыми,

свинцовыми, фосфорными и другими присадками, образующих на зубьях шестерен прочную масляную пленку.

Червячная главная передача (рис. 3.13, в) может быть с верхним или нижним расположением червяка 3 относительно червячной шестерни 4, имеет передаточное число 4...5 и в настоящее время используется редко. Ее применяют на некоторых многоосных многоприводных автомобилях. По сравнению с другими типами червячная главная передача меньше по размерам, более бесшумна, обеспечивает более плавное зацепление и минимальные динамические нагрузки. Однако передача имеет наименьший КПД (0,9...0,92) и по трудоемкости изготовления и применяемым материалам (оловянистая бронза) является самой дорогостоящей.

Двойные главные передачи применяются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на полноприводных трехосных автомобилях и автобусах для увеличения передаточного числа трансмиссии, чтобы обеспечить передачу большого крутящего момента. КПД двойных главных передач находится в пределах 0,93...0,96.

Двойные главные передачи имеют две зубчатые пары и обычно состоят из пары конических зубчатых колес со спиральными зубьями и пары цилиндрических зубчатых колес с прямыми или косыми зубьями. Наличие цилиндрической пары зубчатых колес позволяет не только увеличить передаточное число главной передачи, но и повысить прочность и долговечность конической пары зубчатых колес.

В центральной главной передаче (рис. 3.13, г) коническая и цилиндрическая пары зубчатых колес размещены в одном картере в центре ведущего моста. Крутящий момент от конической пары через дифференциал подводится к ведущим колесам автомобиля.

В разнесенной главной передаче (рис. 3.13, д) коническая пара зубчатых колес 5 находится в картере в центре ведущего моста, а цилиндрические зубчатые колеса 6 – в колесных редукторах. При этом цилиндрические зубчатые колеса соединяются полуосями 7 через дифференциал с конической парой зубчатых колес. Крутящий момент от конической пары через дифференциал и полуоси 7 подводится к колесным редукторам.

Широкое применение в разнесенных главных передачах получили однорядные планетарные колесные редукторы. Такой редуктор (рис. 3.13, е) состоит из прямозубых зубчатых колес – солнечной 8, коронной 11 и трех сателлитов 9. Солнечная шестерня приводится во вращение через полуось 7 и находится в зацеплении с тремя сателлитами, свободно установленными на осях 10, жестко связанных с балкой моста. Сателлиты входят в зацепление с коронной шестерней 11, прикрепленной к ступице колеса. Крутящий момент от центральной конической пары шестерен 5 к ступицам ведущих колес передается через дифференциал полуоси 7, солнечные шестерни 8, сателлиты 9 и коронные шестерни 11.

При разделении главной передачи на две части уменьшаются нагрузки на полуоси и детали дифференциала, а также уменьшаются размеры картера и средней части ведущего моста. В результате увеличивается дорожный просвет и тем

самым повышается проходимость автомобиля. Однако разнесенная главная передача более сложна, имеет большую металлоемкость, дорогостояща и трудоемка в обслуживании.

При расчётах сначала определяется, какая главная передача – одинарная или двойная (см. ф. (2.10)). При двойной главной передаче необходимо разбить передаточное число главной передачи на составляющие: для конической передачи и для цилиндрической:

$$u_{\text{гпк}} = u_{\text{кпц}} = \sqrt{u_{\text{гп}}}. \quad (3.61)$$

Расчёт цилиндрической передачи осуществляется по той же самой методике, что и для расчёта зубчатых колёс коробки переключения передач (п. 3.2). Расчёт конической передачи необходимо произвести по нижеприведённой методике.

1. По передаточному числу главной передачи $u_{\text{гпк}}$ подобрать числа зубьев ведущей z_1 и ведомой z_2 шестерен (таблица 3.7), такими, чтобы действительное передаточное число z_2 / z_1 как можно меньше отличалось от заданного. Лимитирующим является число зубьев шестерни.

