

**В. А. ЛИХАНОВ, А. А. ЛОПАРЕВ,
Р. Р. ДЕВЕТЬЯРОВ**

А В Т О М О Б И Л И

**Киров
Вятская ГСХА
2014**

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВЯТСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»**

**КАФЕДРА ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ,
АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ**

**В. А. ЛИХАНОВ, А. А. ЛОПАРЕВ,
Р. Р. ДЕВЕТЬЯРОВ**

А В Т О М О Б И Л И

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ
ПОСОБИЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

**Киров
Вятская ГСХА
2014**

УДК 629.113.075.8

Лиханов В.А., Лопарев А.А., Деветьяров Р.Р. Автомобили: Учебно-методическое пособие для выполнения курсового проектирования. - Киров: ФГБОУ ВПО Вятская ГСХА, 2014. – 102 с.

Пособие разработано преподавателями кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов: доктором технических наук, профессором **Лихановым В.А.**, доктором технических наук, профессором **Лопаревым А.А.** и кандидатом технических наук, доцентом **Деветьяровым Р.Р.** Рассмотрено и рекомендовано к печати учебно-методической комиссией инженерного факультета Вятской ГСХА (протокол № 5 от 25.02.2014 г.).

Рецензенты: заведующий кафедрой эксплуатации и ремонта машинно-тракторного парка Вятской ГСХА, доктор технических наук, профессор Курбанов Р.Ф.; кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятской ГСХА Чувашев А.Н.

Методическое пособие для выполнения курсового проектирования по автомобилям предназначено для студентов инженерного факультета Вятской государственной сельскохозяйственной академии, обучающихся по специальностям:

190600 - Автомобили и автомобильное хозяйство;

190603 - Сервис транспортных и технологических машин и оборудования АП;

190601.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

В пособии приведены необходимые исходные данные и основные требования при выполнении курсового проекта или курсовой работы по расчету автомобилей, указаны алгоритм и методики расчетов, определен объем пояснительной записки и графической части, приводится последовательность выполнения проекта и рекомендуемая литература.

© ФГБОУ ВПО Вятская ГСХА, 2014

© В.А. Лиханов, А.А. Лопарев, Р.Р. Деветьяров, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Цель, задачи и объем курсового проекта	5
2. Выбор исходных данных	7
3. Теоретическое обоснование темы	9
4. Тяговый расчет автомобиля	16
4.1 Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя	16
4.2 Расчет и построение универсальной динамической характеристики	22
4.3 Построение экономической характеристики	26
5. Анализ динамических процессов автомобиля	29
5.1 Расчет и построение графика разгона	29
5.2 Обгон по полосе встречного движения	31
6. Анализ рабочих процессов и расчет механизмов шасси	35
6.1 Основы расчета типовых элементов фрикционных сцеплений	35
6.2 Элементы расчета коробки передач и раздаточной коробки	43
6.3 Расчет карданных передач	50
6.4 Расчет главной передачи	54
6.5 Расчет сборочных единиц ходовой части	57
7. Конструкторская разработка механизмов шасси	67
8. Оформление курсового проекта	68
9. Защита курсового проекта	69
Литература	70
Приложения	71

ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию предназначено для студентов инженерного факультета Вятской государственной сельскохозяйственной академии, обучающихся по специальности 190601 - Автомобили и автомобильное хозяйство, 190603 - Сервис транспортных и технологических машин и оборудования в АП, изучающих дисциплину «Автомобили», а также может быть использовано студентами других инженерных специальностей.

В пособии приведены необходимые исходные данные для выполнения курсового проекта или курсовой работы (в зависимости от срока обучения) по определению и оценке эффективных показателей автомобилей, указаны алгоритм и методики расчетов, объем и сроки выполнения, а также необходимые справочные данные.

В первом разделе пособия сформулированы цель, задачи и объем курсового проекта или курсовой работы. Второй раздел посвящен выбору исходных данных для последующих расчетов. Третий раздел содержит теоретическое обоснование темы проекта (работы). В четвертом разделе приведены методика построения тяговой и экономической характеристик автомобиля. Пятый раздел посвящен анализу динамических процессов автомобиля по графикам разгона, обгона и экстренного торможения. В шестом разделе приводятся методики расчетов и проектирования механизмов шасси. Седьмой раздел посвящен конструктивной разработке механизмов шасси. В последующих разделах изложены требования к оформлению курсового проекта или курсовой работы и порядок защиты. В приложениях приводятся основные параметры и схемы механизмов шасси.

Внимательное ознакомление студентов с учебно-методическим пособием позволит лучше и в кратчайшие сроки выполнить курсовой проект или курсовую работу за счет использования систематизированных и упорядоченных данных, приведенных в нем.

1. ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Целью выполнения курсового проекта является углубление и закрепление знаний по устройству автомобилей, теории их эксплуатационных свойств и рабочих процессов, а также экономической оценки автомобильного транспорта

Задачами курсового проектирования являются:

1. Конкретизация, углубление и закрепление знаний всего курса «Автомобили» через оценку эффективности автомобиля заданной модели в условиях реальной эксплуатации.

2. Развитие творческих способностей при решении инженерно-эксплуатационных задач в области автомобильного транспорта.

3. Закрепление знаний основ проектирования и расчета шасси автомобиля.

4. Развитие у будущих автоинженеров способности кратко и точно формулировать задачи, их обоснование, варианты и алгоритмы решения.

Для выполнения курсового проекта (работы) каждому студенту выдается руководителем индивидуальное задание. В задании содержится модель автомобиля.

Содержание этапов и ориентировочный объем работы в процентах от общего объема, а также количество листов, графиков и чертежей указано в таблице 1.1.

Отдельные вопросы проектирования (вид разреза систем шасси, наименование чертежа детали и др.) определяются студентом по согласованию с руководителем.

Таблица 1.1 – Содержание и объем этапов курсового проектирования

№ п/п	Содержание этапов	Обычное обучение		Ускоренное обучение	
		в % от объема	кол-во чертежей	в % от объема	кол-во чертежей
1.	Выбор исходных данных	5		5	
2.	Теоретическое обоснование темы	10		10	
3.	Тяговый расчет автомобиля: - расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя; - расчет и построение универсальной динамической характеристики автомобиля; - расчет и построение экономической характеристики автомобиля; - анализ эксплуатационных свойств и экономичности автомобиля по характеристикам.	10 10 10 10	1	10 15 10 10	1
4.	Анализ динамических процессов автомобиля: - расчет и построение графика разгона; - построение схемы и расчет времени и пути завершеного обгона; - расчет и построение графиков установившегося замедления, времени и пути экстренного торможения.	10 5 10	1	10 10 10	1
5.	Анализ рабочего процесса, расчет и конструкторская разработка систем шасси автомобиля	10	1	-	-
6.	Оформление расчетно - пояснительной записки	5		5	
7.	Защита	5		5	
	Всего	100	3 листа	100	2 листа

2. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Выбор исходных данных производите в следующей последовательности.

Пользуясь зачетной книжкой и таблицей 2.1, определите модель автомобиля и значение коэффициента коррекции K_p стендовой внешней скоростной характеристики двигателя следующим образом:

- выберите модель автомобиля из таблицы 2.1 согласно последней цифре номера зачетной книжки;
- выберите значение коэффициента коррекции K_p по таблице 2.1 согласно предпоследней цифре номера зачетной книжки;
- пользуясь таблицей 2.2, определите значения скоростей v_1 и v_2 .

Таблица 2.1 – Модель автомобиля и значения коэффициента коррекции K_p

Предпоследняя цифра шифра зачетной книжки	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	ВАЗ-2110	УАЗ-3151	ГАЗ-3110	ПАЗ-3205	МАРЗ - 52661	ГАЗ-3302 «Газель»	ЗИЛ-5301 «Бычок»	ГАЗ-3507	ЗИЛ 4314.10	КамАЗ 55102
0	0,930	0,975	0,950	0,930	0,975	0,950	0,930	0,975	0,950	0,930
1	0,935	0,970	0,945	0,935	0,970	0,945	0,935	0,970	0,945	0,935
2	0,940	0,965	0,940	0,940	0,965	0,940	0,940	0,965	0,940	0,940
3	0,945	0,960	0,935	0,945	0,960	0,935	0,945	0,960	0,935	0,945
4	0,950	0,955	0,930	0,950	0,955	0,930	0,950	0,955	0,930	0,950
5	0,955	0,950	0,975	0,955	0,950	0,975	0,955	0,950	0,975	0,955
6	0,960	0,945	0,970	0,960	0,945	0,970	0,960	0,945	0,970	0,960
7	0,965	0,940	0,965	0,965	0,940	0,965	0,965	0,940	0,965	0,965
8	0,970	0,935	0,960	0,970	0,935	0,960	0,970	0,935	0,960	0,970
9	0,975	0,930	0,955	0,975	0,930	0,955	0,975	0,930	0,955	0,975

Таблица 2.2 - Значения скорости v_1 обгоняющего автомобиля
и скорости v_2 обгоняемого средства

Последняя цифра шифра	Значения скоростей v_1 , м/с	Предпоследняя цифра шифра	Значения скоростей v_2 , м/с
0	20	0	7
1	21	1	8
2	22	2	9
3	23	3	10
4	24	4	11
5	25	5	12
6	26	6	13
7	27	7	14
8	28	8	15
9	29	9	16

- неуказанные эмпирические значения параметров выбирайте из справочных данных с учетом модели автомобиля;

- необходимые конструктивные соотношения и характеристики систем шасси и деталей выбирайте из предложенных данных или справочной литературы;

- соотношения размеров сборочных единиц выбирайте согласно рекомендациям справочной литературы.

Во всех спорных вопросах необходимо отдавать предпочтение наиболее новым описанным в литературе способам решения задач и новейшим конструкторским идеям.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ

Автомобиль как транспортное средство и «устройство, предназначенное для перевозки по дорогам людей, грузов или оборудования, установленного на нем» [1, с.2] традиционно считают «источником повышенной опасности» [2, с.84]. Однако этот источник угрозы для жизни и здоровья водителю, пассажирам и пешеходам может обладать конструктивной безопасностью – активной, пассивной, послеаварийной и экологической [3, с.7].

Топливную экономичность автомобиля, измеряемую по ГОСТ 20306-85 расходом топлива в литрах на 100 км, тоже можно измерять долями единицы и определять как свойство (объективную особенность, способность) автомобиля работать с наибольшим КПД в условиях нормальной и реальной эксплуатации.

Поскольку автомобиль является наземным транспортным средством и предназначен для перевозки в собственной снаряженной массе m_0 суммы масс водителя, пассажиров, грузов или установленного специального оборудования

$$m_r = \gamma \cdot q, \quad (3.1)$$

с мгновенной действительной, а не расчетной (теоретической v_r) скоростью

$$v_a = v_m \cdot (1 - \delta) = \frac{0,105 \cdot r_k \cdot n}{u_{mp}} \cdot (1 - \delta), \quad (3.2)$$

по разным дорогам, улицам и опорным поверхностям, характеризваемым приведенным коэффициентом дорожных сопротивлений

$$\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \approx f \pm I, \quad (3.3)$$

и коэффициентом сцепления

$$\phi = \frac{\bar{R}_x + \bar{R}_y}{R_z} = \sqrt{\phi_x^2 + \phi_y^2} > \frac{\psi}{\lambda}, \quad (3.4)$$

то эти показатели (количественные характеристики) назначения и условий движения автомобиля можно и целесообразно синтезировать в формулах (символизированных определениях) полезной мощности автомобиля

$$N_{mr} = m_r \cdot v_a \cdot (\psi \cdot g \pm j), \quad (3.5)$$

полезной (транспортной) работы автомобиля

$$A = \int_0^t N_{mr} \cdot dt \approx q \cdot \gamma \cdot L \cdot \beta \cdot (\psi \cdot g \pm j), \quad (3.6)$$

коэффициента полезного действия (кпд) автомобиля

$$\eta_a = \eta_e \cdot \frac{m_r \cdot v_a}{N_e} \cdot (\psi \cdot g \pm j), \quad (3.7)$$

часового расхода топлива автомобилем

$$G_T = \frac{3,6 \cdot m_r \cdot v_a \cdot (\psi \cdot g \pm j)}{\eta_a \cdot H_u}, \quad (3.8)$$

и транспортной производительности автомобиля

$$W_a = 3,6 \cdot v_a \cdot (m_a - m_0) = \frac{3,6 \cdot N_e \cdot \eta_a}{\psi \cdot g \pm j} = \frac{G_T \cdot H_u \cdot \eta_a}{\psi \cdot g \pm j}, \quad (3.9)$$

где m_0 и m_a – соответственно собственная снаряженная и полная масса автомобиля, т;

m_r - полезная масса (водителя, пассажиров, грузов или специального оборудования), т;

q - грузоподъемность автомобиля, заданная заводом – изготовителем, т;

f - коэффициент сопротивления качению;

α - угол подъема (спуска), рад.;

γ - коэффициент использования грузоподъемности;

r_k - радиус качения ведущих колес, м;

$u_{\text{тр}}$ - передаточное отношение трансмиссии;

n - частота вращения колесного вала двигателя, мин^{-1} ;

i - относительный подъем (+) или спуск (-) дороги, улицы или иной опорной поверхности, при малых значениях $i \approx \sin \alpha \approx \text{tg } \alpha \approx \alpha$;

λ - коэффициент нормальной нагрузки ведущих колес; у полноприводного автомобиля $\lambda = 1$;

R_x , R_y и R_z - соответственно продольная, боковая и нормальная реакции опорной поверхности на колесо, кН;

φ_x и φ_y - соответственно коэффициенты продольного и бокового сцепления шин с опорной поверхностью в интервале $0,05 \leq \varphi \leq 0,85$;

g - ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

j - ускорение (+) или замедление (-) автомобиля, м/с^2 ;

δ - коэффициент буксования ведущих колес, имеющий интервал $0 \leq \delta \leq 1$;

L - пробег автомобиля, км;

β - коэффициент использования пробега;

N_e - эффективная мощность двигателя, кВт;

η_e - эффективный КПД двигателя;

G_T - часовой расход топлива, кг/ч;

H_u - низшая теплота сгорания топлива, $H_u = 42,5 \text{ МДж/кг}$ - дизельное топливо и $H_u = 43,93 \text{ МДж/кг}$ - автомобильный бензин.

Отсутствие в формулах (5) - (9) аэродинамических сопротивлений движению, а также инерции вращающихся масс обусловлено тем, что конструкция большинства автомобилей должна обеспечивать защиту водителя, пассажиров и грузов от атмосферных воздействий и должна быть приспособлена к движению с любой полезной массой $m_b \leq m_T \leq \gamma \cdot q$, как правило, не вращаемой.

Поскольку масса водителя m_b в собственную массу снаряженного автомобиля m_0 не входит и является условно полезной, то минимальные значения полезной мощности N_a , КПД η_a и транспортной производительности автомобиля W_a при $m_T = m_b$ не имеют нулевых значений и позволяют определить часовой расход топлива порожним автомобилем

$$G_m = \frac{3,6 \cdot m_v \cdot v_a \cdot (\psi \cdot g \pm j)}{\eta_a \cdot H_u} = \frac{3,6 \cdot N_e}{\eta_e \cdot H_u} \quad (3.10)$$

Себестоимость МДж полезной работы автомобиля целесообразно разделить на четыре слагаемых

$$C_a = \frac{Ц_{тм}}{\eta_a \cdot \rho_m \cdot H_u} + \frac{a \cdot B_a + 3_{от} + П_a}{q \cdot \gamma \cdot L \cdot \beta \cdot (\psi \cdot g \pm j)}, \quad (3.11)$$

где C_a – себестоимость полезной физической работы автомобиля, руб./МДж;

$Ц_{тм}$ – комплексная цена топлива и сгорающего вместе с ним моторного масла, руб./л;

ρ_m – плотность топлива, кг/л;

B_a – балансовая стоимость автомобиля, руб.;

a – суммарный коэффициент нормативных отчислений или реальных затрат на техническое обслуживание (ТО), текущий (ТР) и капитальный (КР) ремонты, реновацию, налоги, страхование; $a = 0,4$;

$3_{от}$ – затраты на оплату труда водителей, руб.;

$П_a$ – потери дохода и затраты, обусловленные аварийной дефективностью автомобиля, в том числе возмещением материального ущерба и компенсацией морального вреда участникам ДТП, руб.

Первое слагаемое формулы (3.11) характеризует топливную экономичность автомобиля как его приспособленность к перевозкам с наименьшими затратами на топливо и работе с наибольшим КПД

$$\eta_a = \eta_e \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{вк} \cdot \frac{m_2 \cdot (\psi \cdot g \pm j)}{m_a \cdot (\psi \cdot g \pm \delta_{вр} \cdot j) + P_w} \quad (3.12)$$

или определим экспериментально на стенде с беговыми барабанами

$$\eta_a \approx \eta_e \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{вк} \cdot \frac{m_2}{m_a} \quad (3.13)$$

Сама же себестоимость C_a может характеризовать качество системы ВАДС (водитель-автомобиль-дорога-среда).

Безотказность автомобиля как его свойство «непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки» [4, с.2] постепенно превращается в «ресурсный отказ, в результате которого объект достигает предельного состояния», но может внезапно и скачкообразно превратиться в «эксплуатационный отказ, возникающий по причине, связанной с нарушением установленных правил и (или) условий эксплуатации» [4, с.4], а также в перемежающийся эксплуатационный отказ (ПЭО) – «многократно возникающий самоустраняющийся отказ одного и того же характера» [4, с.4], например, блокировка ($\omega_T = 0$) и юз ($S = 1$) колес при торможении на скользкой ($\varphi < 0,4$) дороге, вызывающие переходы устойчивость ↔ неустойчивость автомобиля на дороге, управляемость ↔ неуправляемость автомобиля водителем, имеющим высокий уровень профессионального мастерства и персональный «почерк следами юза» не только на скользких, но и сухих, чистых и шероховатых покрытиях.

Функции владения, распоряжения и пользования автомобилями могут быть совмещенными в личной собственности водителя или разделенными между владельцами, наемными распорядителями - инженерами и механиками и наемными водителями, зарабатывающими прибыль владельцу. При этом профессиональное мастерство и контраварийная подготовленность пользователя – водителя и интеллектуальное обеспечение распорядителем-инженером безаварийной эффективности автоперевозок методом технологической и технико-экономической инновации являются наиболее ценным товаром водителя и инженера.

Технология, означающая в дословном переводе с греческого «разумное мастерство», высшей школой водительского мастерства хорошо изучена, но исследование показало, что подавляющее большинство водителей - профессионалов, в том числе 1-го класса, а также наставники, инструкторы и мастера обучения не только не владеют антиаварийными приемами, но даже не подозревают об их существовании. При тестировании в имитированных критических ситуациях они допускают типичные ошибки: блоки-

рование и пробуксовку колес, потерю скорости, нарушение устойчивости и управляемости и др. [5, с.6].

К сожалению, сегодня дорога, автомобиль и внешние условия движения постоянно создают мини- и макси-стрессы, которые воздействуют на нервную систему водителя, сокращая ему жизнь, ухудшая здоровье и вызывая отрицательные эмоции. Поэтому лучше, тренируясь, подготовить себя в условиях автодрома на фоне положительных эмоций, чтобы потом на дороге спокойно преодолевать самые опасные ситуации за счет мастерства и психологической устойчивости к стрессу [5, с.354]. Однако автодромная контраварийная подготовка требует больших затрат и для большинства российских водителей, в том числе инженеров по специальности 190600 «Автомобили и автомобильное хозяйство», недоступна, но задачу самопознания и саморазвития инженеры могут ставить и решать не только в процессе интеллектуального обеспечения безаварийной эффективности автотранспортных предприятий и служебных расследований ДТП, но и в процессе даже ускоренно-заочного обучения по специальности, в том числе при выполнении данного курсового и будущего дипломного проектов.

Согласно формулам (3.5) – (3.9), мгновенная действительная скорость автомобиля (3.2) имеет прямую зависимость с его эффективностью. Однако согласно ч.2 п.10.1 ПДД РФ «При возникновении опасности для движения, которую водитель в состоянии обнаружить, он должен принять возможные меры к снижению скорости, вплоть до остановки транспортного средства». Поэтому водитель, непрерывно оценивающий уровень опасностей дорожной обстановки, вынужден визуально измерять динамичные продольные расстояния (дистанции) D_x до обнаруженных опасностей, сопоставлять их с дальностью видимости L_v и с остановочным путем

$$S_0 = (\tau_p + \tau_z + \tau_c + 0,5\tau_H) \cdot v_a + K_{\varepsilon} \cdot \frac{v_a^2}{26 \cdot \phi_x \cdot g} \leq D_x \leq L_v, \quad (3.14)$$

заблаговременно выбирать индивидуально-безаварийную скорость v_a , за нормированное время реакции водителя τ_p и время

своей неосторожной задержки τ_3 начинать экстренно тормозить с запаздыванием рабочей тормозной системы τ_c и временем нарастания замедления τ_n , нормированным ГОСТ Р 51709-2001 во времени срабатывания рабочей тормозной системы

$$\tau_{cp} = \tau_c + \tau_n. \quad (3.15)$$

Время реакции водителя τ_p имеет пять значений (0,6; 0,8; 1,0; 1,2 и 1,4 с), а время неосторожной задержки τ_3 , обычно не включаемое в формулы остановочного пути, зависит только от водителя, не знающего «ту грань безопасности, после которой он попадает в критические или аварийные ситуации. Поэтому после контраварийной подготовки большая часть обучаемых становятся более осторожными. Многие неизвестное стало понятным, и, нажимая на тормозную педаль, поворачивая рулевое колесо или прибавляя обороты, они всегда знают, чем это кончится на дороге» [5, с.351] и реализуют безаварийную эффективность автомобиля.

4. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

4.1 Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя

При найденных значениях максимальной мощности двигателя $N_{e \max}$, кВт, при частоте вращения коленчатого вала n_N , мин⁻¹, и максимального крутящего момента $M_{e \max}$, кН·м, при частоте вращения коленчатого вала n_M , мин⁻¹, определяем:

- мощность при максимальном крутящем моменте

$$N_{e M} = 0,105 M_{e \max} \cdot n_M, \text{ кВт}; \quad (4.1)$$

- крутящий момент при максимальной мощности

$$M_{Ne} = \frac{N_{e \max}}{0,105 \cdot n_N}, \text{ кН·м}; \quad (4.2)$$

- коэффициенты приспособляемости к допустимой кратковременной перегрузке

$$k_M = \frac{M_{e \max}}{M_{Me}}; \quad (4.3)$$

- коэффициенты приспособляемости к уменьшению угловой скорости

$$k_{\omega} = \frac{n_N}{n_M}, \quad (4.4)$$

- коэффициенты

$$a = \frac{k_M \cdot k_{\omega} \cdot (2 - k_{\omega}) - 1}{k_{\omega} \cdot (2 - k_{\omega}) - 1}, \quad (4.5)$$

$$e = \frac{1 - a}{1 - 0,5 \cdot k_{\omega}}, \quad (4.6)$$

$$c = k_{\omega} \cdot \frac{6}{2}. \quad (4.7)$$

На листе формата А4 строим поле внешней скоростной характеристики двигателя, имеющей в начале координат нулевые значения n (горизонтальная шкала), N_e и G_T (левая шкала), M_e и g_e (правая шкала), по значениям $N_{e \max}$ и $M_{e \max}$ выбираем удобный масштаб n , N_e и M_e и пунктирными вертикалями, проходящими через значения $n=600 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$, n_M , n_N и n_{xx} , делим поле характеристики на интервалы:

- регуляторный от n_{xx} до n_N (у дизеля и карбюраторного двигателя с ограничителем n);
- корректорный от n_N до n_M ;
- неустойчивой работы и заглохания под нагрузкой при $n=600 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$.

В пояснительной записке составляем таблицу 4.1 и заносим в нее найденные (н), принятые (пр) или рассчитанные (р) значения.

Таблица 4.1 – Расчетная внешняя скоростная характеристика двигателя _____

n , мин^{-1}	$n < n_M$	n_M	$n > n_M$	$n < n_N$	n_N	$n < n_N$	n_{xx}
	пр	н	пр	пр	н	пр	н
N_e , кВт	пр	р (4.1)	р	р	н	пр	0
M_e , кН·м	р(4.1)	н	р	р	р (4.2)	р(4.1)	0
g_e , $\frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$					р (4.10)	р	∞
η_e					пр		
G_T , кг/ч					р (4.11)		
n/n_N							

Принимаем и записываем в таблицу 4.1 удобные значения $n > n_M$ и $n < n_N$, отмечаем их на графике и подставляем в формулу

$$M_{e,n} = M_{Ne} \cdot \left[a + v \cdot \frac{n}{n_N} - c \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right] \cdot K_p, \quad (4.8)$$

в которой значения коэффициентов

$$a + b + c = 1 \quad (4.9)$$

определены ранее по формулам (4.5) – (4.7), а K_p – коэффициент коррекции выбран по таблице 2.1.