Таблица 3.7 – Передаточные числа главной передачи

$u_{\text{гпк}}$	2,5	3	4	5	6...8
z_1	15	12	9	7	6

2. Определить углы делительных конусов ведомой δ_2 и ведущей δ_1 шестерен по формулам:

$$\delta_2 = \arctg\left(\frac{z_2}{z_1}\right); \quad (3.62)$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (3.63)$$

3. Найти ориентировочную величину конусного расстояния, мм:

$$R_e \approx 14 \cdot \sqrt[3]{M_{\text{еmax}} \cdot u_{\text{гпк}}}. \quad (3.64)$$

4. Определить общую часть ширины « b » зубчатых венцов. Так как размер зуба по длине непостоянен и деформация зуба по длине различна, принять $b < 0,3R_e$.

5. Рассчитать внешний окружной модуль и округлить его до третьего знака после запятой, мм:

$$m_e = \frac{2R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}. \quad (3.65)$$

6. Определить коэффициент смещения по формуле:

$$x = 0,4 \left(1 - \frac{1}{u_{гпк}^2} \right). \quad (3.66)$$

Коническую пару передач принять равносмещенной. Это способствует выравниванию удельных скольжений зубьев шестерен, в результате чего повышается их сопротивляемость истиранию и заеданию.

7. Найти высоту головки и ножки зуба на внешнем дополнительном конусе, мм:

$$h_{ae} = m_e (0,85 + x); \quad (3.67)$$

$$h_{fe} = m_e (1,05 - x). \quad (3.68)$$

8. Произвести проверочный расчет зубьев на изгиб и на выкрашивание рабочих поверхностей.

Для этого коническая передача заменяется эквивалентной цилиндрической передачей со следующими параметрами:

а) модуль зубьев равен модулю конических шестерен в среднем сечении, мм:

$$m_{nm} = m_e \left(1 - \frac{0,5b}{R_e} \right) \cos \beta, \quad (3.69)$$

где β – угол наклона зуба посередине зубчатого венца, который в конической передаче одинаков для ведущей и ведомой шестерен (берут обычно в пределах $35...40^\circ$).

б) делительные радиусы зубчатых колес равны длине образующих начальных дополнительных конусов:

$$r_{wvt1} = (R_e - 0,5b) \frac{1}{u_{гпк}}; \quad (3.70)$$

$$r_{wvt2} = (R_e - 0,5b) u_{гпк} \quad (3.71)$$

и с межосевое расстояние $a = a_w = r_{wvt1} + r_{wvt2}$, мм.

в) эквивалентные числа зубьев и передаточное число:

$$z_{vt1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^2 \beta}; \quad (3.72)$$

$$z_{vt2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^2 \beta}; \quad (3.72)$$

$$u_{vt} = \frac{z_{vt2}}{z_{vt1}}. \quad (3.73)$$

Определение напряжения изгиба в зубьях зубчатых колес производится по формуле (3.54), при этом можно считать, что:

M_p – расчетный крутящий момент на ведущем валу главной передачи, Н·м;

$m_N = m_{nm}$ – модуль зубьев в средней части шестерни;

$z = z_{vti}$ – эквивалентное число зубьев i -ой шестерни.

Коэффициент формы зуба y определяется из графика (рис. 3.9) в зависимости от коэффициента смещения x и эквивалентного числа зубьев.

Коэффициент K_β определяется также по графику (рис. 3.9, б) в зависимости от величины коэффициента ε_β (осевого) (см. ф. (3.59)) и ε_α (торцевого) (см. рис. 3.10) перекрытий.

Расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие прочности выражаются формулой:

$$\sigma_{\text{и}} = y \frac{2M_p \cdot K_{\text{тр}} \cdot K_{\text{уп}} \cdot K_p}{b \cdot m_{\text{нм}} \cdot K_{F\theta}} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (3.74)$$

где $K_{F\theta}$ – коэффициент снижения нагрузочной способности по сравнению с цилиндрической зубчатой передачей: $K_{F\theta} = 0,85$;

$[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение на изгиб, $[\sigma_{\text{и}}] = 1500 \dots 2500$ МПа.