Принимаем значение эффективного КПД двигателя $\eta_{e,N}$ из интервала 0,35...0,42 (дизель) или 0,25...0,32 (двигатели с искровым зажиганием) с учетом уровня его конструктивного совершенствования и условий реальной эксплуатации на предприятии, качества топлива и моторного масла, применения присадок и ревитализантов. Определяем расчетом при низшей теплоте сгорания топлива H_u , МДж/кг (см. 3.1) значения:

- удельного расхода топлива

$$g_{e,N} = \frac{3600}{\eta_{e,N} \cdot H_u}; \quad (4.10)$$

- часового расхода топлива

$$G_{T,N} = g_{e,N} \cdot N_{e, \max} \cdot 10^{-3}. \quad (4.11)$$

Используя ряд дискретных значений

$\frac{n}{n_N}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
K_n	1,03	0,99	0,97	0,96	0,96	0,97	1,00	1,04

и ряд подобных отношений $\frac{n}{n_N}$ в таблице 4.1, определяем методом интерполяции значения коэффициента K_n и удельного расхода топлива

$$g_{e, n} = K_n \cdot g_{e,N}, \quad (4.12)$$

часового расхода топлива

$$G_{T,n} = g_{e,n} \cdot N_{e,n} \cdot 10^{-3}, \quad (4.13)$$

и эффективного КПД

$$\eta_{e,n} = \frac{3600}{g_{e,n} \cdot H_u}. \quad (4.14)$$

Все найденные (н), принятые (пр) и рассчитанные (р) значения показателей таблицы 4.1 проверяем «на безошибочность» через их «принадлежность» кривым $N_e = f(n)$, $M_e = f(n)$, $G_T = f(n)$, $g_e = f(n)$ и $\eta_e = f(n)$, находим и устраняем ошибки в найденных, принятых и расчетных значениях этих показателей созданного и эксплуатируемого автомобильного двигателя, как правило, мало-зависимого от шасси автомобиля – его трансмиссии, ведущих колес, несущей, управляющей, тормозной и других систем. На рисунках 1 и 2 приложения А в качестве примера показаны скоростные характеристики бензинового и дизельного двигателей.

Энергетическая эффективность автомобиля любого класса и транспортного назначения в самом общем виде описывается формулой (3.12), содержащей в правой части только десять показателей, среди которых сомножители η_e и $\eta_{вк}$ имеют по два нулевых значения – при минимальной и максимальной загрузке, зависимой от трансмиссии, условий (ψ) и режима (j) дорожного движения.

Мощность, подводимая (переносимая) двигателем к трансмиссии транспортного автомобиля, обычно равна мощности его двигателя N_e , а мощность трансформированная, распределенная и переносимая к ведущим колесам

$$N_K = \sum_1^{nk} M_B \cdot \omega_B \quad (4.15)$$

и при больших значениях ведущих моментов M_B зависит от коэффициента продольного сцепления φ_{x_i} каждого ведущего колеса с дорогой и коэффициента блокировки k_6 межколесного дифференциала.

Коэффициент блокировки как отношение момента трения внутри дифференциала к моменту на его корпусе (ведомом зубчатом колесе пары, в которую обычно встроен межколесный дифференциал), в обычных четырехсателлитных дифференциалах не превышает значения $k_{\delta} \leq 0,1$, равного допустимой ВСН 24-88 разности коэффициентов сцепления φ_{xi} по ширине проезжей части автомобильных дорог и улиц. Однако локальное оледенение проезжей части порождает разность коэффициентов сцепления левых и правых колес $\Delta\varphi_{xi} \gg k_{\delta}$ и превращает трансмиссию в привод только одного ведущего колеса, имеющего наименьший коэффициент сцепления φ_{xi} и скорость $v_{xв} = v_a = 0$ при удвоенной дифференциалом угловой скорости $2\omega_{в}$.

При испытаниях автомобиля на стенде ведущие колеса вращают беговые барабаны и подводят к ним измеряемую мощность

$$N_{\delta} = \frac{G_T \cdot H_u}{3,6} \cdot \eta_e \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{вк}, \quad (4.16)$$

зависимую от полезной массы m_T и полной массы автомобиля m_a . При этом кпд двигателя, трансмиссии и ведущих колес автомобиля

$$\eta_e \eta_{mp} \eta_{вк} = \frac{3,6 \cdot N_{\delta}}{G_T \cdot H_u} \quad (4.22)$$

можно измерить при разных значениях отношения m_T/m_a и определить зависимость кпд автомобиля (3.13) от перевозимой массы m_T .

Если одновременно с измерением мощности N_{δ} , подводимой ведущими колесами к беговым барабанам, измерять эффективную мощность двигателя

$$N_e = G_T \cdot H_u \cdot \eta_e, \quad (4.18)$$

то при таком эксперименте можно определить произведение КПД

$$\eta_{тр}\eta_{вк} = \frac{N_{\delta}}{N_e}. \quad (4.19)$$

Раздельное измерение этих КПД возможно только после весьма трудоемкой подготовки трансмиссии к измерению «входных» и «выходных» крутящих моментов и угловых скоростей. При эксплуатации автомобилей необходимо знать и всесторонне повышать их результирующий КПД (3.12).

При поверочном динамическом расчете автомобиля реальную сумму параллельных потоков мощности (4.20) заменяем одним потоком, подобным мощности N_{δ} в формуле (4.24), а КПД трансмиссии определяем расчетом по формуле

$$\eta_{тр} = \frac{N_{\delta}}{N_e \cdot \eta_{вк}} = \eta_{ц}^k \cdot \eta_{к}^l \cdot \eta_{кш}^m = \frac{N_{тр,о}}{N_e}, \quad (4.20)$$

где $\eta_{ц}$ и $\eta_{к}$ – соответственно КПД цилиндрических и конических пар зубчатых колес и подшипников их валов; принимаем $\eta_{ц} = 0,98$ и $\eta_{к} = 0,97$;

$\eta_{кш}$ – КПД карданного шарнира, принимаем $\eta_{кш} = 0,995$;

k и l – число, соответственно, цилиндрических и конических пар зубчатых колес, через которые последовательно передается мощность к ведущим колесам, k и l определяем из кинематической схемы автомобиля;

$m_{кш}$ – число последовательных карданных шарниров, $m_{кш}$ определяем из кинематической схемы автомобиля;

$N_{тр,о}$ – мощность, теряемая в трансмиссии на холостом ходу, принимаем из интервала $N_{тр,о} = (0,03 \dots 0,05) N_{e,маx}$, кВт;

N_e – значения эффективной мощности согласно таблице 4.1, кВт.

На всех не прямых передачах постоянная часть формулы (4.25) имеет значение $\eta_{тр} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = \underline{\hspace{2cm}}$, а на прямой передаче $\eta_{тр.} = \underline{\hspace{2cm}}$.

Расчет текущих значений проводим при выполнении следующего раздела.

4.2 Расчет и построение универсальной динамической характеристики

Поверочный расчет и построение проводим в последовательности:

1. Составляем таблицу 4.2 исходных и расчетных значений показателей на всех передачах переднего хода.

2. Вписываем в таблицу 4.2 из таблицы 4.1 графически проверенные значения показателей внешней скоростной характеристики двигателя (n , M_e , G_T , N_e , g_e и η_e).

Таблица 4.2 - Исходные и расчетные значения показателей тяговой динамичности автомобиля _____ при $k_w = \text{_____}$ Н·с²/м⁴,
 $F = \text{_____}$ м², $m_o = \text{_____}$ т, $\lambda_o = \text{_____}$, $\lambda_q = \text{_____}$,
 $r_k = \text{_____}$, $\varphi_{oc} = \text{_____}$

Передача	$u_{тр}$	n , мин ⁻¹	v_T , м/с	M_e , кН·м	$\eta_{тр}$	$P_{ко}$, кН	P_w , кН	D_o	G_T , кг/ч	N_e , кВт	g_e , г/кВт·ч	η_e
		n_{xx}										
		n_N										
		$n < n_N$										
		$n > n_M$										
		n_M										
		$n < n_M$										

3. Рассчитываем пять текущих значений КПД $\eta_{тр}$ по формуле (4.25) при $N_e > 0$ и вписываем полученные результаты и найденные передаточные числа трансмиссии $u_{тр}$ в таблицу 4.2.

4. Определяем расчетом по формуле (3.2) при $\delta = 0$ по шесть текущих значений теоретической скорости v_T на каждой передаче и вписываем полученные результаты в таблицу 4.2.

5. Чертим на листе ватмана формата А1 (841x594мм) левое поле 250x250мм, средние верхнее (400x250мм) и нижнее (400x125мм) поля и правое поле 100x250мм, масштабные «сетки» и шкалы согласно рисунку 1 приложения А.

10. Используя ориентировочное соотношение

$$\varphi_{\text{вс}} \approx 1,5 \varphi_{\text{вм}} \approx 3 \varphi_{\text{вмз}}, \quad (4.25)$$

дискретную зависимость коэффициента $\varphi_{\text{вс}}$ от скорости

$v_a, \text{м/с}$	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$\varphi_{\text{вс}}, \%$	100	97	83	70	59	53	49	48	47

и заданное значение $\varphi_{\text{ос}} = \underline{\hspace{2cm}}$ при $v_a = 0$, определяем значения коэффициентов сцепления (4.30), заносим их в таблицу 4.3 и строим графики на среднем верхнем поле листа 1.

Таблица 4.3 – Значения коэффициентов сцепления

$v_a, \text{м/с}$	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$\varphi_{\text{вс}}$...								
$\varphi_{\text{вм}}$									
$\varphi_{\text{вмз}}$									

11. Строим на левом поле листа 1 графическую зависимость коэффициента буксования δ от отношения

$D_r/\varphi_0\lambda$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
δ	0	0,003	0,008	0,018	0,034	0,053	0,083	0,126	0,216	0,414	1,0

12. Определяем характерные значения коэффициента нормальной загрузки автомобиля и автопоезда

$$\Gamma = 1 + \frac{q_a + m_{on} + q_n}{m_o} \leq 5 \quad (4.26)$$

и соответствующие им значения коэффициента нормальной нагрузки ведущих колес:

- снаряженного автомобиля

$$\lambda_o = \frac{m_{o,вед}}{m_o}; \quad (4.27)$$

- полностью груженого автомобиля

$$\lambda_q = \frac{m_{a,вед}}{m_o + q_a}; \quad (4.28)$$

- полностью груженого автомобиля со снаряженным прицепом

$$\lambda_{qon} = \frac{m_{a,вед}}{m_o + q_a + m_{on}}; \quad (4.29)$$

- полностью груженого автопоезда

$$\lambda_{qan} = \frac{m_{a,вед}}{m_o + q_a + m_{on} + q_n}, \quad (4.30)$$

а также удобные для построения графика $\lambda_i = f(\Gamma)$ промежуточные значения на гиперболической «ветви»

$$\lambda_i = \lambda_q \Gamma_q / \Gamma_i, \quad (4.31)$$

$$\text{при } \Gamma_i \geq \Gamma_q = \frac{m_o + q_a}{m_o} = 1 + \frac{q_a}{m_o}, \quad (4.32)$$

где m_o и m_{on} – соответственно масса автомобиля и прицепа в снаряженном состоянии, кг или т;

q_a и q_n – соответственно грузоподъемность автомобиля и прицепа, кг или т;

$m_{o,вед}$ и $m_{a,вед}$ – масса, действующая на ведущие колеса автомобиля, соответственно, в снаряженном и полностью загруженном состоянии, кг или т.

13. Строим на правом поле в масштабе его левой шкалы зависимость $\lambda_1 = f(\Gamma)$ и лучевую номограмму ψ с «шагом» 0,02 – 8мм на левой (при $\Gamma=1$) и 40мм на правой (при $\Gamma = 5$) шкалах этого поля, а также лучевые номограммы на среднем верхнем и левом полях, диагональную «сетку возврата» на левом поле.

4.3 Построение экономической характеристики

Экономическая характеристика показывает, сколько топлива расходуется на единицу длины пробега при его равномерном движении на разных скоростях и в разных дорожных условиях.

Общий вид экономической характеристики показан на рисунке 4 приложения А. На характеристике наносятся кривые удельного расхода топлива при движении автомобиля по дорогам с тремя различными значениями коэффициента дорожного сопротивления

$$\psi_1 = 0,01; \quad \psi_2 = 0,04; \quad \psi_3 = 0,07.$$

Обычно экономическая характеристика строится для каждой передачи. В курсовой работе рекомендуется построить характеристику при движении на прямой передаче с полной нагрузкой.

Расчетная формула для определения расхода топлива на единицу пробега

$$g_n = \frac{g_e \cdot N_e}{1000} \cdot \frac{100}{V}, \text{ кг/100 км,} \quad (4.33)$$

где N_e - мощность двигателя при работе автомобиля в рассматриваемых условиях, кВт;

g_e - удельный расход топлива, соответствующий данному режиму работы двигателя, г/кВт·ч;

$\frac{100}{V}$ – время в часах для прохождения 100 км пути.

Изменение мощности двигателя можно определить по формуле

$$N_e = \frac{[\psi \cdot (m_o + m_z) \cdot 9,8 + R_w] \cdot v}{\eta_{mp} \cdot 1000}, \text{ кВт.} \quad (4.34)$$

Каждому значению ψ скорости v_{\max} выбрать из динамической характеристики. С изменением скорости движения автомобиля будет меняться режим работы двигателя и удельный расход топлива.

Для определения удельного расхода топлива следует воспользоваться эмпирической формулой

$$g_e = k_n \cdot k_N \cdot g_{eN_{\max}}, \quad (4.35)$$

где $g_{eN_{\max}}$ - удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя, г/кВт·ч;

k_n , k_N - коэффициенты, учитывающие влияние на удельный расход топлива, соответственно, скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

У современных бензиновых двигателей удельный расход топлива при номинальной мощности находится в пределах 290...330 г/кВт·ч; у автомобильных дизельных двигателей – 220...270 г/кВт·ч. Значения коэффициентов k_n и k_N выбираются из графиков на рисунке 5 приложения А.

Рекомендуется следующая последовательность построения экономической характеристики. По формуле (4.39) определяется мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с разными сопротивлениями на одной из заданных дорог. Частота вращения коленчатого вала двигателя для заданной скорости движения автомобиля определяется по формуле

$$n_d = \frac{v \cdot i_{2n}}{2 \cdot \pi \cdot r_k}, \text{ мин}^{-1} \quad (4.36)$$

Затем по графику (а) на рисунке 5 приложения А находят значение k_n . По скоростной характеристике двигателя находят значения $N_e(v)$ при соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя и по отношениям $N_e/N_{e(v)}$ из графика (б) на-

ходят значение коэффициента k_N . Подставляя значения k_{II} и k_N в уравнение (4.40), находят g_e для разных скоростей движения. Полученные данные используются затем при определении g_{II} в уравнении (4.38).

Аналогичным образом рассчитываются и строятся кривые экономической характеристики для других дорог.

Точки на кривых, соответствующие максимальным значениям скоростей и минимальным удельным расходам топлива, соединяются плавными кривыми $s—a$ и $s'—a'$.

По полученной характеристике дается краткое заключение.

5. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ АВТОМОБИЛЯ

5.1 Расчет и построение графика разгона

Составляем таблицу 5.1 и вписываем в нее значения D_o и v_T из таблицы 4.2.

Таблица 5.1 – Результаты графоаналитического определения характеристик разгона автомобиля _____ при $\Gamma = \underline{\hspace{2cm}}$, $\lambda = \underline{\hspace{2cm}}$,
 $\psi = \underline{\hspace{2cm}}$ и $\phi_v = \underline{\hspace{2cm}} - \underline{\hspace{2cm}}$ при $v_T = \underline{\hspace{2cm}} - \underline{\hspace{2cm}}$ м/с

Передача	u_k	$\delta_{вр}$	D_o	D_Γ	j_ϕ , м/с ²	v_T , м/с	j , м/с ²	j_n , м/с ²	$j_{ср}$, м/с ²	Δt_n , с	$v_{n,ср}$, м/с	Δs_n , м	
I													
										$\Sigma \Delta t$	$\Sigma \Delta s$		
II													

Значения Γ , ψ и λ принимаем такими же, как в строке 1 таблицы 4.5.

Расчетом по эмпирической формуле определяем значения коэффициента учета дополнительной инерции вращающихся масс

$$\delta_{вр} = 1 + 0,04 \cdot (1 + u_k^2) \cdot \frac{\Gamma_q}{\Gamma}, \quad (5.1)$$

где u_k – передаточное число коробки передач.

Согласно уравнению движения автомобиля, его ускорение, ограниченное двигателем, трансмиссией и ведущими колесами:

$$j = \frac{D_z - \psi}{\delta_{вр}} \cdot g = \frac{D_o / \Gamma - \psi}{\delta_{вр}} \cdot g, \quad (5.2)$$

а ускорение, ограниченное сцеплением шин ведущих колес с дорогой:

$$j_{\phi} = \phi_v \cdot \lambda \cdot g. \quad (5.3)$$

Поэтому при $j > j_{\phi}$ (на первой и второй передачах) вместо значений j принимаем значения j_{ϕ} , рассчитанные по формуле (5.3) при определенных из графиков тягово-тормозного паспорта значениях $\phi_v = f(v_T)$ и $\lambda = f(\Gamma)$. Результаты расчета j и j_{ϕ} , вписанные в таблицу 5.1, проверяем на графике $j = f(v_T)$, построенном в левом углу верхней половины листа 2 формата А1 (см. рисунок 2 приложения А).

Время t_p и путь s_p разгона определяем графоаналитическим методом Е.А. Чудакова и Н.А. Яковлева.

Делим соответствующую каждой передаче часть шкалы скорости v_T на $n = 5...6$ удобных для отчета одинаковых интервалов

$$\Delta v_n = v_n - v_{n-1} \quad (5.4)$$

со средними значениями скорости

$$v_{n, \text{cp}} = 0,5(v_{n-1} + v_n) \quad (5.5)$$

и графически определяем в каждом интервале и на всех передачах среднее ускорение

$$j_{n, \text{cp}} = 0,5(j_{n-1} + j_n), \quad (5.6)$$

а также приращение времени разгона

$$\Delta t_n = \frac{v_n - v_{n-1}}{j_{n, \text{cp}}} \quad (5.7)$$

и приращение пути разгона

$$\Delta s_n = v_{n, \text{cp}} \Delta t_n. \quad (5.8)$$

Полученные графоаналитические результаты сводим в таблицу 5.1, определяем расчетное время

$$t_{pi} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n \quad (5.9)$$

и путь

$$s_{pi} = \Delta s_1 + \Delta s_2 + \dots + \Delta s_n \quad (5.10)$$

разгона на каждой i – ой передаче, а также общее расчетное время разгона

$$t_p = \sum t_{pi}, \quad (5.11)$$

общий расчетный путь разгона

$$s_p = \sum s_{pi} \quad (5.12)$$

на всех передачах и на листе 2 строим их графическую зависимость.

5.2 Обгон по полосе встречного движения

На нижней половине листа 2 формата А1 строим в масштабе 1:100 план прямолинейного участка дороги II или III категории, соответствующей СНиП 2.05.02 – 85, ВСН 24-88 и ГОСТ Р 50597-93, в левой четверти длины изображаем обгоняющий автомобиль _____, имеющий скорость v_1 , и обгоняемое транспортное средство, имеющее скорость $v_2 < v_1$, справа - такой же встречный автомобиль, имеющий скорость $v_3 = v_1$ и удаленный от обгоняющего на свободное расстояние

$$s_{св} \geq s_{об} + s_3 = (D_1 + D_2 + L_1 + L_2) \frac{v_1 + v_3}{v_1 - v_2}, \quad (5.13)$$

где $s_{св}$, $s_{об}$ и s_3 – соответственно расстояние свободное, обгона и проходимое встречным автомобилем за время обгона, м;

L_1 и L_2 – габаритная длина, соответственно, обгоняющего автомобиля и обгоняемого транспортного средства, м;

D_1 и D_2 – дистанции безопасности, соответственно, в начале и конце завершеного обгона, м.

Согласно имеющимся данным, первая дистанция безопасности может быть представлена в виде функции скорости обгоняющего автомобиля

$$D_1 = a_{об} v_1^2 + 4, \quad (5.14)$$

а вторая – в виде функции скорости обгоняемого автомобиля

$$D_2 = b_{об} v_1^2 + 4, \quad (5.15)$$

где $a_{об}$ и $b_{об}$ – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа обгоняемого автомобиля (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Значения коэффициентов $a_{об}$ и $b_{об}$

Автомобили	$a_{об}$	$b_{об}$
Легковые	0,33	0,26
Грузовые средней грузоподъемности	0,53	0,48
Грузовые большой грузоподъемности и автопоезда	0,76	0,67

Вторая дистанция короче первой, так как водитель обгоняющего автомобиля стремится быстрее возвратиться на свою полосу движения и иногда «срезает угол» [3, с.29-30], а также «вклинивается» в дистанцию между движущимся впереди «лидером», заменяя опасность встречного столкновения двумя попутными – сзади и спереди.

При постоянных заданных скоростях $v_1 = v_3 = \underline{\hspace{2cm}}$ м/с и $v_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ м/с, известной габаритной длине $L_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ м, принятой габаритной длине $L_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ м и рассчитанных дистанциях безопасности

$$D_1 = \underline{\hspace{4cm}},$$

$$D_2 = \underline{\hspace{4cm}}$$

необходимое для завершения обгона свободное расстояние на полосе встречного движения $s_{св} = \underline{\hspace{2cm}}$.

Однако в реальных дорожных условиях полоса встречного движения часто оказывается занятой. Поэтому обгон приходится начинать со скорости $v_1 = v_2$ и совмещать его с разгоном – ускорением $0,7 \dots 0,8$ от максимально возможного, определяемого по уравнению (5.2) из таблицы 5.1 и графика $j = f(v_T)$.

Согласно формуле (5.13) при

$$v_1 = (v_2 + j_1 t_1) \leq v_3 \quad (5.16)$$

свободное расстояние

$$s_{св} = (D_1 + D_2 + L_1 + L_2) \left(1 + \frac{v_2 + v_3}{j_1 t_1} \right) \quad (5.17)$$

и уменьшается от бесконечного в начале обгона ($t_1 = 0$ и $v_1 = v_2$) до минимального «пути обгона с ходу», определяемого формулой (5.13) при $v_1 = v_3 = \text{const}$.

При светофорном регулировании транспортных потоков и ограничении их скорости значением 60 км/ч ($\sim 17 \text{ м/с}$) обгону предшествуют трогание с места и разгон с ускорением (5.2) или

$$j_{\text{фy}} \approx 0,7 \cdot \varphi_v \cdot \lambda \cdot g, \quad (5.18)$$

обеспечивающим боковую устойчивость автомобиля. Поэтому на локально скользких зимних дорогах и улицах, реально имеющих недопустимую ВСН $24 \dots 88$ разность коэффициентов сцепления ($\Delta \varphi_v > 0,1$) и малые их значения зимой ($0,1 \leq \varphi_v \leq 0,3$), разгон надо подчинять не будущему безрассудному обгону, а определению по ускорению (5.18) будущего замедления при возникновении опасности для движения. При этом $j_{\text{фy}} = 1 \text{ м/с}^2$ оказывается весьма удобным значением, позволяющим быстро рассчитать путь разгона с места в метрах до требуемой скорости v_p (в м/с)

$$s_p = \frac{j_{\phi y} \cdot t_p^2}{2} = \frac{v_p^2}{2 \cdot j_{\phi y}}. \quad (5.19)$$

Для такого расчета достаточно всегда помнить ряд половин квадратов скоростей (в м/с)

$$\frac{10^2}{2} = 50; \dots \quad \frac{15^2}{2} \approx 112; \dots \quad \frac{20^2}{2} = 200; \dots \quad (5.20)$$

Эти же ориентировочные расстояния являются путем служебного торможения скорости $v_0 = v_p$ с замедлением $j_{\text{хт}} = j_{\phi y} = 1 \text{ м/с}^2$ до остановки.

6. АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ШАССИ

При расчете деталей шасси на прочность необходимо производить краткое описание конструкции и условий работы детали (вид нагрузки, расчетный режим и т.д.), краткие сведения о технологии изготовления и о материале детали. Помимо расчетных формул и применяемого метода расчета обязательно должны быть приведены обоснования выбираемых величин со ссылкой на литературный источник.

Для каждой рассчитываемой детали должны быть выполнены ее эскиз со всеми необходимыми для расчета размерами, схемы и эпюры нагружения, эпюры напряжений. Эскизы и графики, необходимые для расчета, выполняются карандашом на миллиметровой бумаге в соответствующем масштабе.

Рекомендуемая методика расчета механизмов и деталей шасси приводится ниже.

6.1 Основы расчета типовых элементов фрикционных сцеплений

Расчет ведомого диска. Задачей расчета является определение радиусов фрикционных накладок, влияющих на размеры других элементов сцепления; определение необходимого усилия, от которого зависят число и характеристика нажимных пружин, сила, прикладываемая к педали сцепления, и передаточное число привода управления.

В нейтральном положении привода сцепление постоянно включено, а передаваемый им крутящий момент ограничивается моментом трения

$$M_c = T \cdot z \cdot R_{cp} = \mu \cdot Q \cdot z \cdot R_{cp}, \quad (6.1)$$

где T – окружная сила трения, действующая между одной парой трущихся поверхностей, кН;

z – число пар поверхностей трения;

R_{cp} – плечо силы T , м;

μ – коэффициент трения ($\mu = 0,3 \dots 0,35$);

Q – суммарная сила, создаваемая нажимными пружинами;

$$R_{cp} = 0,5(R_n + R_b), \quad (6.2)$$

где R_n и R_b – соответственно наружный и внутренний радиусы кольцевой фрикционной накладке ведомого диска, м.

Чтобы сцепление во включенном состоянии не пробуксовывало, максимальный момент трения в нем M_c должен в β раз превышать максимальный крутящий момент двигателя $M_{e \max}$. Следовательно, суммарная сила

$$Q = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot (R_n + R_b)}, \quad (6.3)$$

где β – коэффициент запаса сцепления.

Интенсивность изнашивания фрикционных накладок зависит от величины нагрузки на поверхности накладок. Чем она ниже, тем выше износостойкость фрикционных накладок. Поэтому нажимное усилие пружин

$$Q = [q] \cdot \pi \cdot (R_n^2 - R_b^2) \quad (6.4)$$

ограничивается допустимым давлением $[q]$. Задаваясь отношением $R_b / R_n = 0,55 \dots 0,70$ и решая совместно (6.3) и (6.4), находят радиусы, а затем суммарную силу упругости нажимных пружин. При этом принимают для легковых автомобилей $\beta = 1,2 \dots 1,75$; для грузовых $\beta = 1,5 \dots 3,0$; $[q] = 1,15 \dots 3,0$ МПа.

Другим параметром, определяющим износостойкость фрикционных накладок и тепловыделение в сцеплении, является удельная работа трения (буксования) L_{yd} . Поэтому основные размеры фрикционных накладок согласуют с условием

$$L_{yd} = \frac{L_{\sigma}}{F} = \frac{L_{\sigma}}{z \cdot \pi \cdot (R_n^2 - R_b^2)} \leq (1,0 \dots 1,5) \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^2, \quad (6.5)$$

где L_{δ} – работа буксования сцепления при одном трогании автомобиля с места на первой передаче при расчетном значении $\psi = 0,02$ или $0,16$

$$L_{\delta} = \frac{M_c \cdot J_M \cdot J_a \cdot \omega_M^2}{2J_M \cdot (M_c - M_{\psi}) + J_a \cdot (M_c - M_{e\max})}, \quad (6.6)$$

где J_M – момент инерции маховика и приведенных к нему деталей двигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}^2$;

J_a – момент инерции массы m_a автомобиля, приведенный к ведомому диску сцепления, $\text{Н}\cdot\text{м}^2$; определяется по выражению

$$J_a = \frac{m_a \cdot r_k}{(u_{kn1} \cdot u_0)^2},$$

где ω_M – угловая скорость маховика, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя, с^{-1} ;

M_{ψ} – момент сопротивления дороги, приведенный к ведомому диску сцепления, $\text{кН}\cdot\text{м}$

$$M_{\psi} = \frac{P_{\psi} \cdot r_k}{\eta_{mp} \cdot u_{kn1} \cdot u_0},$$

где u_{kn1}, u_0 – передаточные числа, соответственно, коробки передач на 1 передаче и главной передачи

$$P_{\psi} = G_a \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha) \approx G_a \cdot (f + i) = \psi \cdot G_a,$$

где r_k – радиус качения колеса, м.

Шлицевое соединение ступицы ведомого диска с первичным валом коробки передач рассчитывают по допустимому напряжению смятия

$$\sigma_{см} = \frac{M_p}{z_{шл} \cdot h \cdot \ell \cdot r_{cp} \cdot \psi} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.7)$$

где M_p – расчетный момент; $M_p = M_{e \max}$, кН·м;
 $z_{\text{шл}}$ – число шлицев;
 h и ℓ – высота и длина поверхности контакта зубьев, м;
 $r_{\text{ср}}$ – средний радиус поверхности контакта зубьев, м;
 ψ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по зубьям; $\psi = 0,7 \dots 0,8$;
 $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение; $[\sigma_{\text{см}}] = 30 \dots 40$ МПа [8].
 Для шлицев эвольвентного профиля $h = m$, $r_{\text{ср}} = 0,5 \cdot m \cdot z_{\text{шл}}$.
 Для шлицев прямоугольного профиля $h \approx 0,5(D - d)$,
 $r_{\text{ср}} = 0,25(D + d)$, где m – модуль зуба; D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры соединения.

Расчет нажимного диска. Нажимной диск является «тепловой губкой», поглощающей тепло, выделяемое при буксовании сцепления. Поэтому его делают массивным, обладающим необходимой теплоемкостью, жесткостью и прочностью. Массу $m_{\text{нд}}$ диска определяют из условия допустимого нагрева при трогании автомобиля с места

$$m_{\text{нд}} \geq \frac{\gamma_L \cdot L_{\sigma}}{\Delta t \cdot C}, \quad (6.8)$$

где γ_L – коэффициент, учитывающий, какая часть работы буксования L_{σ} воспринимается рассчитываемой деталью (для нажимного диска однодискового сцепления $\gamma_L = 0,5$, в двухдисковом сцеплении для среднего диска $\gamma_L = 0,5$, для нажимного $\gamma_L = 0,25$);

Δt – увеличение температуры диска при одном трогании автомобиля с места, которое не должно быть больше 15° ;

C – удельная теплоемкость; для чугуна $C = 482$ Дж/кг·К [8].

Выступы и шипы, соединяющие нажимный диск с маховиком, рассчитывают на смятие. Условие работоспособности поверхности, подвергаемой смятию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\gamma_m \cdot M_c}{R \cdot z \cdot F} \leq 10 \dots 15 \text{ МПа}, \quad (6.9)$$

где γ_M – коэффициент, определяющий долю момента, передаваемого рассматриваемым диском ($\gamma_M = \gamma_L$);

R – расстояние от центра тяжести площади контакта сминаемых поверхностей до оси сцепления, м;

z – число выступов или шипов;

F – площадь контакта, м².

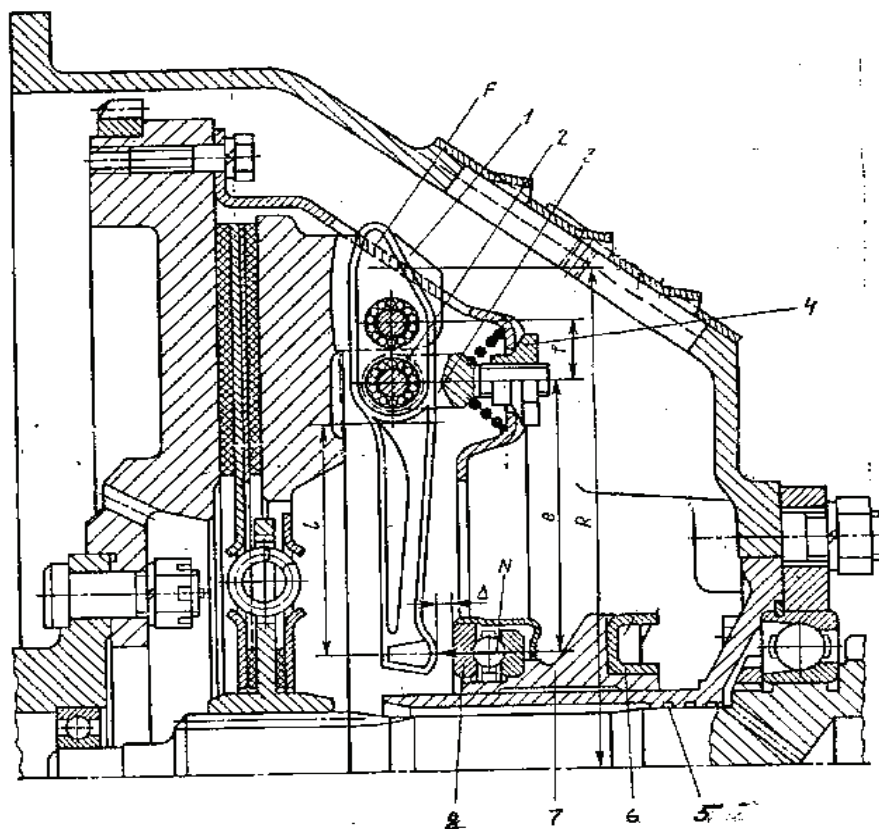


Рисунок 6.1 - Расчетные размеры нажимного диска и рычага выключения: 1 – пружина; 2 – ось; 3 – опорная вилка; 4 – регулировочная гайка; 5 – передняя крышка коробки передач; 6 – вилка выключения; 7 – муфта выключения сцепления; 8 – упорный шарикоподшипник

Расчет рычагов выключения сцепления производится по допустимым напряжениям изгиба

$$\sigma_u = \frac{N \cdot l}{W_u} = \frac{Q_{\max}}{z_p} \cdot \frac{f}{e} \cdot \frac{l}{W_u} \leq 300 \dots 400 \text{ МПа}, \quad (6.10)$$

где l – расстояние от точки приложения силы N до опасного сечения (рис. 6.1);

W_u – момент сопротивления изгибу опасного сечения, м^3 ;

Q_{\max} – суммарная сила упругости нажимных пружин при выключенном сцеплении, кН;

f и e – плечи рычага, м;

z_p – число рычагов; $z_p = 3 \dots 4$.

Расчет пружины выполняют для определения ее размеров, обеспечивающих необходимую характеристику пружины (рисунок 6.2). Нажимное усилие P , создаваемое одной пружиной, является следствием ее деформации на величину f при установке на место. При выключении сцепления деформация пружины увеличивается на величину хода s нажимного диска, в результате чего сила упругости возрастает до значения P_{\max} , которое и является расчетной нагрузкой на пружину.

Обычно принимают $P_{\max} = 1,2 \cdot P$ и из условия прочности пружины находят диаметр проволоки δ , а затем средний диаметр D витка по формулам

$$\delta = \sqrt{\frac{8 \cdot P_{\max} \cdot c}{\pi \cdot [\tau_k]}}; \quad D = c \cdot \delta, \quad (6.11)$$

где c – индекс пружины; $c = D/\delta = 6 \dots 9$;

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение при кручении проволоки; $[\tau_k] = 500 \dots 700$ МПа [9].

Число рабочих витков i_p пружины и ее максимальная деформация f_{\max} связаны зависимостью

$$f_{\max} = f + s = \frac{8 \cdot i_p \cdot D^3 \cdot P_{\max}}{\delta^4 \cdot G}, \quad f = \frac{8 \cdot i_p \cdot D^3 \cdot P}{\delta^4 \cdot G}. \quad (6.12)$$

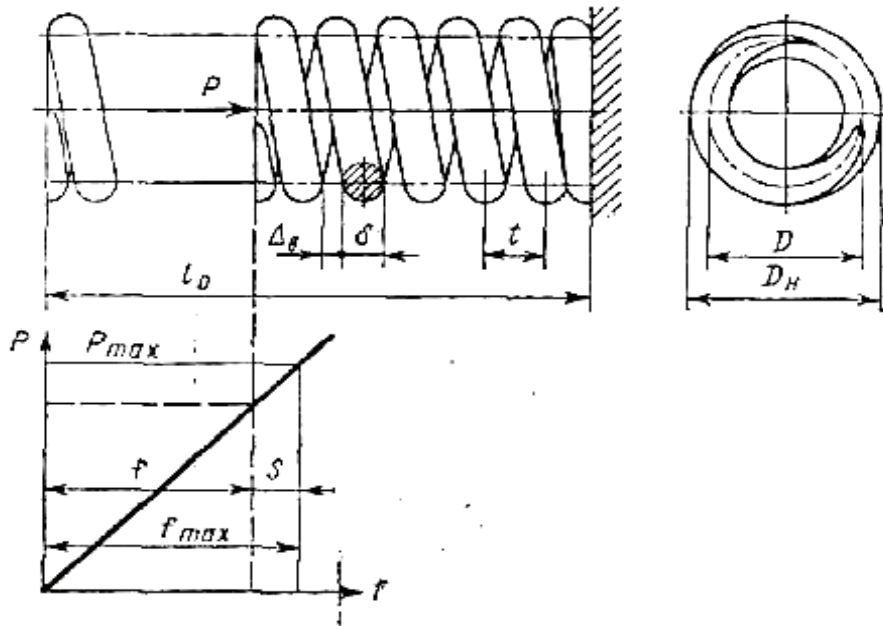


Рисунок 6.2 - Нажимная пружина и ее характеристика

Решив полученное выражение относительно i_p , имеем

$$i_p = \frac{\delta^4 \cdot G \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot (P_{\max} - P)}, \quad (6.13)$$

где G – модуль упругости второго рода; для стальной проволоки (сталь 65 или 65Г) $G = (8,0 \dots 8,3) \cdot 10^4$ МПа [8].

Длина пружины в свободном состоянии

$$l_0 = f_{\max} + i_0 \delta + (i_0 - 1) \Delta_B, \quad (6.14)$$

где i_0 – полное число витков; $i_0 = i_p + 2$;

Δ_B – зазор между витками при выключенном сцеплении; принимают $\Delta_B = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$ м.

Расчет привода сцепления.

Расчет привода производят для определения его передаточного числа и усилия на педали $i_{п}$, которые должны обеспечивать удобство и легкость управления. В выполненных конструкциях $i = 24 \dots 45$. Согласно схемам (рисунок 6.3), передаточные числа механического и гидравлического приводов соответственно равны

$$i_{\text{МП}} = (a/b)(c/d)(e/f);$$

$$i_{\text{ГП}} = (a/b)(c/d)(e/f)(d_2^2/d_1^2).$$

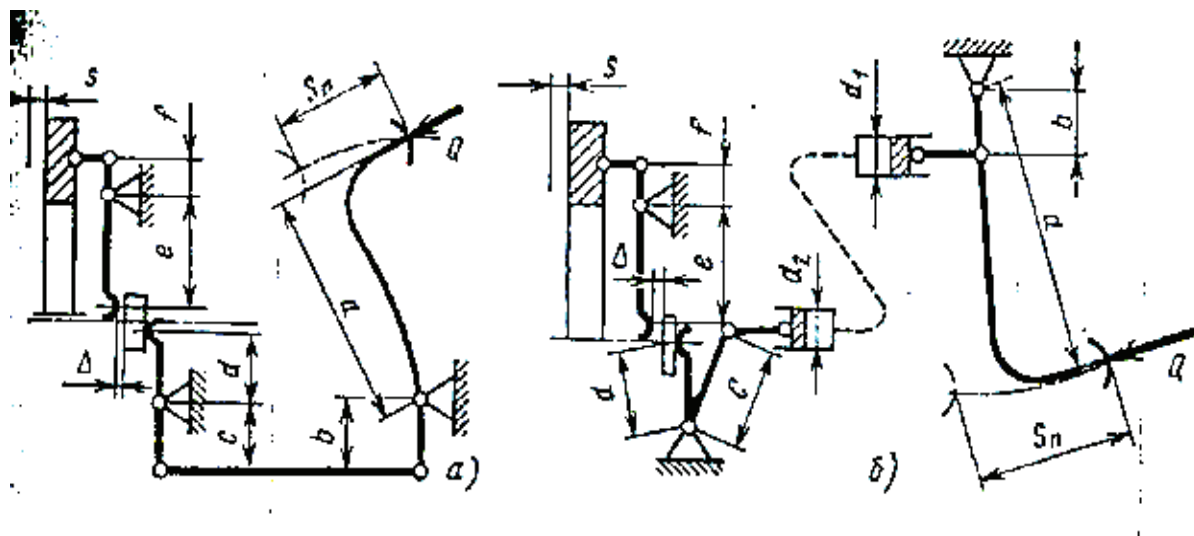


Рисунок 6.3 - Схема привода механизма выключения сцепления:
а - механического; б - гидравлического

Для удобства управления сцеплением необходимо, чтобы при проектировании механического привода были удовлетворены условия гидравлического привода

$$S_n = si_{\text{ГП}} + \Delta S = si_{\text{ГП}} + \Delta \cdot (d_2^2/d_1^2) \cdot (a/b) \cdot (c/d) \leq 150 \dots 180 \text{ мм}, \quad (6.15)$$

где S_n – полный ход педали;

s – ход нажимного диска;

ΔS – свободный ход педали, $\Delta S = 35 \dots 60$ мм;

Δ – зазор между рычагами и муфтой выключения сцепления, $\Delta = 2 \dots 4$ мм.

Для достижения легкости управления должно выполняться условие

$$Q = P_{\text{max}} \cdot z_n / (i_{\text{ПС}} \cdot \eta_{\text{ПС}}) \leq 200 \text{ Н}, \quad (6.16)$$

где Q – усилие на педали, кН;

P_{max} – сила упругости нажимной пружины при выключенном сцеплении, кН;

$i_{\text{ПС}}$ – передаточное число привода;

η_{nc} – КПД привода, принимают $\eta_{nc} = 0,7 \dots 0,9$.

Привод с усилителем применяют в тех случаях, когда работа L , совершаемая при выключении сцепления, превышает 30 Дж. Усилие на педали в этом случае ограничивают до 100...150 Н.

Работу определяют по формуле

$$L = \frac{(P + P_{\max}) \cdot z_n \cdot s}{2 \cdot \eta_{nc}}, \quad (6.17)$$

где $\frac{(P + P_{\max}) \cdot z_n}{2}$ – средняя сила упругости z_n нажимных пружин в процессе выключения сцепления.

6.2 Элементы расчета коробки передач и раздаточной коробки

Автомобильные коробки передач разделяют на механические, ступенчато изменяющие передаточное число трансмиссии, и гидромеханические, которые позволяют в определенных интервалах непрерывно, т.е. бесступенчато, изменять передаточное число.

Кинематические схемы коробок передач представлены в приложении В.

Расчет зубчатых колес и зубчатых муфт рассмотрены в теории механизмов и машин, а расчет валов, выбор подшипников и картера коробки передач – при изучении курса «Детали машин» [10].

Гидромеханическая передача, применяемая на автомобилях высших классов и различного назначения, состоит из двух основных частей: гидротрансформатора и механической ступенчатой коробки передач.

Гидротрансформатор представляет собой сочетание двух лопастных гидромашин – центробежного насоса 4 (рисунок 6.4),

центростремительной турбины 2 и расположенного между ними направляющего аппарата-реактора 5.

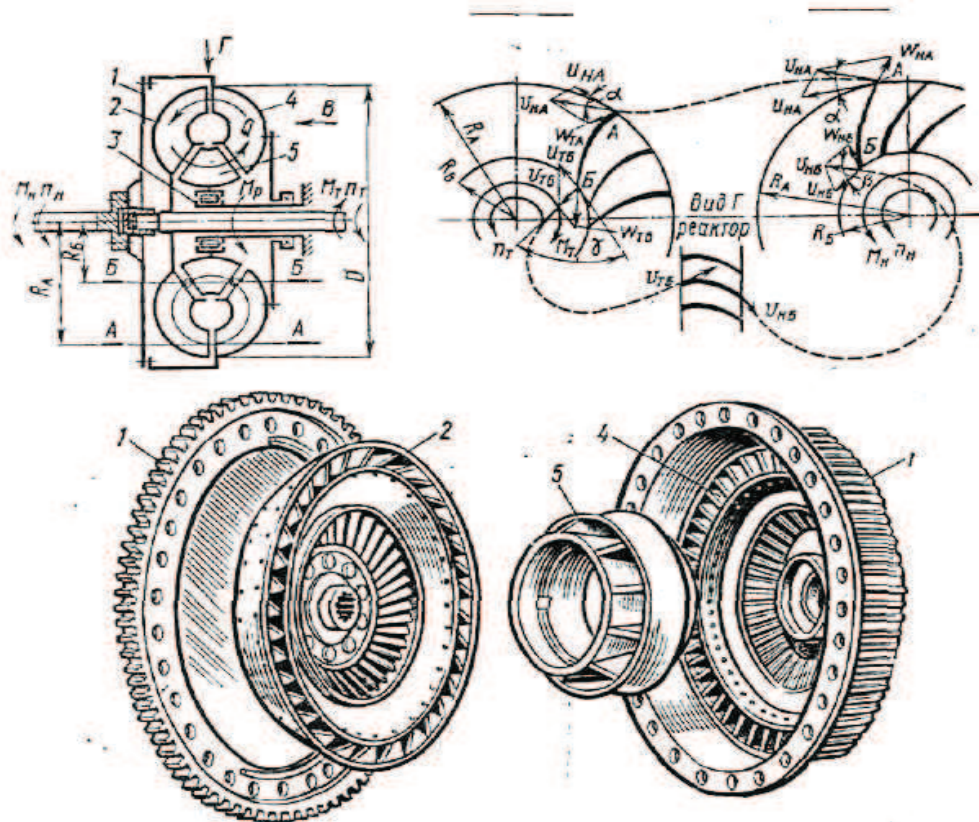


Рисунок 6.4 - Схема работы и основные детали гидротрансформатора: 1 – корпус; 2 – турбина; 3 – механизм свободного хода; 4 – насос; 5 –реактор; * индексы н, т и р относятся, соответственно, к насосу, турбине и реактору; индексы А и В к сечениям А – А и Б – Б

Чтобы избежать потерь энергии, связанных с циркуляцией рабочей жидкости между насосом и турбиной, их колеса и реактор предельно сближены, им придана форма, обеспечивающая непрерывный круг циркуляции жидкости без каких-либо промежуточных устройств. Кроме того, насос, турбина и реактор помещены в одном герметичном корпусе 1, вращающемся вместе с колесом насоса.

Вал насоса соединен с коленчатым валом двигателя, вал турбины – с последующими механизмами трансмиссии. Таким образом, в гидротрансформаторе отсутствует жесткая связь между ведущим (насос) и ведомым (турбина) элементами. Передача

энергии от двигателя к трансмиссии осуществляется рабочей жидкостью.

Во время работы насоса его лопатки увлекают жидкость, и она под действием центробежной силы движется по торообразному кругу циркуляции от входного (сечение Б–Б) участка межлопаточного пространства насоса к выходному (сечение А–А). Поток жидкости сообщаются относительная скорость w (вдоль лопатки) и переносная скорость u (по направлению вращения колеса), которые возрастают по мере движения потока к периферии колеса, т.е. происходит превращение энергии двигателя в кинетическую энергию потока жидкости.

Для вращения насоса к его валу должен быть приложен крутящий момент, уравновешивающий момент M_n , который противодействует вращению и равен разности моментов количества движения потока относительно оси вращения колеса при выходе жидкости из межлопаточных каналов и на входе в них:

$$M_n = -m(R_A v_{nA} \cos \alpha - R_B v'_{nB} \cos \beta), \quad (6.18)$$

где m – масса жидкости, вытекающей в течение 1 с из насоса (и втекающей в него), кг;

R_A и R_B – расстояния от рассматриваемых сечений до оси вращения, м;

v_{nA} и v'_{nB} – абсолютные скорости, соответственно, втекания потока в межлопаточные каналы насоса и вытекания из них, м/с;

α и β – углы между направлением вращения колеса и векторами скоростей v_{nA} и v'_{nB} .

Знак «минус» в выражении (6.19) указывает на то, что момент M_n имеет направление, противоположное направлению вращения колес.

Из насоса поток со скоростью v_{nA} поступает в турбину и, ударяясь под углом α в ее лопатки, уменьшает свою скорость. Затем, при протекании потока по межлопаточным каналам, его направление изменяется в соответствии с профилем лопаток. Из турбины поток вытекает под углом γ к направлению ее вращения. Вследствие этого кинетическая энергия потока уменьшается, а на

лопатки турбины действует сила, создающая на валу крутящий момент

$$M_m = m(R_B v_{нБ} \cos \gamma - R_A v'_{нА} \cos \alpha). \quad (6.19)$$

Если бы гидродинамическая передача состояла только из рассмотренных двух колес, то углы γ и β выхода жидкости из турбины и входа в насос были бы одинаковыми, и тогда, складывая почленно выражения (6.19) и (6.20), получили бы, что $M_H = M_T$. Такую гидропередачу называют *гидромuftой*. Для трансформации крутящего момента необходимо, чтобы момент количества движения жидкости при входе в насос был положительным (т.е. совпадал с направлением вращения колес) и большим, чем момент количества движения жидкости при выходе из турбины. Это достигается при помощи направляющего аппарата.