Для предотвращения усталостного выкрашивания зубья рассчитывают на износ по формуле Герца-Беляева, приведенной к виду:

$$\sigma_{\text{к}} = 470 \sqrt{\frac{M_p \sqrt{u_{vt}^2 + 1}}{K_{F\theta} \cdot b \cdot \vartheta \cdot z_1 \cdot m_e}} \cdot K_{\text{уп}} \cdot K_p \leq [\sigma_{\text{к}}], \quad (3.75)$$

где ϑ – коэффициент, учитывающий повышенную нагрузочную способность косозубой передачи $\vartheta = 1,4$ (для шестерен с прямыми зубьями $\vartheta = 1$).

$[\sigma_{\text{к}}]$ – допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_{\text{к}}] = 1500 \dots 2000$ МПа.

По результатам поверочных расчетов окончательно уточняются значения b , m_e , z , β , и диаметры зубчатых колес.

4. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Проект состоит из расчетно-пояснительной записки и трех листов графической части.

Пояснительная записка должна содержать:

- титульный лист;
- содержание;
- введение;
- расчетная часть;
- заключение;
- библиографический список.

Графическая часть включает два чертежа формата А1:

- 1 лист – кинематическая схема прототипа;
- 2 лист – графики характеристик автомобиля.

В *содержание* выносятся название всех разделов, подразделов с указанием страниц, на которых размещается начало текстового материала. Заголовки содержания должны точно повторять заголовки в тексте. Названия разделов пишутся прописными буквами.

Введение – это вступительная часть пояснительной записки. Во введении обосновывается актуальность выбранной темы, цель и содержание курсового проекта, формулируются основные задачи, поставленные для решения в курсовом проекте, объект и предмет исследования, сообщается, в чем заключается прикладная ценность полученных результатов.

Расчетная часть. В ней отражаются сущность, исходные данные и методики расчетов, результаты выполненной работы. В расчетной части следует развить следующие разделы:

1. Характеристика подвижного состава.
 - 1.1. Основные технические характеристики.
 - 1.2. Компоновочная схема подвижного состава.
2. Эксплуатационные свойства автомобиля.
 - 2.1. Тяговый расчет автомобиля.
 - 2.2. Построение мощностного баланса автомобиля.
 - 2.3. Динамический расчет автомобиля.
 - 2.4. Построение графика ускорения.
 - 2.5. Построение графиков времени и пути разгона.
 - 2.6. Определение топливной экономичности автомобиля.
 - 2.7. Движение на маршруте.
3. Проектирование и расчет агрегатов трансмиссии.
 - 3.1. Проектирование фрикционного сцепления.
 - 3.2. Проектирование ступенчатой коробки передач.
 - 3.2.1. Выбор схемы коробки передач.
 - 3.2.2. Выбор параметров зубчатых колес и кинематический расчет коробки передач.
 - 3.3. Проектирование главной передачи.

В *заключении* по курсовому проекту необходимо сформулировать выводы

по всем разделам курсового проекта, перечислить решенные в курсовом проекте задачи и дать рекомендации, по каким направлениям целесообразно произвести более глубокую проработку для успешного внедрения результатов курсового проекта.

В *библиографический список* заносят полное библиографическое описание книг и других источников, которые были использованы при выполнении работы и на которые в тексте записки имеются ссылки.

Курсовой проект должен быть оформлен в соответствии с ГОСТ 2.105-95. Во всех основных надписях курсового проекта необходимо проставить шифр. Шифр каждой курсового проекта должен состоять из трех групп цифр.

Пример: НТТК КП 23.00.00 ПЗ, где НТТК – кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы», КП – курсовой проект, 23 – вариант задания курсового проекта, ПЗ – для основных надписей пояснительной записки. Для листов графической части шифры будут следующие: для 1-го листа НТТК КП 23.00.01 КС, для 2-го листа НТТК КП 23.00.02 ГР.