Направляющий аппарат представляет собой неподвижное лопастное колесо, установленное на пути движения жидкости от турбины к насосу. Вследствие особого профиля лопаток аппарата и постепенного сужения межлопаточных каналов при прохождении по ним потока скорость его увеличивается, и он поворачивается в сторону вращения насоса. При этом на направляющий аппарат действует воспринимаемый картером реактивный момент

$$M_p = -m(R_B v_{нБ} \cos \beta - R_B v_{нБ} \cos \gamma) \quad (6.20)$$

из-за чего направляющий аппарат называют реактором.

Складывая почленно уравнения (6.19) – (6.21), получим

$$M_T = M_H + M_p. \quad (6.21)$$

Это выражение характеризует первую полезную особенность гидротрансформатора - увеличивать (трансформировать) подведенный к нему крутящий момент двигателя.

Вторая полезная особенность гидротрансформатора состоит в том, что при неизменном режиме работы насоса (и двигателя) режим работы турбины меняется автоматически и бесступенчато

в зависимости от приложенного к валу турбины момента сопротивления вращению.

При установившемся движении момент на валу турбины равен моменту сопротивления движению автомобиля, приведенному к тому же валу. В случае увеличения нагрузки равновесие нарушается и частота вращения турбины уменьшается, что приводит к снижению центробежной силы, противодействующей движению жидкости по кругу циркуляции, возрастанию скорости циркуляции, а вместе с ней и расхода жидкости m ; уменьшению угла γ . В итоге, как видно из выражения (6.20), автоматически увеличивается момент M_T , пока вновь не наступит равновесие между ним и моментом сопротивления вращению.

Способность гидротрансформатора увеличивать момент характеризуется *коэффициентом трансформации* или *силовым передаточным числом*, который представляет собой отношение момента на валу турбины к моменту, передаваемому на вал насоса

$$k = \frac{M_m}{M_n}.$$

Способность гидротрансформатора уменьшать скорость вращения ведомого вала определяется *кинематическим передаточным числом*, являющимся отношением угловой скорости вала турбины к угловой скорости вала насоса

$$i = \omega_T / \omega_H.$$

Потери энергии в гидротрансформаторе характеризуются его КПД

$$\eta = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot \omega_m}{M_n \cdot \omega_n} = ki. \quad (6.22)$$

Основными являются потери энергии на удар при входе потока жидкости на лопатки рабочих колес. Их величина зависит от угла, под которым поток поступает в межлопаточные каналы.

Этот угол меняется с изменением кинематического передаточного числа i , вследствие чего в гидротрансформаторе КПД является переменной величиной, зависящей от относительного скоростного режима работы передачи.

Преобразующие свойства гидротрансформатора оценивают по его внешней характеристике (рисунок 6.5 а), которую получают экспериментально. Она представляет собой зависимости величин M_H , M_T и η от скоростного режима работы турбины при некоторой постоянной угловой скорости вала насоса. Характеристика состоит из двух зон.

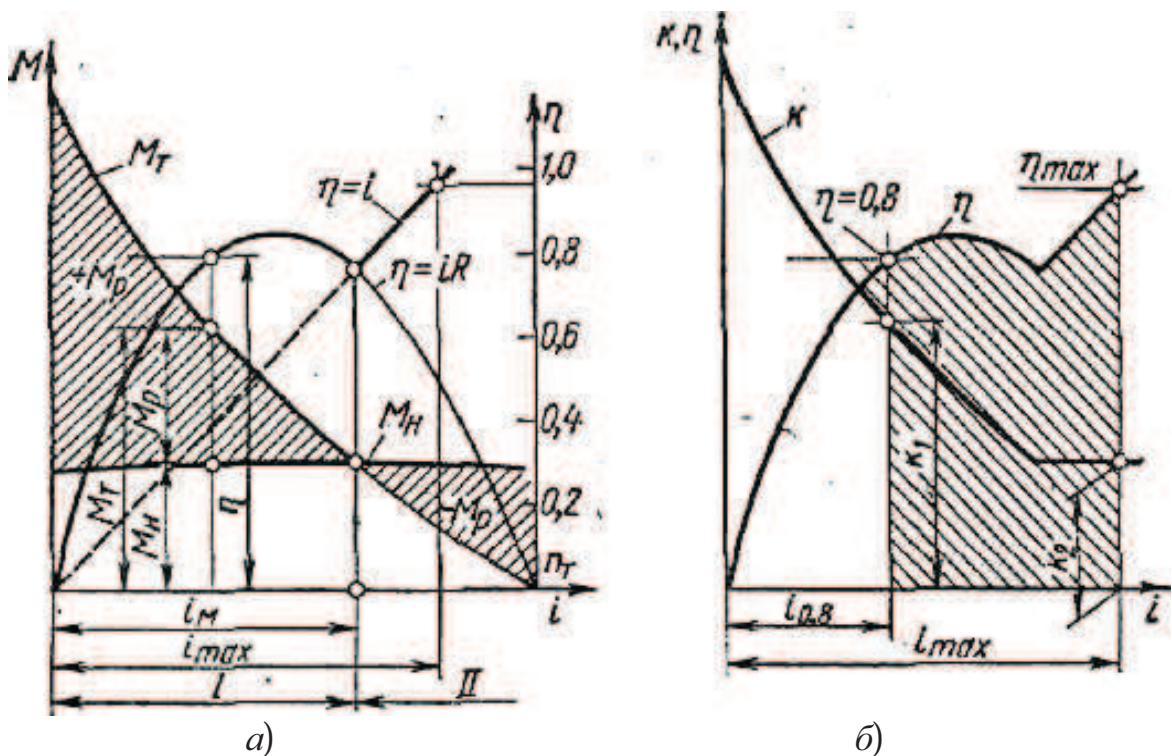


Рисунок 6.5 - Характеристики гидротрансформатора:
а - внешняя; б - для определения оптимального режима работы гидротрансформатора

Зона I рабочая, соответствует работе гидротрансформатора на режиме бесступенчатого преобразования момента. В этой зоне коэффициент трансформации k изменяется от максимального значения при $i = 0$ до единицы при $i = 0,6...0,8$. Зона II нерабочая, так как при $i > i_m$ (где передаточное число, при котором изменяется знак момента M_P) значительно изменяется направление потока, вытекающего из турбины, и наступает нежелательный режим, при котором резко падает КПД.

Чтобы расширить диапазон изменения i , реактор связывают с картером при помощи механизма свободного хода 3 (см. рисунок 6.4). Тогда при $i \geq i_m$ реактор автоматически начинает вращаться свободно и перестает воздействовать на поток. С этого момента и при дальнейшем увеличении i передача работает в режиме гидромуфты. Такой гидротрансформатор называют *комплексным*.

Согласно выражению (6.23), зависимость КПД гидромуфты от i изображается прямой, проходящей через начало координат под углом 45° к осям. Поэтому при $i > i_m$ в комплексном гидротрансформаторе увеличивается КПД, который при i_{\max} достигает 0,97...0,98.

Для повышения среднего значения КПД часто предусматривают блокировку (отключение) гидротрансформатора путем жесткого соединения ведущего и ведомого валов встроенной в трансформатор фрикционной муфтой (сцепления). Муфта включается автоматически при $k = 1$, и КПД трансформатора становится равным единице.

Эффективная работа автомобилей, снабженных гидротрансформаторами, возможна при условии: во-первых, что трансформатор используют на режимах, при которых его КПД не ниже 0,8; во-вторых, что при этих режимах диапазон изменения крутящего момента на карданном валу соответствует заданному по результатам тягового расчета автомобиля.

Механическая ступенчатая коробка передач, устанавливаемая за трансформатором и управляемая автоматически, полуавтоматически или только водителем, служит для выполнения упомянутых условий, а также для получения заднего хода и отключения двигателя от ведущих колес. Ее делают двух- и трехступенчатой с высшей прямой передачей. Передаточные числа промежуточных передач определяют так же, как для обычной коробки передач, а для первой передачи находят по формуле

$$u_1 = \frac{k_{2m}}{k_{0,8}}, \quad (6.23)$$

где $k_{\text{гмп}}$ – диапазон изменения момента, заданный тяговым расчетом;

$k_{0,8}$ – диапазон трансформации момента при КПД трансформатора больше или равно 0,8; $k_{0,8} = k_1 / k_2$.

6.3 Расчет карданных передач

Карданная передача автомобиля – это механизм трансмиссии, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров, предназначенный для передачи крутящего момента между агрегатами, оси валов которых не совпадают или могут изменять свое относительное положение (рисунок 6.6).

Основными элементами карданной передачи являются шарниры, которые подразделяют по кинематическим свойствам на карданные шарниры неравных и равных угловых скоростей, а по наличию фиксированных осей качания – на полные и полукарданные шарниры.

Полным карданным шарниром называют шарнир, имеющий фиксированные оси качания, полукарданным шарниром – шарнир, не имеющий фиксированных осей качания. Упругие полукарданные шарниры допускают угловые отклонения осей валов до 5° , а жесткие – до 2° и некоторое их продольное перемещение.

В трансмиссиях современных автомобилей преобладают полные карданные шарниры, осевая компенсация в которых обеспечивается установкой на шлицах карданного вала скользящей вилки.

На рисунке 6.6, а показана схема карданной передачи, получившей распространение на двухосных автомобилях и с одним задним ведущим мостом. Мощность от коробки передач I передается к заднему ведущему мосту 5 через два карданных вала 2 и 4 и три шарнира. Последний вал имеет промежуточную опору 3.

Двухосные полноприводные автомобили имеют три двухшарнирные карданные передачи (рисунок 6.6, б). В этом случае между карданными передачами устанавливают раздаточную коробку 6. На рисунке 6.6, в показана схема трансмиссии автомобиля с индивидуальным приводом мостов.

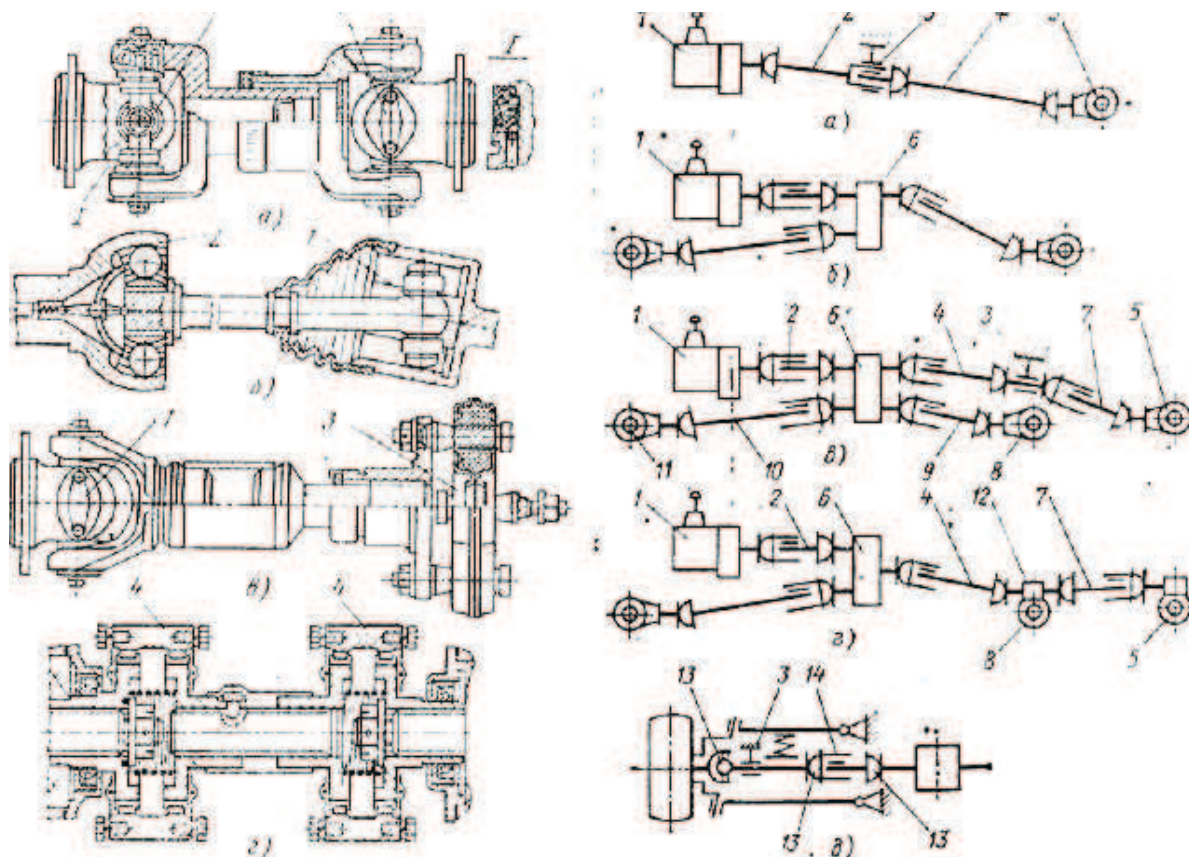


Рисунок 6.6 - Карданные передачи:

а – с шарнирами, имеющими крестовину; б – двухшарнирная привода ведущего управляемого колеса с независимой подвеской; в – с шарниром, имеющим крестовину, и с упругим полукарданным шарниром; г – с жесткими полукарданными шарнирами

Карданная передача заднего моста 5 имеет два карданных вала 4 и 7, четыре шарнира и промежуточную опору 3. Карданные валы 2, 9 и 10 обеспечивают привод, соответственно, к раздаточной коробке 6, промежуточному 8 и переднему 11 мостам. В современных полноприводных автомобилях применяют схему с промежуточным проходным мостом (рисунок 6.6,г). В этом случае карданный вал 4 обеспечивает привод дополнительного редуктора 12, от которого мощность раздается непосредственно к промежуточному 8, а через карданный вал 7 к заднему мосту.

Для привода ведущего управляемого колеса используют конструкцию (рисунок 6.6,д), в которой имеется несколько шарниров 13 с промежуточной опорой 3 и шлицевым соединением 14.

Расчет шарнира производят при допущении, что расчетная окружная сила P_p (рисунок 6.7), нагружающая каждый шип крестовины и выступ вилки, приложена в точке, лежащей посередине длины шипа, и равна

$$P_p = \frac{M_p}{2R}, \quad (6.24)$$

где M_p – расчетный крутящий момент, кН·м;

R – расстояние от середины шипа C до оси вала, м.

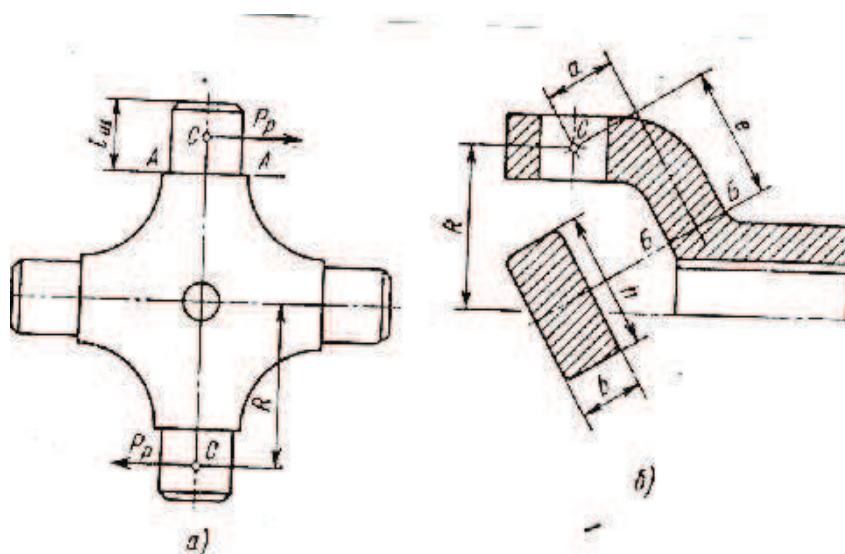


Рисунок 6.7 - Схемы для расчета шарнира:

а) крестовины; б) вилки

Шипы крестовины проверяют на изгиб и срез (рисунок 6.7, а). При этом в опасном сечении А – А шипа должны соблюдаться следующие условия прочности

$$\sigma_u = \frac{P_p \cdot \ell_{ш}}{2 \cdot W_u} \leq 250 \dots 300 \text{ МПа}, \quad (6.25)$$

$$\tau_{ср} = \frac{P_p}{F_{ср}} \leq 75 \dots 90 \text{ МПа}, \quad (6.26)$$

где W_u и $F_{ср}$ – соответственно момент сопротивления изгибу (м^3) и площадь (м^2) среза шипа в сечении А–А.

Под действием силы P_p вилка (рисунок 6.7, б) изгибается и скручивается. Поэтому прочность вилки обеспечивается, если в наиболее опасном ее сечении Б–Б соблюдаются условия

$$\sigma_u = \frac{P_p \cdot e}{W_u} \leq 50 \dots 80 \text{ МПа}, \quad (6.27)$$

$$\tau_k = \frac{P_p \cdot a}{W_k} \leq 80 \dots 160 \text{ МПа}, \quad (6.28)$$

где W_u и W_k – моменты сопротивления соответственно изгибу и скручиванию, м^3 .

Для прямоугольного сечения

$$W_u = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad (6.29)$$

$$W_k = K \cdot h \cdot b^2, \quad (6.30)$$

где K – коэффициент, зависящий от соотношения h/b сторон сечения:

h/b	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4
K	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282

Карданный вал рассчитывают на кручение и критическую частоту вращения. Условие прочности при кручении

$$\tau_k = \frac{M_p}{W_k} = \frac{16 \cdot M_p \cdot D_n}{\pi \cdot (D_n^4 - D_b^4)} \leq 100 \dots 300 \text{ МПа}, \quad (6.31)$$

где D_n и D_b – соответственно наружный и внутренний диаметры трубы, м.

Условие жесткости вала при кручении равно

$$\theta = \frac{180 \cdot M_p \cdot \ell}{\pi \cdot J_k \cdot G_k} = \frac{32 \cdot 180 \cdot M_p}{\pi^2 \cdot (D_n^4 - D_b^4) \cdot G_k} \leq 3 \dots 9^\circ, \quad (6.32)$$

где θ – угол закручивания вала на 1 м его длины при передаче расчетного крутящего момента M_p ;

G_k – модуль упругости при кручении; для стали $G_k = 8,5 \cdot 10^4$ МПа;

J_k – момент инерции сечения вала.

Чтобы не возникало явление резонанса при вращении карданного вала, надежная работа его обеспечивается при частоте

$$n_{кр} = \frac{12 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{D_n^2 + D_e^2}}{\ell^2} \geq (1,2 \dots 2,0) \cdot n_{e_{max}}, \quad (6.33)$$

где ℓ – расстояние между центрами крестовин шарниров, м.

6.4 Расчет главной передачи

Главные передачи разделяют (рисунок 6.8) на одинарные, двойные разнесенные, двухступенчатые и проходные.

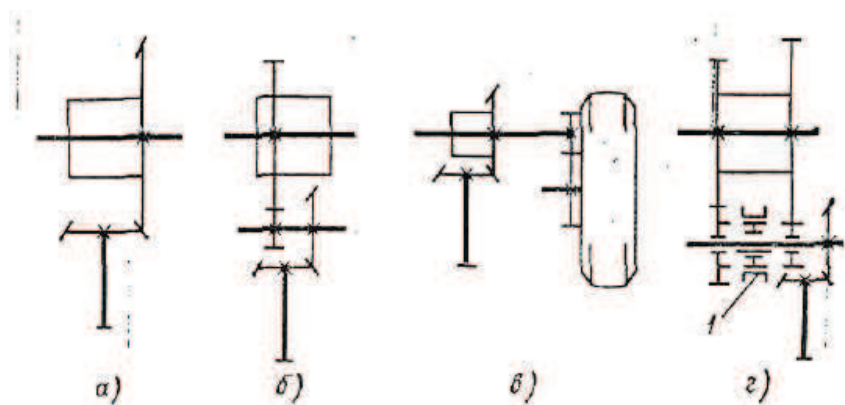


Рисунок 6.8 - Кинематическая схема главной передачи:
а – одинарной; б – двойной; в – двойной разнесенной;
г – двухступенчатой; 1 – зубчатая муфта

Расчет зубчатых колес главной передачи и дифференциала рассмотрен в курсе теории механизмов и машин.

Привод к задним ведущим колесам осуществляют обычно с помощью цельных валов — полуосей. Характер нагружения полуоси зависит от конструкции подшипникового узла ведущего колеса. На рисунке 6.9,а изображена схема типичного подшипни-

кового узла ведущего колеса грузового автомобиля. Ступица 1 колеса автомобиля при помощи двух радиально-упорных роликоподшипников 2 установлена непосредственно на цапфе балки 3 моста. Вследствие этого силы, воздействующие на колеса (вертикальная Z , продольная P и боковая Y реакции дороги), воспринимаются непосредственно балкой, а полуось 4 нагружена только крутящим моментом. Такую полуось называют *разгруженной*.

На рисунке 6.9, б приведена схема типичной конструкции подшипникового узла ведущего колеса легкового автомобиля. Колесо прикреплено непосредственно к фланцу 6 полуоси, наружный конец которой посредством подшипника 5 опирается на полуосевой рукав. В этом случае полуось нагружена не только крутящим моментом, но и изгибающими моментами: Za – от нормальной реакции дороги и Yr – от боковой реакции, действующими в плоскости чертежа, и Pr – от продольной реакции (силы тяги P_t или тормозной P_t сил), действующей в горизонтальной плоскости. Такую полуось называют *полуразгруженной*.

Полуось состоит из стержня, фланца для соединения с колесом и утолщенного конца для шлицевого соединения с полуосевой шестерней.

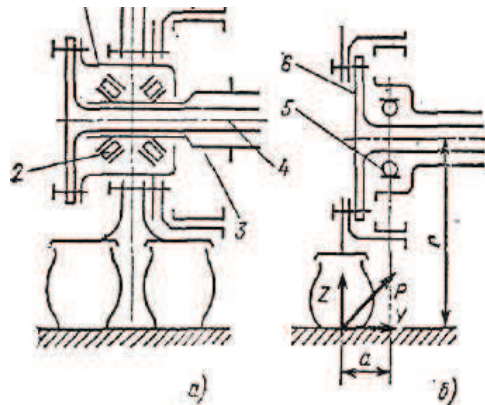


Рисунок 6.9 - Полуоси:

а – разгруженная; *б* – полуразгруженная

Ее изготавливают из сталей 30ХГСА, 35ХГСА, 40Х, 10ХНМА. Концевые участки формируют горячей высадкой на горизонтально-ковочной машине. Для повышения предела выносливости готовую полуось подвергают поверхностному упрочнению – накаткой роликами или дробеструйной обработкой.

Разгруженную полуось рассчитывают только на кручение. Ее минимальный диаметр $d_{\text{по}}$ определяют из условия прочности

$$\tau_k = \frac{M_p}{0,2 d_{\text{по}}^3} \leq 500 \div 600 \text{ МПа.}$$

При расчете полуразгруженной полуоси, опасным сечением которой является сечение под подшипником, рассматривают три расчетных случая нагружения: 1) при движении автомобиля с максимальной силой тяги P_{max} на ведущем колесе; 2) при заносе (движении с боковым скольжением); 3) при переезде колеса через препятствие (динамическое нагружение).

В первом случае на колесо действуют крутящий момент M_p и результирующая сила $\sqrt{Z^2 + P_{m\text{max}}^2}$, лежащая в плоскости, перпендикулярной полуоси и отстоящей от опасного сечения на расстоянии a . Напряженному состоянию полуоси соответствует условие прочности

$$\sigma = \frac{\sqrt{(Z^2 + P_{m\text{max}}^2) \cdot a - M_p^2}}{0,1 \cdot d_{\text{по}}^3} \leq 300 \div 400 \text{ МПа.} \quad (6.34)$$

В случае заноса боковая сила достигает максимального значения $Z \cdot \phi_{\text{max}}$ при $P_T = 0$, вследствие чего второму расчетному случаю соответствует условие прочности

$$\sigma_u = \frac{Z \cdot (a + r \cdot \phi_{\text{max}})}{0,1 \cdot d_{\text{по}}^3} \leq 600 \div 750 \text{ МПа.} \quad (6.35)$$

При предварительных расчетах можно принимать $\phi_{\text{max}} = 1$, а значение силы Z в соответствии со статическим распределением веса автомобиля.

В третьем расчетном случае рассматривают изгиб полуоси под воздействием только динамической вертикальной реакции Z_d , что соответствует условию прочности

$$\sigma_u = \frac{Z_d \cdot a}{0,1 \cdot d_{no}^3} = \frac{K_d \cdot G_a}{0,1 \cdot d_{no}^3} \leq 750 \text{ МПа}, \quad (6.36)$$

где G – вертикальная нагрузка на одно колесо, кН;

K_d – коэффициент динамичности (для легковых автомобилей $K_d = 1,5 \dots 1,75$; для грузовых $K_d = 1,8 \dots 2,0$)

6.5 Расчет сборочных единиц ходовой части

Ходовая часть является экипажной основой автомобиля. Она состоит из несущей системы, передней и задней осей, именуемых мостами, колес с шинами и подвески, соединяющей мосты с несущей системой (рамой или кузовом). Расчет производится в основном балки мостов, поворотного кулака, шкворня, рессор и подвески.

Расчет балки моста, поворотного кулака и шкворня производят для двух случаев нагружения моста: при торможении автомобиля с максимальным замедлением и при заносе. Расчетные схемы составляют с допущениями: считают геометрические оси цапф совпадающими, оси шкворней вертикальными, балку прямой (рисунок 6.10).

Во время торможения на передний мост действуют две группы сил. К первой группе относятся вертикальные нагрузки G' и G'' и толкающие усилия T и T'' , приложенные к площадкам крепления рессор, ко второй группе – нормальные Z' и Z'' и продольные $P'_{\tau 1}$ и P''_{τ} реакции дороги, приложенные к колесам. При упрощенных расчетах (где Z_1 - нормальная реакция) можно считать, что $Z' = Z'' = 0,5 Z_1$; $P'_{\tau 1} = P''_{\tau} = 0,5 \phi Z_1$ дороги на переднюю ось автомобиля, соответствующая статическому распределению силы тяжести автомобиля по осям.

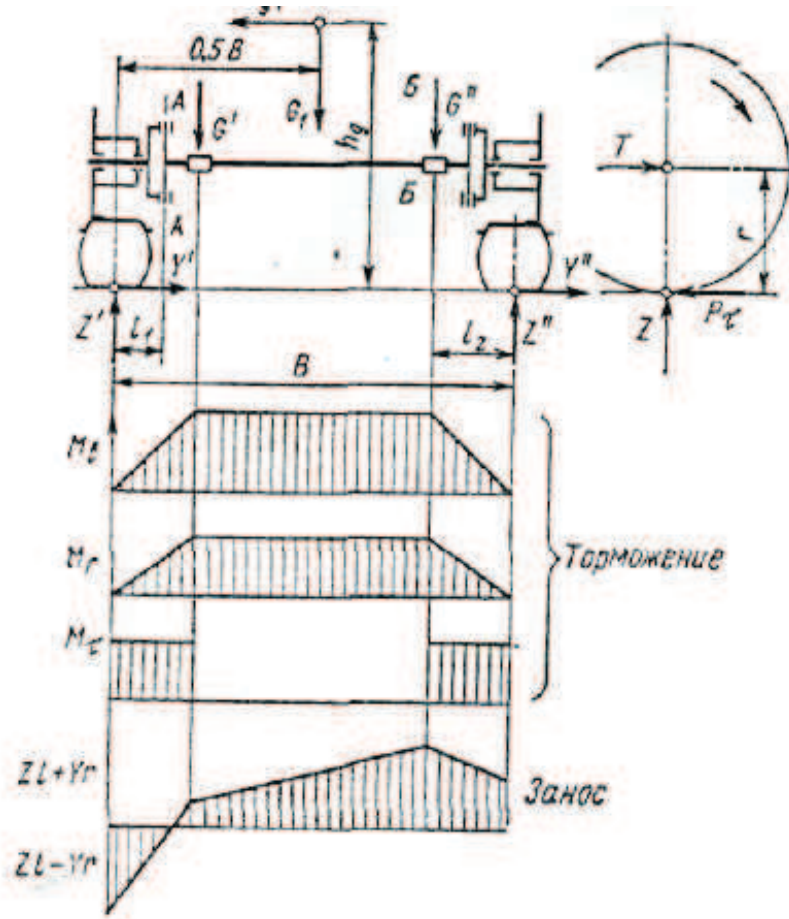


Рисунок 6.10 - Схема для расчета балки переднего моста и эпюры моментов

При заносе силы T и P_τ отсутствуют, но на переднюю ось через рессоры действует боковая сила P_{y1} , приложенная на высоте h_g центра тяжести автомобиля, а на колеса, помимо нормальных реакций, – боковые реакции Y' и Y'' , препятствующие скольжению автомобиля вбок.

Балка моста при торможении изгибается в вертикальной плоскости моментом M_B , в горизонтальной – моментом M_r , а участки моста от головок до площадок для крепления рессор скручиваются моментом M_τ . Эпюры этих моментов представлены на рисунке 6.10. Максимальные значения моментов

$$\begin{aligned} M_B &= 0,5 \cdot Z_1 \cdot l_2; \quad M_r = 0,5 \cdot \varphi \cdot Z_1 \cdot l_2; \\ M_\tau &= P_\tau \cdot r = 0,5 \cdot \varphi \cdot Z_1 \cdot l_2. \end{aligned} \quad (6.37)$$

Согласно эпюрам опасными при торможении являются сечения балки под площадками крепления рессор. Условия прочности этих сечений при изгибе и кручении следующие

$$\frac{M_{\sigma}}{W_{ув}} + \frac{M_{\tau}}{W_{из}} = 0,5 \cdot Z_1 \cdot l_2 \cdot \frac{W_{из} + \phi \cdot W_{ув}}{W_{ув} \cdot W_{из}} \leq 300 \text{ МПа}; \quad (6.38)$$

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_{\tau}}{W_{\kappa}} = \frac{0,5 \cdot Z_1 \cdot r}{W_{\kappa}} \leq 150 \text{ МПа}, \quad (6.39)$$

где $W_{ув}$, $W_{из}$ и W_{κ} – моменты сопротивления опасных сечений балки, соответственно, при изгибе в вертикальной и горизонтальной плоскостях и кручении (без учета наличия площадки крепления рессоры).

Во время заноса балка изгибается только в вертикальной плоскости под действием момента $Zl + Yr$. Согласно эпюре этих моментов (рисунок 6.10), при заносе возможным опасным сечением для той половины балки, в сторону которой действует сила P_{y1} , является сечение $A-A$ по шкворневому отверстию в головке, а для противоположной половины балки – сечение $B-B$ под площадкой крепления рессоры. Изгибающие моменты в этих сечениях

$$M_{HA} = Z' l_1 - Y' r = Z' (l_1 - \phi r) = (Z_1/2) [1 + (2\phi h_g/B)] (l_1 - \phi r), \quad (6.40)$$

$$M_{HB} = Z' l_2 + Y'' r = Z'' (l_2 + \phi r) = (Z_1/2) [1 + (2\phi h_g/B)] (l_2 + \phi r).$$

Из опыта эксплуатации автомобилей известно, что у поворотного кулака опасным является сечение $A-A$ (рисунок 6.11) в месте перехода цапфы 1 во фланец 2 крепления опорного диска тормоза. При торможении момент M_{τ} воспринимается этим диском, поэтому в сечении $A-A$ возникает только напряжение от изгиба

$$\sigma_{\sigma} = \frac{\sqrt{M_{\sigma}^2 + M_{\tau}^2}}{W_u} = \frac{Z_1 \cdot l_3 \cdot \sqrt{1 + \phi^2}}{2 \cdot 0,1 \cdot d_y^3} \leq 550 \text{ МПа}. \quad (6.41)$$

При заносе изгибающие моменты в опасных сечениях правого и левого поворотных кулаков различны. Их определяют по формулам (6.41), в которые вместо l_1 и l_2 подставляют l_3 .

Шкворень нагружен по концам силами, возникающими при взаимодействии с поворотным кулаком (рисунок 6.11, б и в). При торможении момент Zl_1 нормальной реакции дороги уравнивается моментом пары сил Q_z , действующих на кулак со стороны шкворня, т.е.

$$Q_z = Z \cdot \frac{l_1}{h_2} = 0,5 \cdot Z_1 \cdot \frac{l_1}{h_2}. \quad (6.42)$$

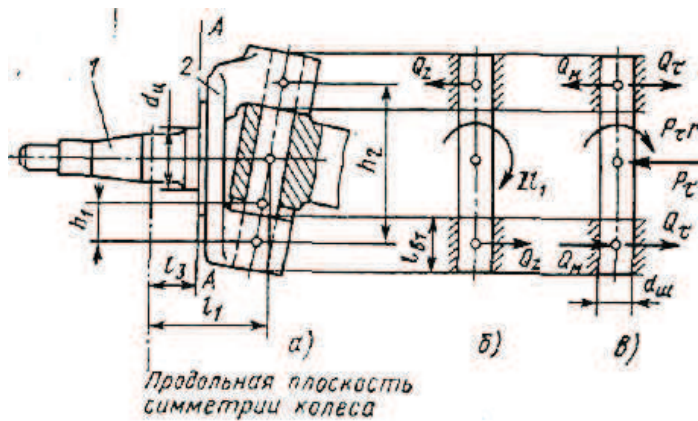


Рисунок 6.11 - Схемы для расчета поворотного кулака и шкворня: а – расчетная; б и в – сил, действующих на шкворень, соответственно, в поперечной и продольной плоскостях автомобиля

Тормозная сила P_t , приведенная к оси цапфы поворотного кулака, уравнивается силами Q_t , действующими на кулак со стороны шкворня, а момент $P_t r$ – действием пары сил Q_m . Исходя из этого

$$Q_t = \frac{P_t}{2} = 0,5 \cdot \frac{\phi \cdot Z_1}{2}; \quad Q_t = 0,5 \cdot \frac{\phi \cdot Z_1 \cdot r}{h_2}. \quad (6.43)$$

Из рисунка 6.11, б и в следует, что наиболее нагружен при торможении нижний конец шкворня, на который действует результирующая сила

$$Q_{\text{торм}} = \sqrt{Q_z^2 + (Q_t + Q_m)^2}. \quad (6.44)$$

При повороте и заносе силы и моменты действуют только в поперечной плоскости. Условия равновесия правого и левого поворотных кулаков различны

$$Q_{зан}^I = \frac{Z' \cdot l_1 - Y' \cdot r}{h_2}; \quad Q_{зан}^{II} = \frac{Z' \cdot l_1 + Y'' \cdot r}{h_2}. \quad (6.45)$$

Шкворень рассчитывают на изгиб и срез в сечении, совпадающем с нижним торцом головки балки моста, а втулку шкворня – на смятие. За расчетное значение берут наибольшую из нагрузок ($Q_{торм}$ или $Q_{зан}$). Условия прочности следующие

$$\sigma_u = \frac{Q_p \cdot h_1}{0,1 \cdot d_{ш}^3} \leq 500 \text{ МПа}; \quad \tau_{ср} = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_{ш}^2} \leq 100 \text{ МПа}; \quad (6.46)$$

$$\sigma_{см} = \frac{Q_p}{l_{см} \cdot d_{ш}} \leq 50 \text{ МПа}. \quad (6.47)$$

Расчет рессорной подвески. Его можно разделить на три части:

- 1) построение желаемой упругой характеристики подвески;
- 2) расчет рессоры;
- 3) расчет деталей крепления рессоры к несущей системе автомобиля. Ниже дается описание первых двух частей расчета.

Построение упругой характеристики рессорной подвески производят с упрощениями: пренебрегают трением в подвеске и действием неподдресоренных масс; считают упругую характеристику рессоры прямолинейной; исходят из того, что на колесо действует только нормальная реакция дороги Z ; сила, деформирующая рессору, равна реакции Z , а прогиб рессоры равен ходу колеса.

Определяют статическое значение нормальной реакции для ненагруженного автомобиля Z'_c . Задаются желаемой частотой собственных колебаний подрессоренных масс, определяют статический ход колеса h'_c , обеспечивающий необходимую плавность хода ненагруженного автомобиля. Откладывая полученные

значения Z'_c и h'_c (рисунок 6.12, а), проводят прямую ОА, представляющую собой ориентировочную упругую характеристику проектируемой подвески.

Определяют нормальную статическую реакцию на колесо при полной нагрузке на автомобиль Z''_c и находят по графику соответствующий ей ход h''_c колеса.

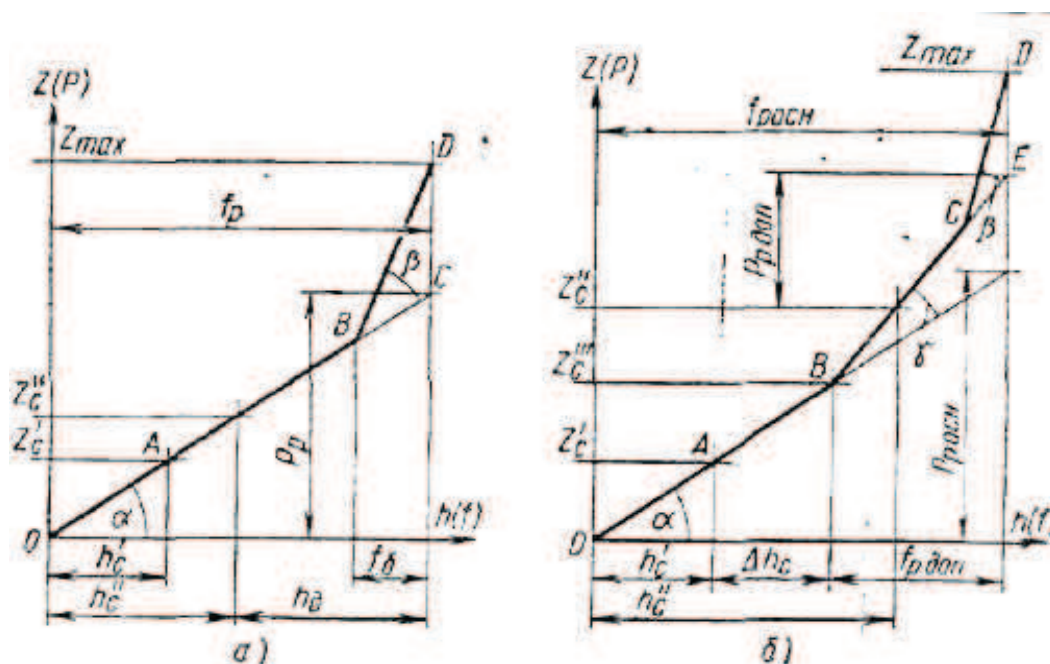


Рисунок 6.12 - Упругие характеристики зависимой рессорной подвески: а – одинарная рессора; б – двойная рессора

При нагрузке Z_{max} и линейной характеристике рессоры динамический ход колеса получается неприемлемо большим. Для его ограничения устанавливают деформируемый резиновый буфер. Это позволяет задаться величиной динамического хода. Для легковых автомобилей принимают $h_d = 0,5 h_c$; для автобусов $h_d = 0,75 h_c$; для грузовых автомобилей $h_d = 1,0 h_c$. Откладывая значения Z_{max} и h_d на графике, находят точки D и C характеристики (рисунок 6.12).

Высокие динамические возможности подвески реализуются сравнительно редко, поэтому допускается значительное увеличение жесткости в конце хода сжатия. Учитывая это, задают деформацию буфера в пределах $f_6 = (0,35...0,40) h_d$. Отложив значение f_6 на графике, находят точку В (рисунок 6.12), соответствующую динамическому ходу, при котором вступает в действие

буфер. Соединив точки В и D, получают желаемую упругую характеристику OBD проектируемой подвески. По ней определяют расчетные нагрузку P_p и деформацию f_0 для рессоры, а также необходимую жесткость буфера $c_0 = \tan \beta$.

Нагрузки, действующие на заднюю подвеску ненагруженного и нагруженного грузового автомобиля, различаются значительно, вследствие чего для нагруженного автомобиля статический прогиб получается неприемлемо большим. Это и вызывает необходимость применения дополнительной рессоры. Принимают, что дополнительная рессора включается в работу при нагрузке

$$Z_c'' = Z_c' + \frac{G_2'' - G_2'}{4}, \quad (6.48)$$

где G_2'' и G_2' – часть веса, соответственно, нагруженного и ненагруженного автомобиля, приходящаяся на задний мост.

На ориентировочной упругой характеристике (рисунок 6.12, б) отмечают точку В с ординатой Z_c''' , соответствующую началу вступления в действие дополнительной рессоры.

Установлено, что жесткости дополнительной $c_{доп}$ и основной $c_{осн} = \tan \alpha$ рессор должны быть связаны зависимостью

$$c_{доп} \leq c_{осн} \cdot \frac{\Delta h_c}{h_c'}, \quad (6.49)$$

исходя из которой и строят участок характеристики, на котором обе рессоры должны работать совместно. Для этого через точку В проводят линию ВЕ, пересекающую линию ОВ под углом $\gamma = \arctg c_{доп}$, из построенного графика находят ход h_c'' колеса при полной нагрузке на колесо и проверяют, достигается ли необходимая плавность хода.

Последний участок характеристики, когда вступает в действие резиновый буфер, строят так же, как для передней рессоры.

Расчет рессоры производят только на изгиб по приближенным формулам, проверяя, выполняется ли условие необходимой упругости рессоры

$$f = 4 \cdot \delta \cdot P_p \cdot \frac{(l')^4}{E \cdot l \cdot b \cdot i \cdot s^3} = f_p \quad (6.50)$$

и условие прочности рессоры

$$\sigma_u = 6 \cdot P_p \frac{(l')^2}{l \cdot b \cdot i \cdot s^2} \leq 850 \dots 900 \text{ МПа}, \quad (6.51)$$

где δ – коэффициент деформации, учитывающий отклонение формы рессоры от балки равного сопротивления; $\delta = 1,25 \dots 1,45$ (меньшие значения соответствуют рессорам с несколькими листами одинаковой длины);

P_p и f_p – расчетная нагрузка (в МПа) и деформация, которые определяют по упругой характеристике;

l' – приведенная длина рессоры; $l' = \sqrt{l_1 \cdot l_2}$;

E – модуль упругости первого рода; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

l – длина рессоры, м;

b и s – ширина и толщина листа, м;

i – число листов.

Длину рессоры выбирают в пределах $l = (0,30 \dots 0,35) \cdot L$,

где L – база автомобиля, м.

Размеры l_1 и l_2 (рисунок 6.13) устанавливают при предварительной компоновке подвески. Затем определяют совместным решением уравнений (6.51) и (6.52) толщину листа, а по формуле (6.52) – ширину листа. Полученные значения s и b уточняют по сортаменту проката рессорных сталей. Число листов задают в пределах 6...14.

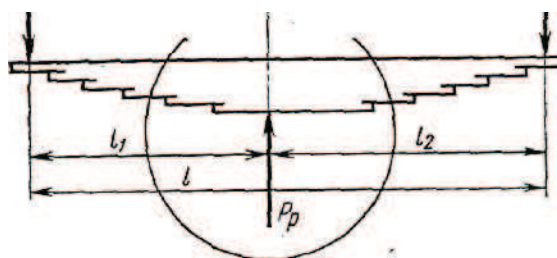


Рисунок 6.13 - Расчетная схема рессоры

Расчет рычажно-пружинной трапецевидной подвески.

Желаемую упругую характеристику независимой подвески строят графоаналитическим способом. Исходя из компоновки и анализа выполненных конструкций, задают кинематическую схему направляющего устройства (рисунок 6.14). В масштабе строят ряд положений рычагов со стойкой, указывают соответствующие им положения центров опорной площадки пружины (точки B_1, B_2, B_3, B_4) и колеса (точки O_1, O_2, O_3, O_4). Потом определяют вертикальные деформации пружины Δf_i и перемещения Δh_i колеса, соответствующие каждому положению рычагов, и по этим данным строят график зависимости $h = f(f)$ – кинематическую характеристику подвески.

Затем, пренебрегая трением в подвеске и массой колеса, из условия равенства приращения потенциальной энергии пружины, которая деформируется силой P на величину Δf_i , работе, совершаемой силой Z при подъеме колеса на высоту Δh_i ,

$$(P_{i-1} + P_i) \cdot \frac{\Delta f_i}{2} = (Z_{i-1} + Z_i) \cdot \frac{\Delta h_i}{2} \quad (6.52)$$

находят зависимость, связывающую силы Z и P

$$Z_i = (P_{i-1} + P_i) \cdot \frac{\Delta f_i}{\Delta h_i} - Z_{i-1}. \quad (6.53)$$

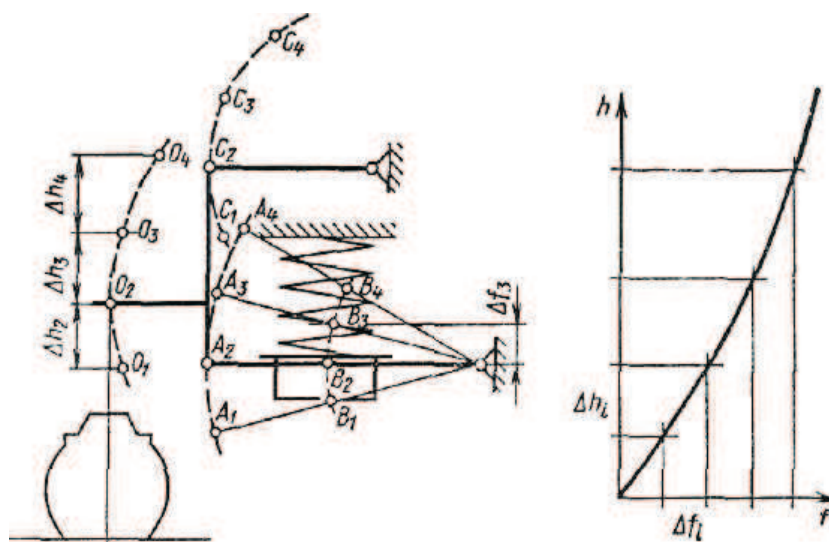


Рисунок 6.14 - Кинематическая схема и характеристика рычажно-пружинной трапецевидной подвески

По аналогии с существующими конструкциями задаются упругими характеристиками пружины подвески. Используя их, кинематическую характеристику подвески, а также формулу (6.51), строят несколько кривых $h = \varphi(Z)$. Отложив по оси ординат заданные значения Z'_c и Z''_c статической нормальной реакции на колесо для ненагруженного и нагруженного автомобилей, выбирают кривую, которая обеспечивает перемещение в пределах $h'_c - h''_c$, отвечающих требованиям плавности хода. Ее и принимают за желаемую ориентировочную упругую характеристику. Затем задаются значениями K_d , h_d и h_b и достраивают характеристику так же, как и в случае построения упругой характеристики.

Расчет пружины производят аналогично расчету пружины сцепления. Необходимые расчетные нагрузки на пружину и ее деформации определяют из построенной упругой характеристики подвески с учетом ее кинематической и упругой характеристики пружины. Допускаемое напряжение кручения берут в пределах 600...700 МПа.

7. КОНСТРУКТОРСКАЯ РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМОВ ШАССИ

Этап конструкторской разработки механизмов шасси осуществляется только в курсовом проекте и заключается в выполнении чертежей сборочной единицы шасси по согласованию с руководителем проекта.

Вначале производится компоновка модернизируемой сборочной единицы. Основные положения компоновки и их взаимосвязь описывается в расчетно-пояснительной записке.

Выполненная на миллиметровке предварительная компоновка предъявляется руководителю проекта для согласования.

Окончательная конструкторская разработка всех элементов сборочной единицы выполняется в карандаше или в компьютерном варианте на листе чертежей бумаги формата А1 с соблюдением ГОСТов и СТП ВГСХА. Необходимость разрезов и сечений обосновывается в тексте пояснительной записки.

При конструкторской разработке необходимо обеспечить:

- технологическую возможность изготовления детали;
- доступность к деталям, контролируемым и регулируемым в процессе эксплуатации;
- возможность и последовательность сборки и разборки, центровки и фиксации деталей;
- обеспечение смазки трущихся поверхностей.

Все принятые решения обосновываются в тексте расчетно-пояснительной записки. Делаются ссылки на подобное выполнение данной конструкции.

После устранения замечаний производится окончательное оформление листов.

8. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Документация курсового проекта должна включать в себя пояснительную записку объемом 30...40 страниц текста формата А4, выполненную рукописным или компьютерным способом, и графическую часть - 3 листа формата А 1. Объем курсовой работы - 25...35 страниц и 2 листа соответственно. Оформление документации проекта должно соответствовать требованиям СТП ВГСХА.

Необходимые разделы пояснительной записки:

1. Титульный лист.
2. Задание на курсовое проектирование.
3. Содержание (оглавление).
4. Введение – 1...2 стр.
5. Теоретическое обоснование темы – 3...5 стр.
6. Тягово-тормозной паспорт автомобиля – 3...5 стр.
7. Анализ динамических процессов автомобиля – 6...8 стр.
9. Анализ рабочего процесса, расчет и конструкторская разработка механизма или системы шасси автомобиля – 5...7 стр.
10. Выводы – 1...2 стр.
11. Список использованной литературы – 10...15 наименований.
12. Приложения (спецификации и т.п.).

Содержание листов графической части

1. Тягово-тормозной паспорт автомобиля.
2. Анализ динамических процессов автомобиля (графики разгона, завершеного обгона, замедления, времени и пути экстренного торможения).
3. Сборочный чертеж конструктивной разработки - только для курсового проекта (**очное обучение**).

9. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Выполненный курсовой проект или курсовая работа представляются студентом руководителю в установленные сроки для проверки, рецензирования и решения о допуске к защите. Проверенный проект или работа возвращаются студенту для доработки и подготовки к защите.

Курсовой проект, выполненный небрежно, не в полном объеме или при значительном (до 25%) использовании материалов других курсовых проектов, к защите не допускается!

Студент защищает курсовой проект перед комиссией, состоящей из преподавателей кафедры. Защита курсовой работы осуществляется только перед руководителем. При защите студент должен:

1. Сообщить цель, задачи и ход выполнения курсового проекта или курсовой работы.
2. Коротко доложить основные динамические показатели автомобиля, полученные в результате расчета, и подтвердить это на графиках. Отметить особенности конструктивной разработки.
3. Убедительно обосновать правоту принятых решений и соответствие их полученному заданию.
4. Дать четкие ответы на заданные вопросы, касающиеся оценки основных эксплуатационных свойств автомобиля по результатам расчетов.
5. Сделать выводы по итогам выполнения курсового проекта (курсовой работы).
6. После защиты проекта чертежи и пояснительная записка с пометкой комиссии об оценке сдаются на кафедру.

ЛИТЕРАТУРА

1. Федеральный закон от 10 декабря 1995 г. № 196-ФЗ «О безопасности дорожного движения».
2. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: Учебник для вузов.– М.: Транспорт, 1989.– 255 с.: ил.
3. Афанасьев Л.Л. и др. Конструктивная безопасность автомобиля: Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Организация дорожного движения»/ Л.Л. Афанасьев, А.Б. Дьяков, В.А. Иларионов.– М.: Машиностроение, 1983.– 212 с.: ил.
4. ГОСТ 27.002–89 «Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения».
5. Цыганков Э.С. Высшая школа водительского мастерства: Учеб. для студентов вузов.– М.: ИКЦ «Академкнига», 2002.– 358 с.: ил.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.: ил.
7. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. – Омск: САДИ, 1973. - 224 с.
8. Конструкционные материалы: Справочник /Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др.; под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. – М.: Машиностроение, 1990. – 668 с.: ил.
9. Марочник статей и сплавов / В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вятин и др.; под общ. ред. В.Г. Сорокина.–М.: Машиностроение, 1989.– 640 с.
10. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и механика машин. –М.: Высшая школа, 1998. – 496 с.
11. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник /А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, Г.Ф. Бутусов и др; под общей редакцией А.И. Гришкевича. - М.: Машиностроение, 1984. - 272 с.

Приложения

Приложение А

Таблица А.1 - Показатели внешней скоростной характеристики двигателей автомобилей

Модель автомобиля	Модель двигателя	Показатели двигателя				
		$N_{e, \max}$, кВт	n_N , мин ⁻¹	$M_{e, \max}$, кН·м	n_M , мин ⁻¹	$\frac{g_{e, N}}{\Gamma}$, кВт·ч
ВАЗ – 21103	2112	67	5800	0,130	3700	300
УАЗ – 31152	УМЗ-4178	66	4000	0,172	2400	305
ГАЗ – 3110	ЗМЗ – 402	73,5	4500	0,182	2500	305
ПАЗ – 3205	Д – 245.12	80	2400	0,376	1400	250
МАРЗ– 52661	ЯМЗ – 236	133	2100	0,666	1500	255
ГАЗ – 3302 «Газель»	ЗМЗ– 4026.10	73,5	4500	0,181	2500	305
ЗиЛ– 5301 АО «Бычок»	Д – 245.12	80	2400	0,376	1400	250
ГАЗ–САЗ-3507	ЗМЗ – 53	88,5	3200	0,284	2000	305
ЗиЛ – 4314.10	ЗиЛ – 130	105	3000	0,401	1750	305
КамАЗ – 55102	КамАЗ – 740	154	2600	0,652	1400	245

Таблица А.2 - Краткая техническая характеристика грузовых автомобилей

Показатели	ГАЗ-33021 «Газель»	ЗиЛ-5301 АО «Бычок»	ГАЗ-САЗ-3507	ЗиЛ-4314.10	КамАЗ-55102	
Грузоподъемность, т	1,65	3,0	3,55	6	7	
Собственная масса, т	1,26	3,73	3,70	4,30	8,48	
Масса буксируемого прицепа, т	-	2,5	3,5	11,5	14,0	
Колесная формула	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	6 x 4	
Максимальная скорость, км/ч	115	95	90	95	80...100	
Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости 60 км/ч	11	12	19,6	18,5	24,4	
Размерность шин	175 R 16C	235/75 R 16C	240-R 508	260-R 508	260-R 508	
Объем кузова, м ³	2,4	4,1	5,0	5,9	7,9 и 15,7	
Коэффициент нормальной загрузки ведущих колес автомобиля:						
порожнего λ_0	0,51	0,48	0,59	0,51	0,59	
груженого λ_q	0,70	0,67	0,75	0,75	0,72	
Передаточные числа трансмиссии на передачах:					Н	В
первой	20,76	21,11	44,30	48	46,5	37,8
второй	12,00	11,65	21,05	26,40	24,0	19,5
третьей	7,15	6,48	11,69	14,80	14,8	12,1
четвертой	5,13	4,17	6,83	9,50	9,10	7,4
пятой	4,35	3,27	-	6,45	5,9	4,8
Радиус качения ведущих колес без скольжения r_k , м	0,33	0,34	0,47	0,48	0,48	

Таблица А.3 - Краткая техническая характеристика легковых автомобилей и автобусов

Показатели	ВАЗ-2110	УАЗ-3151	ГАЗ-3110	ПАЗ-3205	МАРЗ-52661
Снаряженная масса, кг	980	1650	1450	4720	11500
Полная масса, кг	1400	2050	1850	7705	18500
Пассажировместимость	5	5	5	25+16	32
Передаточные числа трансмиссии на передаче:					
первой		4,12	3,5	6,55	5,22
второй		2,64	2,36	3,09	2,90
третьей		1,58	1,45	1,71	1,52
четвертой		1,0	1,0	1,00	1,00
пятой		-	-		0,71
гл. передачи				6,17	5,44
Колесная формула	2x4	4x4	4x2	4x2	4x2
Максимальная скорость, км/ч	175	115	152	95	120
Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости 90 км/ч	5,0	16,2	9,3	-	-
при 60 км/ч	-	-	-	25,4	45,5
Размеры шин	175/70R13	215R380	185R355	8,25R20 (240R508)	295/80R 22,5
Тип кузова	седан				

Таблица А.4 - Значения коэффициента эффективности торможения K_k
(данные ВНИИСЭ)

Типы автомобилей	Категория	Без нагрузки при ϕ				С нагрузкой 50% при ϕ				С полной нагрузкой при ϕ			
		0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,6	0,5
Однорочные и автопоезда	M ₁	1,28	1,12	1,00	1,00	1,40	1,22	1,05	1,00	1,50	1,32	1,13	1,00
	M ₂	1,42	1,24	1,07	1,00	1,56	1,37	1,17	1,00	1,74	1,52	1,30	1,09
	M ₃	1,56	1,37	1,17	1,00	1,66	1,46	1,25	1,04	1,74	1,52	1,30	1,09
Однорочные	1	1,45	1,27	1,09	1,00	1,66	1,46	1,25	1,04	1,96	1,71	1,47	1,22
	2	1,37	1,20	1,03	1,00	1,63	1,43	1,22	1,02	1,96	1,71	1,47	1,22
	3	1,28	1,12	1,00	1,00	1,56	1,37	1,17	1,00	1,96	1,71	1,47	1,22
Поезда с тягачами	1	1,66	1,46	1,25	1,04	1,82	1,59	1,36	1,14	1,96	1,71	1,47	1,22
	2	1,60	1,40	1,20	1,00	1,78	1,56	1,33	1,11	1,96	1,71	1,47	1,22
	3	1,56	1,37	1,17	1,00	1,74	1,52	1,30	1,09	1,96	1,71	1,47	1,22

При $\phi < 0,4$ $K_s = 1,00$ для всех типов и категорий автомобилей.

Таблица А.5 - Значения коэффициента сцепления (данные Г.А. Смирнова)

Опорная поверхность		Коэффициент сцепления для шин		
Наименование	Состояние	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное покрытие	сухое	0,50...0,70	0,70...0,80	0,70...0,80
	мокрое	0,35...0,45	0,45...0,55	0,50...0,60
	покрытое грязью	0,25...0,45	0,25...0,40	0,25...0,40
Щебеночное покрытие	сухое	0,50...0,60	0,60...0,70	0,60...0,70
	мокрое	0,30...0,40	0,40...0,50	0,40...0,55
Грунтовая дорога	сухая	0,40...0,50	0,50...0,60	0,50...0,60
	после дождя	0,20...0,40	0,30...0,45	0,35...0,50
	в период распутицы	0,15...0,25	0,15...0,25	0,20...0,30
Песчаный грунт	сухое	0,20...0,30	0,22...0,40	0,20...0,30
	влажное	0,35...0,40	0,40...0,50	0,40...0,50
Суглинистый грунт	сухое	0,40...0,50	0,45...0,55	0,40...0,50
	в текучем состоянии	0,15...0,20	0,15...0,25	0,15...0,25
Снег	рыхлое	0,20...0,30	0,20...0,40	0,20...0,40
	укатанное	0,15...0,20	0,20...0,25	0,30...0,50
Обледенелая дорога, лед	-	0,08...0,15	0,10...0,20	0,05...0,10

Таблица А.6 - Значения коэффициента сцепления шин
автомобильных колес (данные ВНИИ судебных экспертиз)

Вид и состояние дорожного покрытия	ϕ
Асфальтобетонное, цементобетонное:	
сухое	0,7...0,8
мокрое	0,4...0,5
Щебенчатое:	
сухое	0,6...0,7
мокрое	0,3...0,5
Грунтовая дорога:	
сухая	0,5...0,6
мокрая	0,2...0,4
Дорога, покрытая укатанным снегом	0,2...0,3
Обледенелая дорога	0,1...0,2

Таблица А.7 - Значения коэффициента сопротивления качению
(данные Б.В. Боровского)

Тип дороги	f
Цементобетонное и асфальтобетонное покрытие:	
- в отличном состоянии	0,012...0,018
- в удовлетворительном состоянии	0,018...0,020
Щебенчатое или гравийное шоссе:	
- обработанное вяжущими органическими материалами	0,020...0,025
- без обработки	0,030...0,040
Грунтовые и гравийные дороги, сухие:	
- с незначительной колеиностью	0,030
- со значительной колеиностью	0,060
Грунтовые дороги:	
- после дождя	0,050...0,150
- размокшие с глубокопрорезаемой колеей	0,100...0,250
Суглинистая или глинистая целина:	
- сухая	0,040...0,060
- в пластичном состоянии	0,100...0,200
- в текучем состоянии	0,200...0,300
Песок:	
- влажный	0,080...0,150
- сухой (сыпучий)	0,150...0,300
Снежные дороги:	
- расчищенные и укатанные	0,030...0,050
- не расчищенные	до 0,100
Лед обледенелая дорога	0,018...0,030

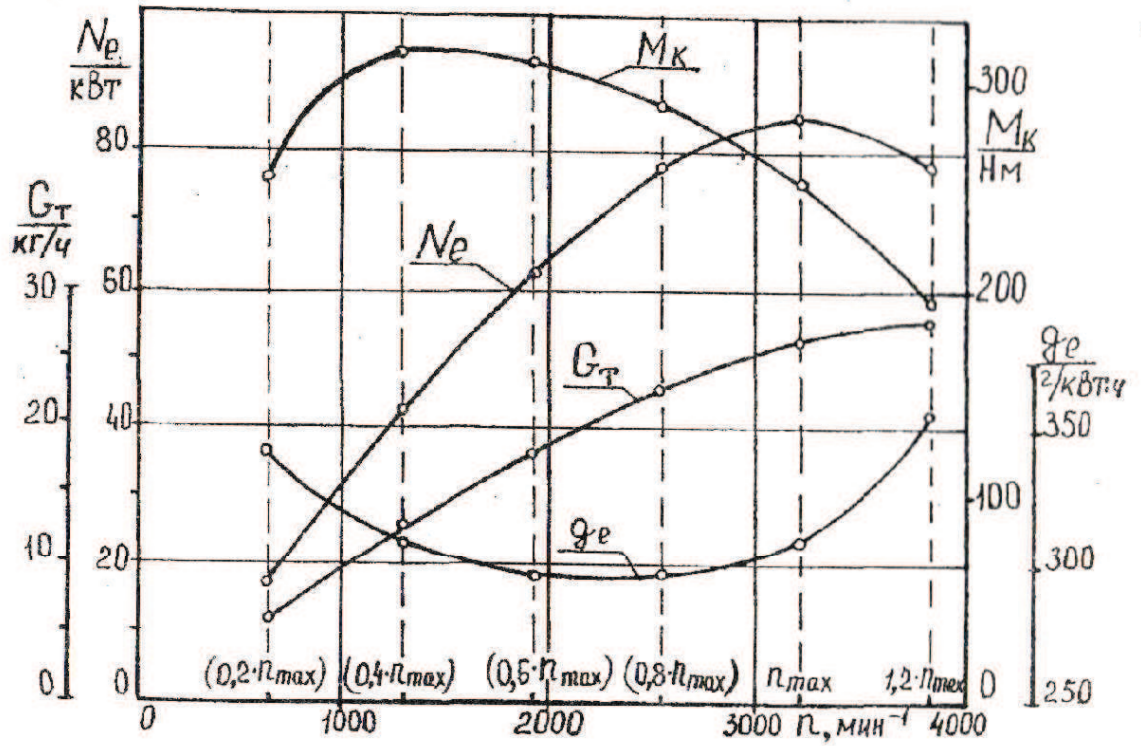


Рисунок А.1 - Скоростная внешняя характеристика бензинового двигателя

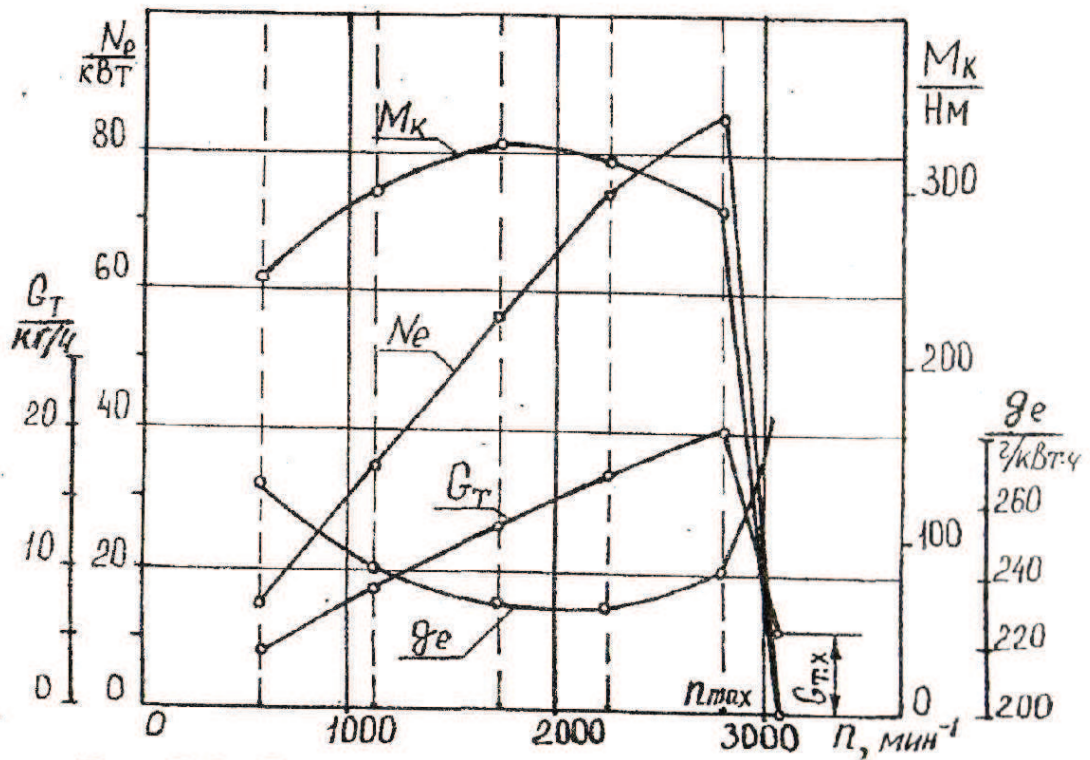


Рисунок А.2 - Скоростная регуляторная характеристика дизеля

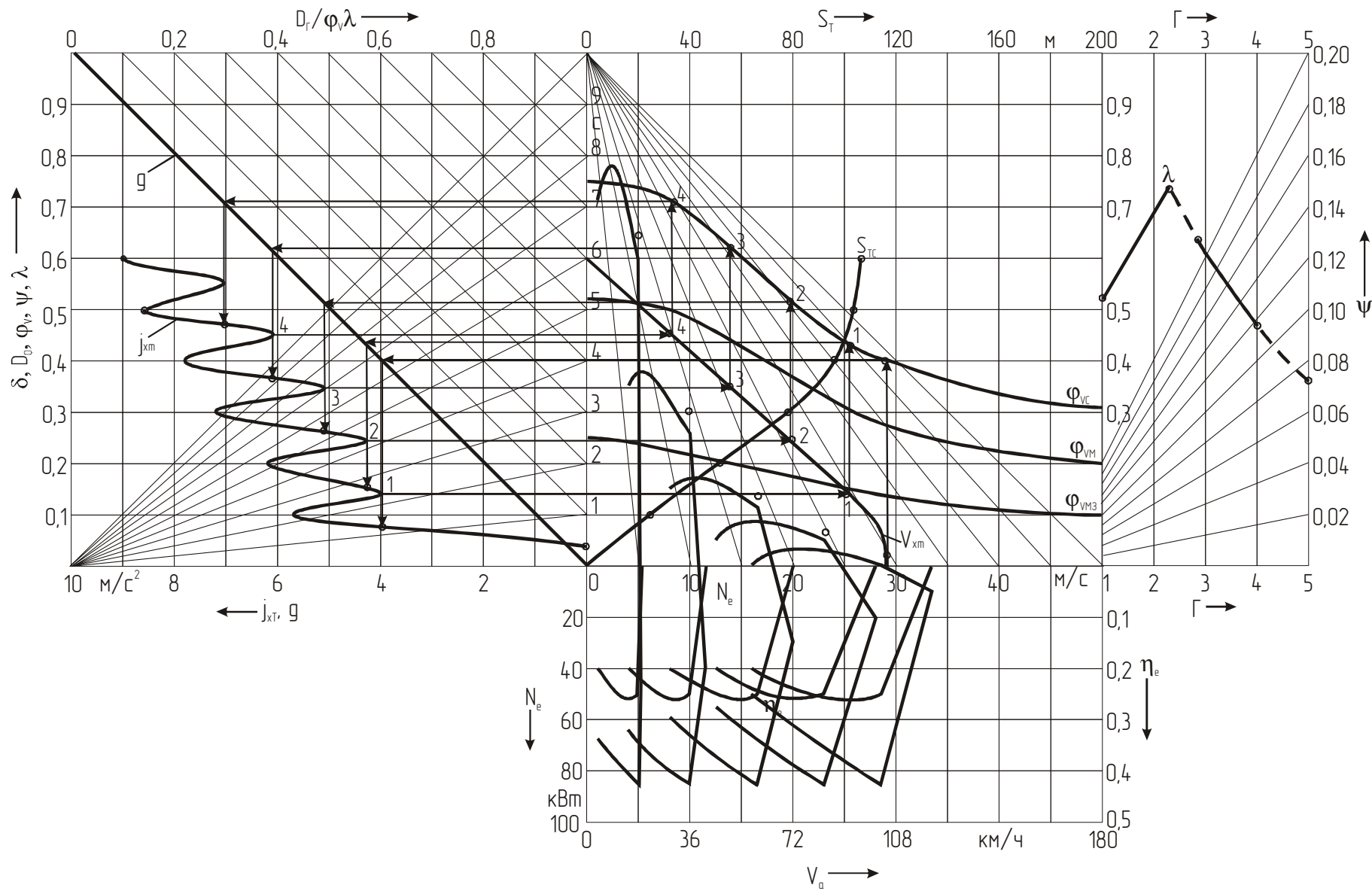
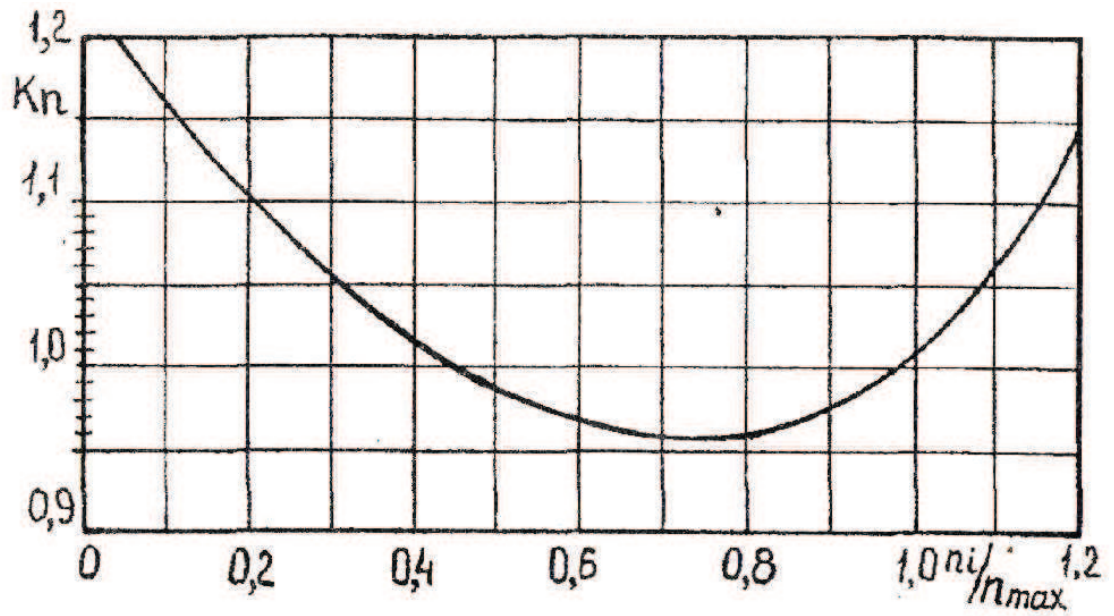


Рисунок А.3 - Тягово-тормозной паспорт автомобиля

а



б

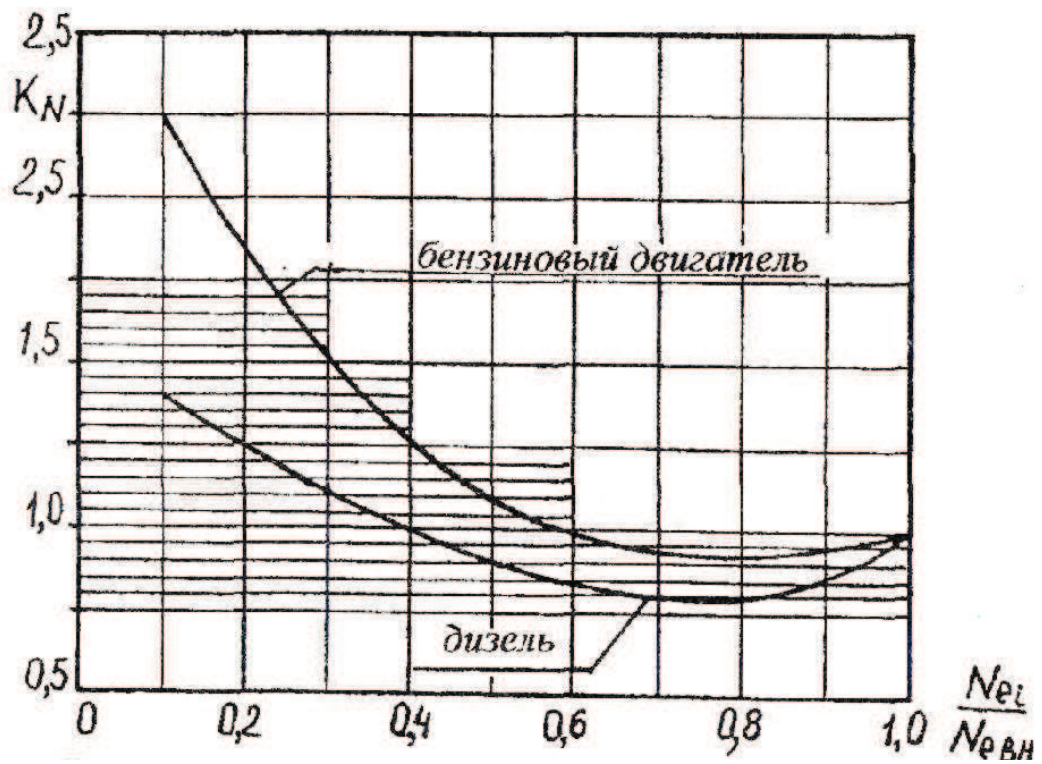


Рисунок А.4 - Графические зависимости для выбора коэффициентов k_n и k_N

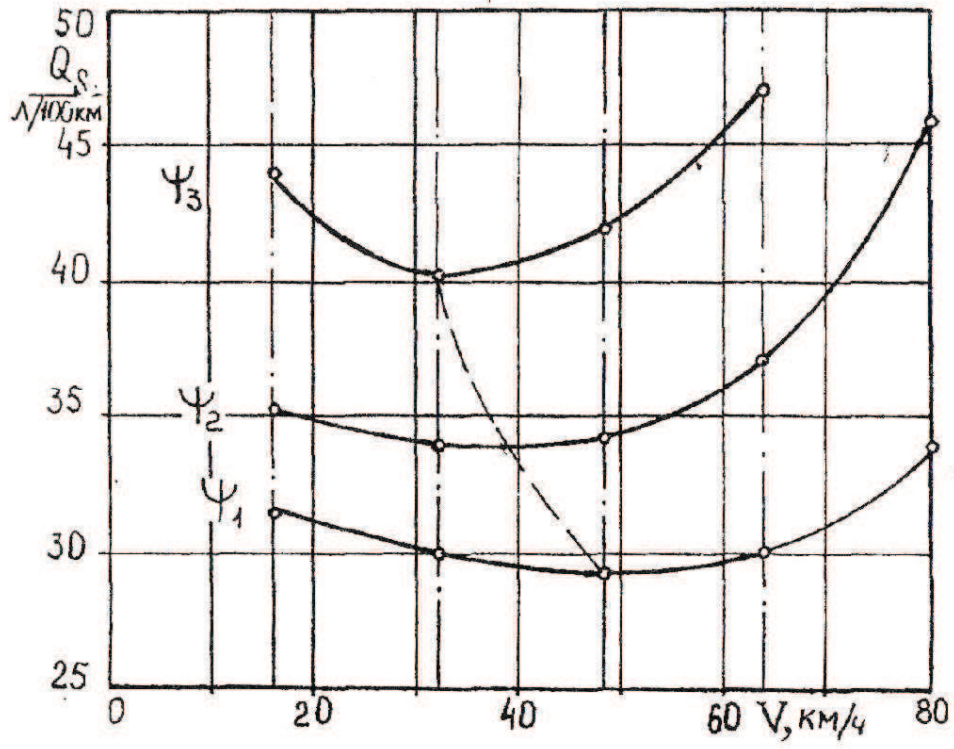


Рисунок А.5 - Экономическая характеристика автомобиля

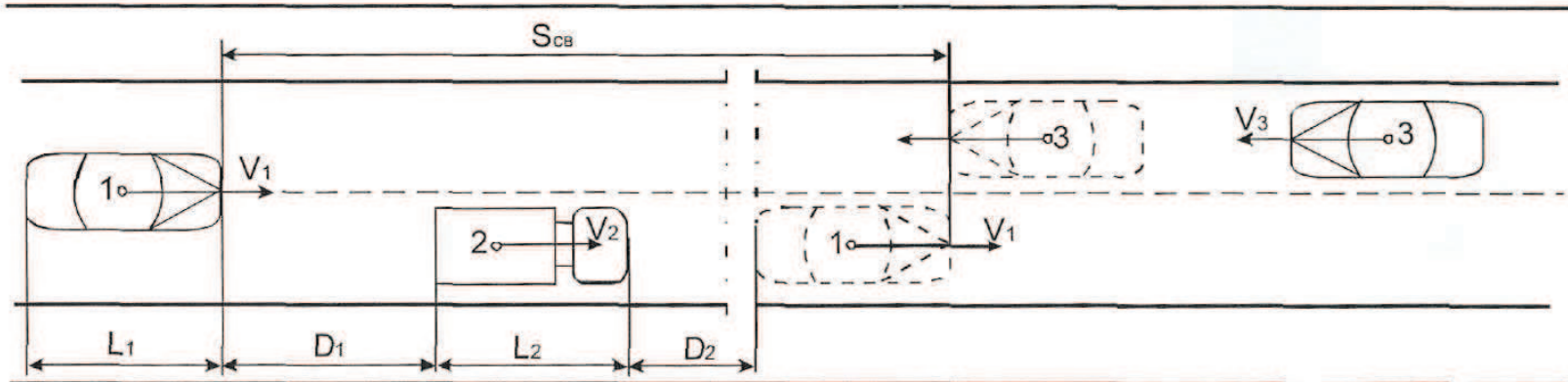
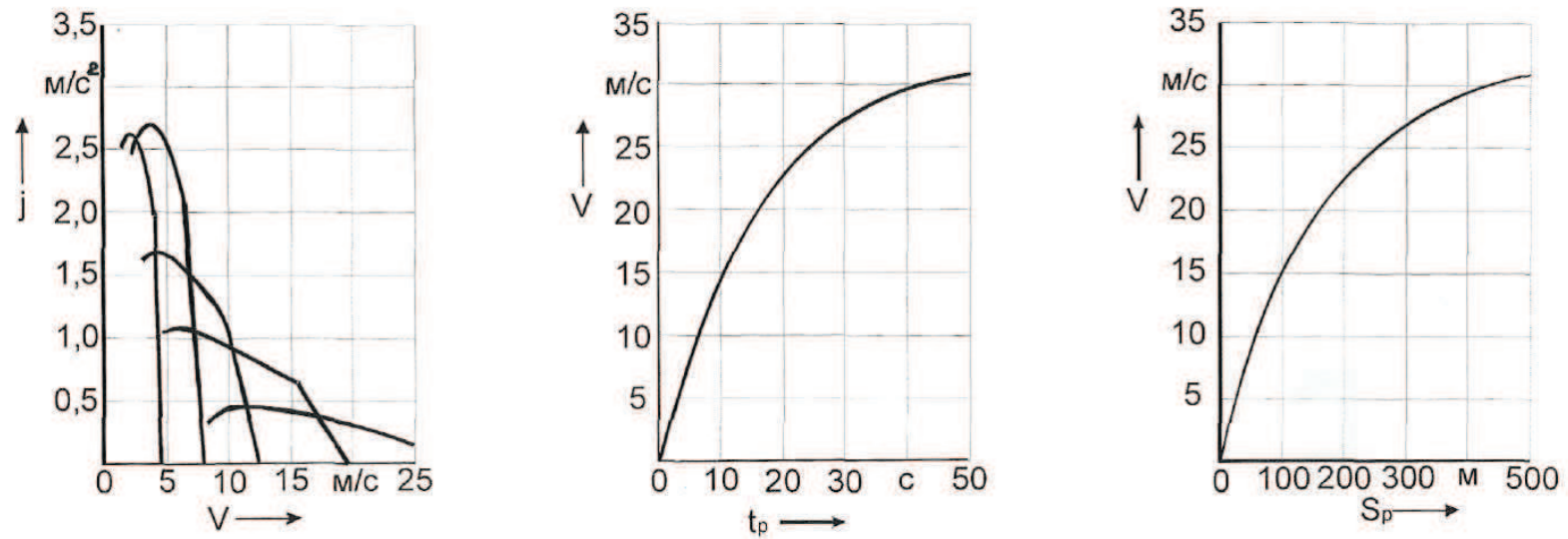


Рисунок А.6 - Анализ динамических процессов автомобиля

Приложение Б

Таблица Б.1 - Основные параметры сцеплений

Размеры накладок, мм			Момент двигателя, Н·м, не более	Частота вращения, мин ⁻¹ , не более
D	d	δ		
180	100, 120, 125	2,5; 3,0;	88	8000
200	120, 130, 140	3,5;	142	8000
215	140, 150, 160,	4,0; 4,5	186	8000
240	160, 180		235	7000
250	155, 180		201	5000
280	165, 180, 200		255	4500
300	165, 175, 200	3,5; 4,0;	353	4500
325	185, 200, 220	4,5;	372	4500
325	230	6,0		
340	185, 195, 210		402 (465)*	4000
350	195, 200, 210	4,0; 4,5;	441 (800)	4000
350	240, 290	4,7;		
380	200, 220, 230	5,0; 6,0	490 (930)	3500
400	220, 240, 280		685 (1080)	3000
420	220, 240, 280	4,0; 4,5; 5,0; 6,0	1080 (1420)	3000

*В скобках приведены данные для двухдискового сцепления

Таблица Б.2 - Основные параметры и размеры фрикционных накладок

Размеры накладок, мм			Давление q, МПа	Тип и шифр мате- риала	Материал контроля	Температура, °С, не более	
D	d	δ				дли- тель- ная	кратко- вре- менная
180	124	4,0	0,14...0,25	3...11	СЧ 15	200	300
180	124	4,0	0,14...0,25	3...12	СЧ 15	200	350
190	130	3,5	0,14...0,25	3...12	СЧ 20	200	350
190	130	3,5	0,14...0,25	5...65	СЧ 20	200	300
200	142	3,3	0,14...0,25	5...62	СЧ 20	200	300
225	150	3,5	0,14...0,25	3...11	СЧ 25	200	300
254	150	3,5	0,15	3...11	СЧ 25	200	300
280	164	3,5	0,14...0,25	3...11	СЧ 25	200	300
300	164	4,0	0,14...0,25	1...22	СЧ 25	200	350
300	164	4,0	0,14...0,25	3...11	СЧ 25	200	300
342	186	4,0	0,14...0,25	1...17	СЧ 25	200	350
340	186	4,0	0,14...0,25	1...17	СЧ 25	200	350
350	200	4,5	0,14...0,30	1...82	СЧ 25	200	350
350	200	4,7	0,14...0,30	1...82	СЧ 25	200	350
400	220	4,0	0,14...0,30	1...22	СЧ 20	200	350

Примечания: 1) типы накладок: 1 - формованные; 3 - тканые; 5 - спирально-навитые; 2) показатели материала накладок приведены в таблице Б.3.

Таблица Б.3 - Показатели материала накладок автомобильных сцеплений
(ГОСТ 1780- 80)

Наименование показателей	Шифр материала			
	17	22	82	86
Плотность, г/см ³	2,05	2,06	2,10	2,00
Предел прочности, МПа: при срезе	46,1	39,1	62,5	37,9
при изгибе	50,7	51,1	68,1	66,1
Ударная вязкость, Дж/м ²	10,8	6,3	5,0	3,0
Твердость по Бринеллю <i>HВ</i>	170... 330	170...330	200...360	190...350
Коэффициент трения по чугуну СЧ 15	0,32...0,50	0,28...0,48	0,32...0,48	0,38...0,55
Линейный износ по чугуну СЧ 15, не более	0,08	0,08	0,10	0,08
Наименование показателей	Шифр материала			
	11	12	62	
Плотность, г/см ³	1,98	2,13	1,81	
Предел прочности, МПа: при срезе	90,3	81,0	121,7	
при изгибе	64,2	63,5	99,1	
Ударная вязкость, Дж/м ²	16,9	15,3	36,9	
Твердость по Бринеллю <i>HВ</i>	250...470	200...400	100...270	
Коэффициент трения по чугуну СЧ 15	0,34...0,48	0,40...0,47	0,48...0,62	
Линейный износ по чугуну СЧ 15, не более	0,16	0,16	0,16	

Таблица Б.4 - Основные параметры сцеплений отечественных автомобилей

Параметры	МеМЗ-968	АЗЛК-412	ВАЗ-2101	ВАЗ-2103	ВАЗ-2121	ГАЗ-24	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	ЯМЗ		
									14	236К	238
Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м	74,5	111,8	87,3	105,9	121,6	186,3	284,4	402,1	637,4	666,9	882,6
Число ведомых дисков	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2
Фрикционные накладки, мм: наружный диаметр внутренний диаметр толщина	190	204	200	200	200	225	300	342	350	400	400
	130	146	142	142	130	150	164	186	200	220	220
	3,5	3,3	3,3	3,3	3,3	3,5	4,0	4,0	4,5	4,0	4,0
Площадь трения фрикционной накладки без учета отверстий под заклепки, см ²	151	159	156	156	181	221	496	647	648	876	876
Разница в толщине ведомого диска в выключенном и включенном сцеплении, мм	0,45	–	0,8-1,0	0,6-0,8	0,7–0,95	1,0	1,5		нет	нет	нет
Средний радиус трения, мм	81	88	86	86	84	95	119	136	141	159	159
Нажимные пружины: число усилие в выключенном сцеплении, кН усилие в включенном сцеплении, кН	6	1	1	1	1	9 x 2	12	16	12	14 x 12	12 x 2
	4,07	–	–	–	5,50	5,50	8,39	12,0	13,30	11,84	13,78
	3,72	–	–	–		5,14	7,54	10,90	11,18	11,06	12,90
радиус установки, мм	80	194*	195*	187,5*	187,5*	89	108	126	125	168 и 128	168 и 128

Продолжение таблицы Б.4

Параметры	MeM3- 968	A3ЛК- 412	BA3 - 2101	BA3 - 2103	BA3 - 2121	ГАЗ - 24	ГАЗ - 53	ЗИЛ - 130	ЯМЗ		
									14	236К	238
Параметры нажимной пружины:			Переменная			5,7 и 10,1	28,5	38,1	21,2	14,4	14,4
жесткость, Н/мм	40,2										
диаметр проволоки, мм	4,0	2,29**	2,2**	2,2**	2,32**	3,0	4,2	4,5	5,5	4,5	4,5
средний диаметр, мм	25	-	-	-	-	28,5 и 21,5	24,8	25,5	38,5	31,5	31,5
длина в свободном состоянии, мм	44	-	-	-	-	84 и 70	62-65	63	102	88	88
длина в рабочем состоянии, мм	28,5	-	-	-	-	39	41,5	45	58	56	56
усилие в рабочем состоянии, Н	623	3340***	3494***	3089***	3620***	257 и 314	628	682	931	461	461
число рабочих витков	4,0	-	-	-	-	7 и 9,5	7	8,5	7,5	9	9
Давление на фрикционные наклад- ки, МПа	0,235	0,210	0,224	0,198	0,200	0,233	0,153	0,165	0,167	0,140	0,115
Расчетный коэффициент трения	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,22	0,25	0,25
Коэффициент запаса сцепления	2,08	1,57	2,05	1,62	1,44	1,55	1,81	2,15	2,0	2,35	2,14
Допустимая частота вращения, об/мин	4400	5800	7000	7000	7000	4500	3200	3200	2600	2100	2100
Максимальный диаметр кожуха сцепления, мм	245	270	263	263	263	279	352	400	410	464	460
Число отжимных рычагов	3	18****	18****	18****	18****	3	3	4	4	4	4
Передаточные числа: рычагов	4,5	3,5	3,5	2,43	2,43	3,79	4,68	5,33	4,85	4,7-5,4	4,7-5,4
вилки	1,69	1,8	2,5	2,45	2,45	1,44	1,68	2,12	1,67	1,86	1,86
Ход муфты выключения, мм:											
холостой	2-3	4,5-5,5	2	2	2	2,5	4	3-4	3,6	3,6	3,6
рабочий	10	7,1	8	8-9	8-9	10	11,7	9,6	16	15	15
Масса сцепления (без маховика, картера и механизма привода), кг	4,1	6,1	4,38	5,52	5,55	14,0	20,0	20,5		63,8	64,2
* - Диаметр приложения нагрузки диафрагменной пружины. ** - Толщина диафрагменной пружины. *** - Рабочее усилие на нажимном диске. **** - Число лепестков диафрагменной пружины.											

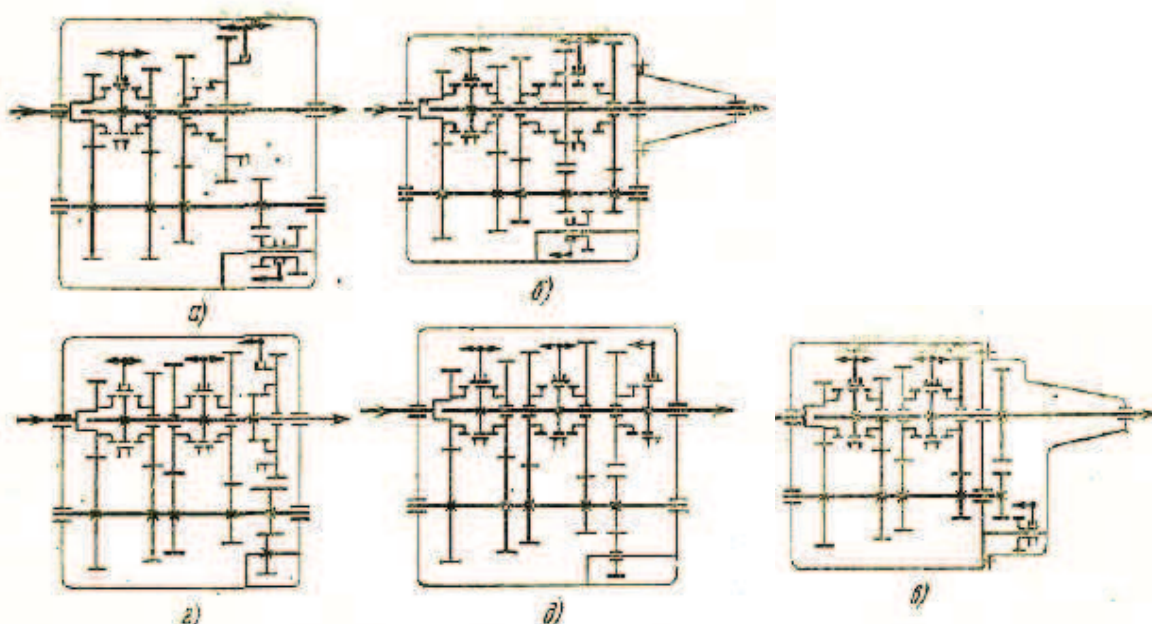


Рисунок В.1 - Схема четырехступенчатых соосных коробок передач автомобилей:

а – ГАЗ – 53, УАЗ – 451; б – ГАЗ – 24 «Волга»;

в – ВАЗ – 2101 «Жигули»; г – Ford «4 – 410»;

д – Turner «Т.4.200»

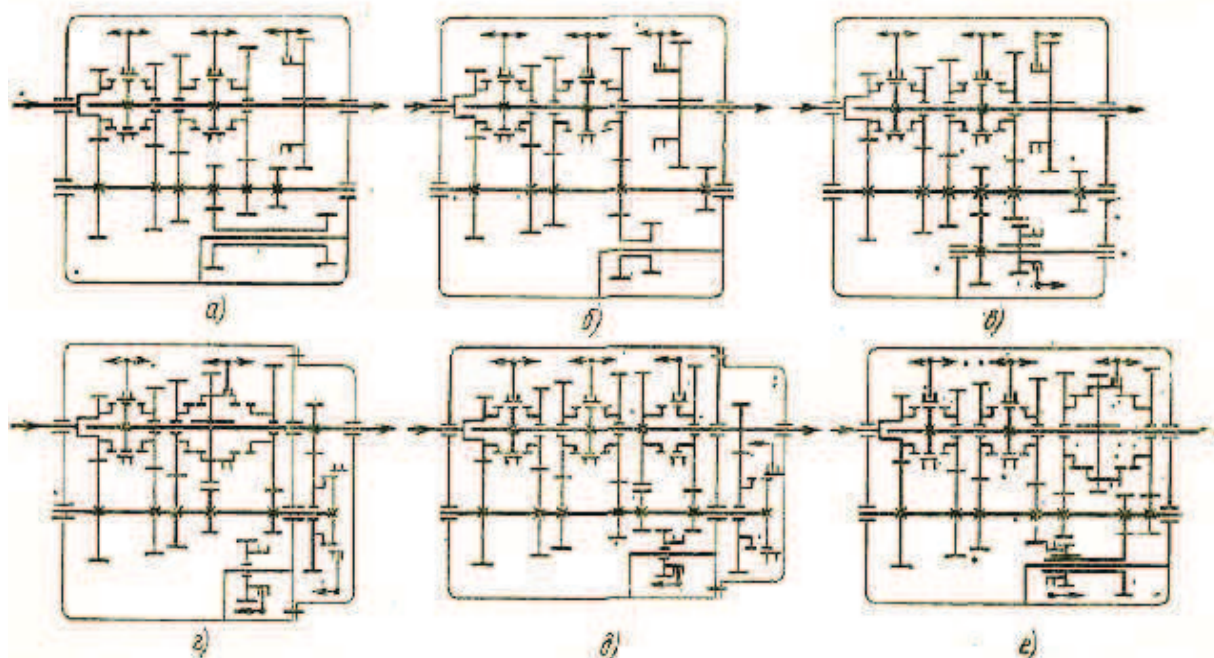


Рисунок В.2 - Схемы пяти- и шестиступенчатых соосных коробок передач с передвижным зубчатым колесом:

а – автомобиля ЗИЛ – 130; б – Clark «280 V»;

в – New process «NP 541»; г – Spicer «8000»;

д – Leyland «GB 241»; е – Spicer «5000»

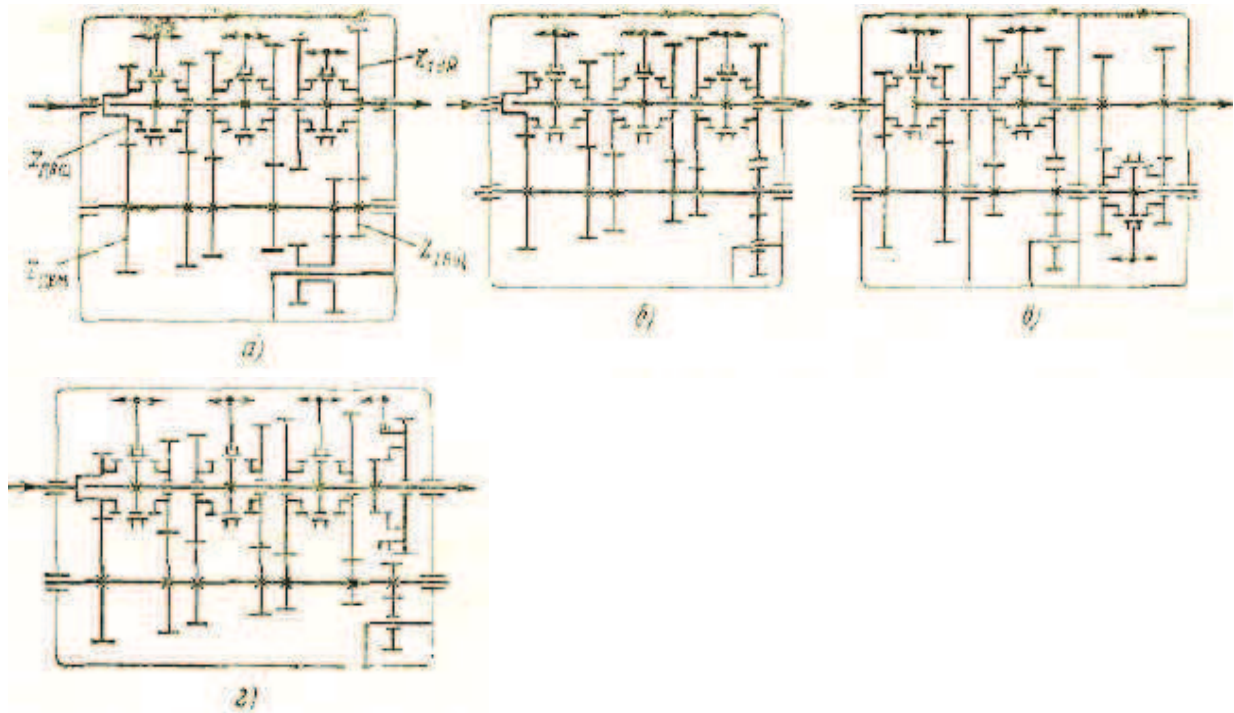


Рисунок В.3 - Схемы пяти- и шестиступенчатых соосных коробок передач с постоянным зацеплением всех шестерен:

а – КамАЗ, тип 14; б – Zahnradfabrik «АК-5»;

в – IFA «W 50L»; г – Zahnradfabrik «АК6-80»

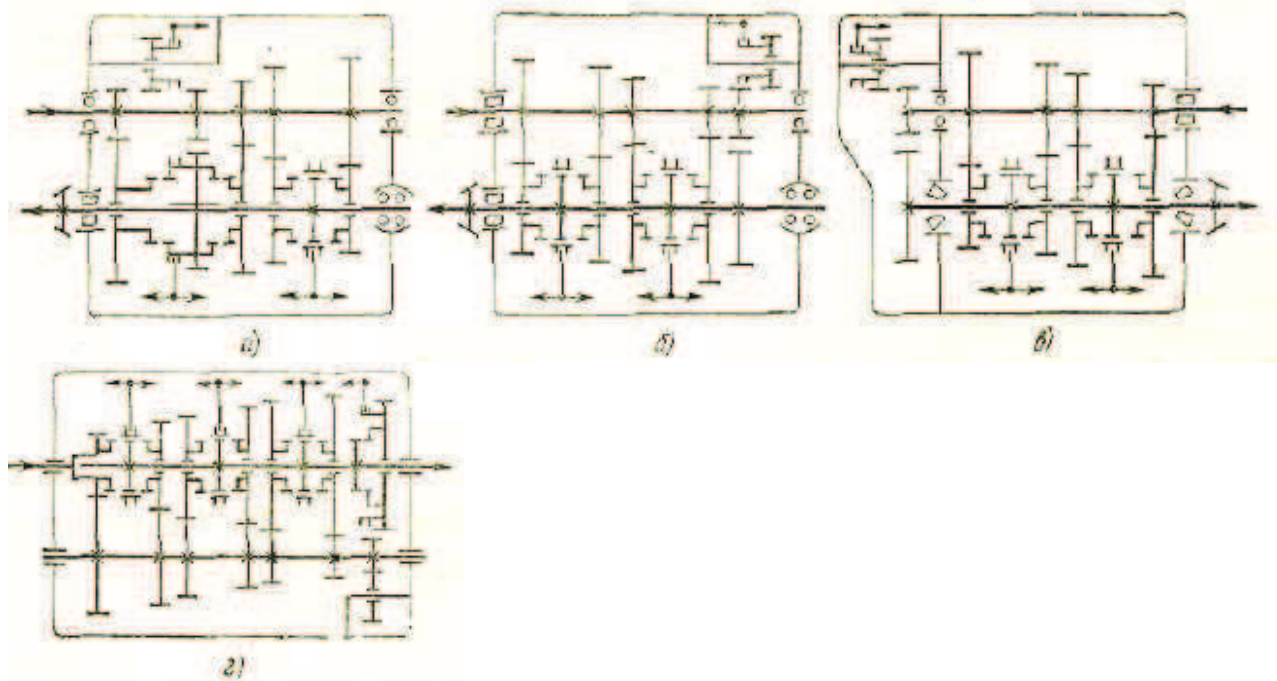


Рисунок В.4 - Схема четырехступенчатых соосных коробок передач автомобилей:

а – Citroen «GS», Skoda «1000 MB»; б – Autounion Audi; в – Hillman

Impereial; г – ЗАЗ – 968 «Запорожец»

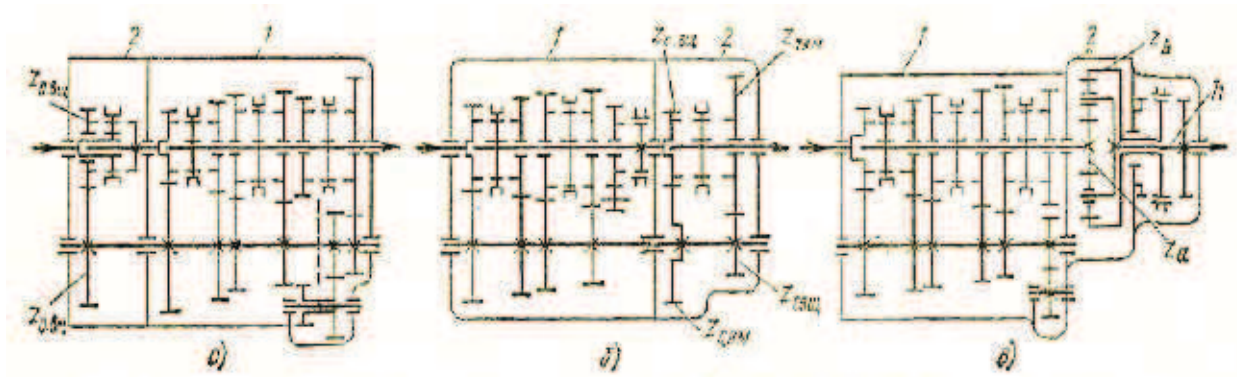


Рисунок В.5 - Схемы многоступенчатых коробок передач с дополнительными редукторами и тремя степенями свободы:
 а – десятиступенчатая с передним делителем; б – восьмиступенчатая с задним вальным редуктором; в – десятиступенчатая с задним планетарным редуктором;
 1 – базовая коробка; 2 – дополнительный редуктор

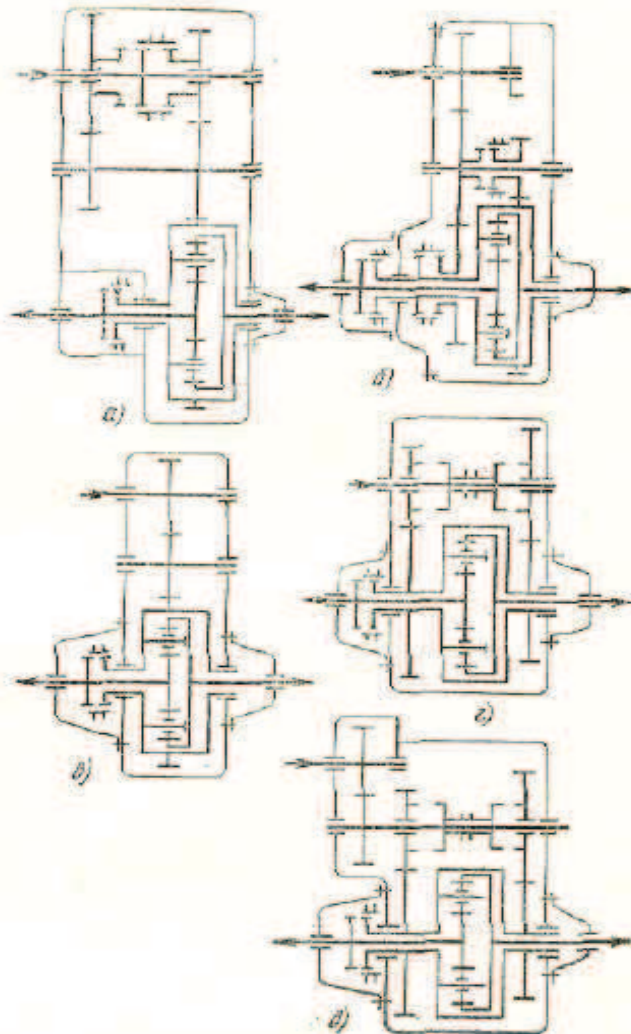


Рисунок В.6 - Схемы раздаточных коробок с дифференциальным приводом:
 а и б – автомобилей, соответственно, «Урал-375Д» и КамАЗ-4310;
 в – ZF4PW; г – ZF «VG-800-4VI»; д – ZF «VG-275»

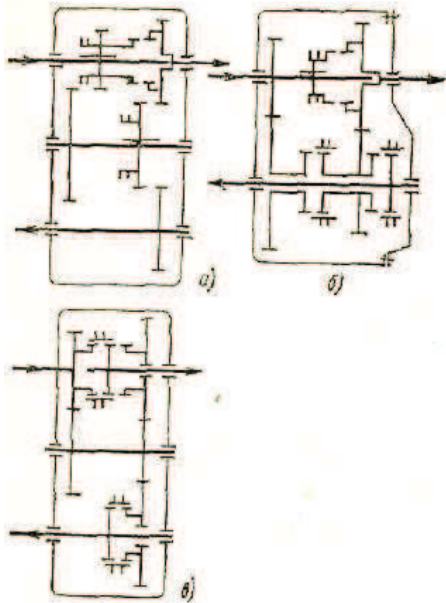


Рисунок В.7 - Схемы раздаточных коробок с заблокированным приводом и несоосными ведомыми валами автомобилей:
 а - ГАЗ-66, УАЗ -452;
 б - ЗИЛ-131; в - Austin Gipsy

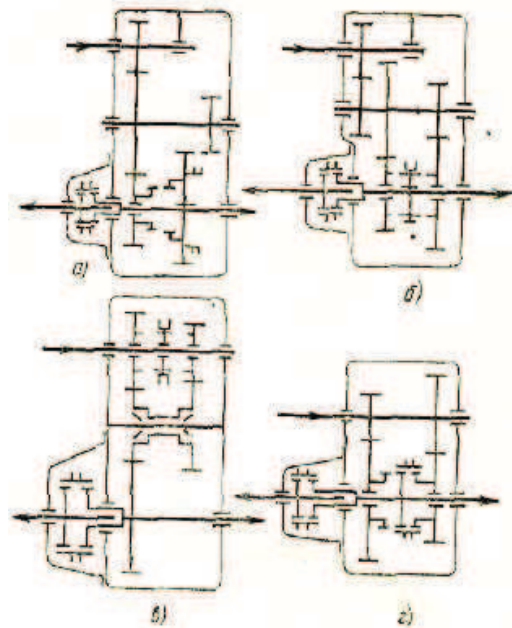


Рисунок В.8 - Схемы раздаточных коробок с заблокированными валами автомобилей:
 а - УАЗ -450; б - Tatra-111;
 в - Henschel

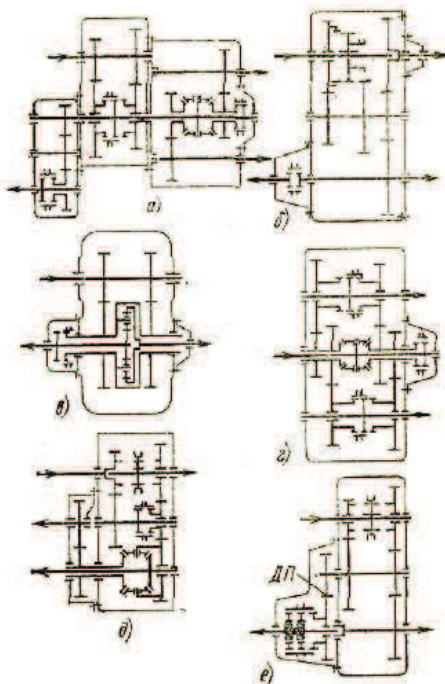


Рисунок В.9 - Схемы комбинированных раздаточных коробок автомобилей:
 а - КраЗ-255Б1; б - ЗИЛ-157КД;
 в - Magirys Deutz; г - T-70; д - Berliet; е - Timken

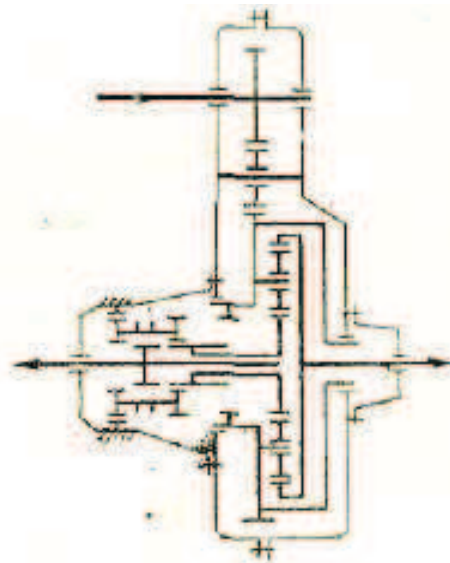


Рисунок В.10 - Схема раздаточной коробки с планетарным редуктором автомобиля Magirys D 15/D22

Таблица В.1 - Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность

Размеры сечения		Момент сопротивления кручению $W_{\tau}, \text{см}^3$	Полярный момент инерции сечения $J_{\tau}, \text{см}^4$	$M_{\kappa} (\text{Н} \cdot \text{м})$ при τ		$L_{\kappa \text{ max}}, \text{см}$		
внутренний диаметр $d, \text{мм}$	толщина стенки $\delta, \text{мм}$			100...120 МПа	25...55 МПа	при $n_{\kappa \text{ max}}, \text{мин}^{-1}$		
						3000	4000	5000
45	2,5	8,44	21,10	844...1000	211...464	134	116	104
46	2,5	8,81	22,46	881...1050	220...484	137	119	106
55	2,0	9,87	29,13	977...1180	247...543	149	129	115
55	2,5	12,47	37,40	1247...1500	312...686	150	130	116
55	3,5	17,82	55,23	1782...2140	445...979	151	131	117
63	3,5	23,16	81,06	2316...2780	579...1273	161	139	125
66	2,0	14,12	49,43	1412...1700	353...776	162	140	126
71	1,6	12,97	48,11	1297...1560	324...712	168	145	130
71	1,8	14,63	54,57	1463...1750	366...805	168	146	130
71	2,0	16,30	61,14	1630...1950	407...895	168	146	130
71	2,1	17,15	64,48	1715...2060	429...943	169	146	131
71	2,2	17,99	67,83	1799...2180	450...990	169	147	131
71	2,5	20,54	78,05	2054...2460	513...1128	169	147	131
71	3,0	24,84	95,63	2484...2980	621...1366	170	147	132
82	2,5	27,26	118,6	2726...3280	621...1366	181	157	140
82	3,0	32,93	144,9	3293...3950	621...1366	182	158	141
82	3,5	38,67	172,1	3867...4640	621...1366	182	158	141
82	4,0	44,51	200,3	4451...5340	621...1366	183	159	142
94	3,5	50,51	255,1	5051...6050	621...1366	195	169	151
94	4,0	58,08	296,2	5808...6950	621...1366	195	169	151
100,5	6,0	101,50	571,0	10150...12200	621...1366	202	175	157
104	4,0	70,76	396,3	7076...8500	621...1366	205	178	159
104	4,5	80,03	452,2	8003...9600	621...1366	206	178	159
104	5,0	89,40	509,6	8940...10700	621...1366	206	178	160

Таблица В.2 - Основные размеры элементов карданных передач

Автомобили	Соединяемые агрегаты	$M, Н \cdot м$	$d, мм$	$\delta, мм$	$L_k, мм$	Типоразмер шарнира ОСТ 37.001.068
ВАЗ-2101 «Жигули»	КП-ПО	324	66	2,0	606	-
	ПО-ЗМ	324	66	2,0	785	I
«Москвич-2140»	КП-ЗМ	386	71	1,8	1164	II
ГАЗ-24	КП-ЗМ	540	69	2,5	1208	III
УАЗ-451М	КП-ЗМ	680	45	2,5	864	III
УАЗ-452	РК-ЗМ	680	45	2,5	716	III
	РК-ПМ	550	45	2,5	685	III
ГАЗ-53А	КП-ПО	1842	71	2,1	1240	IV
	ПО-ЗМ	1842	71	2,1	1295	IV
ГАЗ-66-01	КП-РК	1842	71	2,1	589	IV
	РК-ЗМ	1656	71	2,1	1086	IV
	РК-ПМ	1262	71	2,1	1062	IV
ЗИЛ-130	КП-ПО	2960	71	3,0	711	V
	ПО-ЗМ	2960	71	3,0	1425	V
«Урал-375Н»	КП-РК	2843	-	-	3,8	VI
	РК-ПрМ	3972	82	3,5	1123	VI
	ПрМ-ЗМ	2186	71	2,5	765	V
	РК-ПМ	1930	71	2,5	1080	V
КамАЗ-5320	КП-ПрМ	4930	82	3,5	862	VI
	ПрМ-ЗМ	2465	71	3,0	517	V
МАЗ-5335	КП-ЗМ	3740	82	3,5	1704	VI
КрАЗ-255Б1	РК-ПО	3064	82	3,5	1168	VII
	ПО-ЗМ	3064	82	3,5	863	VII
	РК-ПМ	2348	82	3,5	1083	VII
БелАЗ-540А	Д-СР	1350	-	-	241	VII
	КП-ЗМ	6750	101,5	6,0	856	VIII
БелАЗ-548А	Д-СР	1800	-	-	241	VII
	КП-ЗМ	8520	101,5	6,0	872	VIII

Примечание. КП – коробка передач; ПО – промежуточная опора; РК – раздаточная коробка; ПрМ – промежуточный мост; ЗМ – задний мост; ПМ – передний мост; Д – двигатель; СР - согласующий редуктор.

Таблица В.3 - Основные размеры и показатели шарнира неравных угловых скорости

Наименование	Типоразмер								
	I	II	III	III	IV	V	VI	VII	VIII
Размеры ,мм:									
<i>H</i>	57,170	74,20	80,0	80,0	90,0	108,0	127,0	147,0	165,0
<i>d</i>	14,725	15,23	16,3	16,3	22,0	25,0	33,65	33,65	45,0
<i>H</i> ₁	64,260	55,00	60,0	—	—	—	—	—	—
<i>H</i> ₂	—	—	—	—	98,0	118,0	135,0	155,0	173,0
<i>B</i>	36,000	45,00	40,0	40,0	50,0	65,0	74,0	86,0	85,0
<i>D</i>	23,823	28,00	30,0	30,0	35,0	39,0	50,0	50,0	62,0
Подшипник	904902	704902	704702К2	T04702КУ2	804704	804805	804907	804707	804709
Число игл	22	22	29	20	26	29	38	38	50
Диаметр иглы, мм	2,4	2,5	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Длина иглы,мм	10,0	12,5	13,8	13,5	18,0	18,1	18,0	24,0	24,0
Грузоподъемность подшипника									
динамическая, С* кН	<u>8,0</u> 8,5	<u>7,2</u> 8,0	<u>7,7</u> 8,5	<u>7,7</u> 8,5	<u>13,7</u> 15,0	<u>14,5</u> 16,0	<u>16,5</u> 18,0	<u>21,0</u> 23,0	<u>31,5</u> 35,0
статическая С ₀ **	<u>4,5</u> 11,2	<u>5,0</u> 12,5	<u>6,0</u> 15,0	<u>6,85</u> 17,1	<u>11,0</u> 28,0	<u>13,0</u> 32,0	<u>17,0</u> 43,0	<u>20,0</u> 50,0	<u>27,0</u> 67,0

* В знаменателе указаны значения для исполнения высшей категории качества; ** значения в знаменателе – для подшипника, работающего в режиме качательного движения.

Таблица В.4 - Параметры крестовин карданных шарниров

Параметры	GWB	FSC	MA3		GWB	FSC	HS
Передаваемый момент M , кН·м	4,2	4,3	4,4	5,2	5,2	5,6	6,6
Высота по шипам H , мм	117,8	126,0	127,0	127,0	123,0	140,0	146,8
Диаметр шипа $d_{ш}$, мм	27,83	35,25	29,46	33,65	3,55	35,25	33,50
Контактное напряжение по линии касания иглы с шипом σ_n , МПа	2876,8	2418,6	2868,1	2876,8	3075,1	2733,4	3008,7
Нагрузка на подшипник P , кН	42,86	42,07	41,04	50,39	52,00	48,19	56,35
Грузоподъемность подшипника:							
	статическая C_0 , кН	38,20	58,0	40,21	55,10	50,75	58,0
динамическая C , кН	20,65	30,84	21,39	29,79	28,20	30,84	30,41

Таблица В.4 - Параметры крестовин карданных шарниров

Параметры	МАЗ	GWB	HS	МАЗ	FSC	МАЗ	GWB
Передаваемый момент M , кН·м	6,8	7,5	9,45	9,5	10,5	12,5	12,5
Высота по шипам H , мм	147,0	143,8	159,5	165,0	165,0	175,0	196,0
Диаметр шипа $d_{ш}$, мм	33,65	32,44	42,70	45,00	40,019	46,80	37,90
Контактное напряжение по линии касания иглы с шипом σ_n , МПа	2757,7	3075,7	2829,7	2710,0	3015,7	2613,5	2810,8
Нагрузка на подшипник P , кН	56,10	62,50	69,23	67,28	74,63	82,64	75,21
Грузоподъемность подшипника:							
статическая C_0 , кН	59,69 32,27	53,65 29,26	69,05 35,30	72,50 35,79	65,25 33,35	69,67 49,41	90,84 49,55
динамическая C , кН							

Приложение Г

Таблица Г.1 - Типоразмерный ряд шарниров равных скоростей

Параметр	Тип шарнира					
	шариковый				кулачковый (дисковый)	
Расчетный крутящий момент, кН·м	1,37	2,20	4,50	7,75	8,20	30,70
Диаметр шарика (диска), мм	25,32 (25,50)	29,50	40,0	42,86	98,0	108,0
Максимальный диаметр вращения шарнира, мм	98	109	142	156	122	140
Расстояние между наружными торцами, мм	96	109	134	144	166	192
Наружный диаметр вала, мм	32,0	35,0	44,5	50,0	55,0	62,0
Нагрузка на передний мост кН, не более	10,0	15,0	27,5	35,0	40,0	55,0

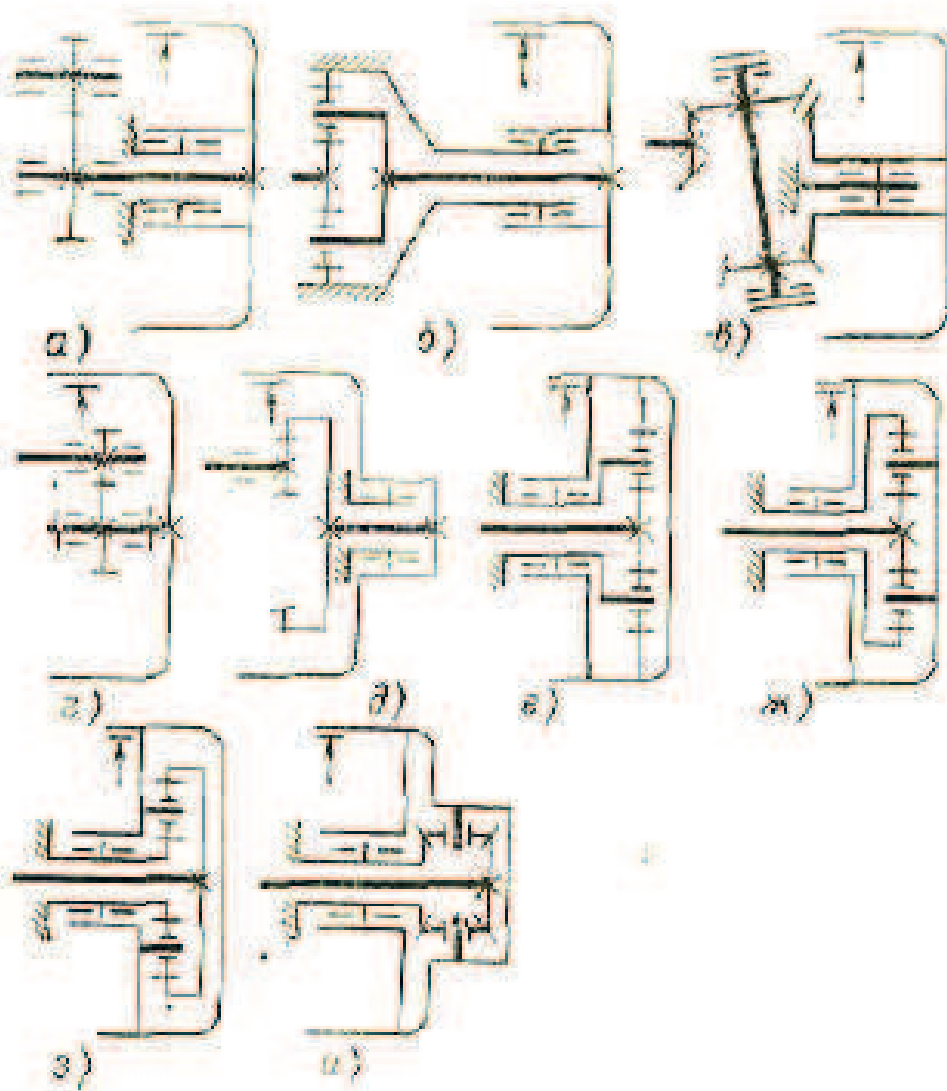


Рисунок Г.1 - Схемы редукторов привода ведущих колес

Таблица Г.2 - Геометрические параметры конических и гипоидных зубчатых колес главных передач

Параметры	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-133ГЯ	«Урал»-375Н	КамАЗ-5320	КамАЗ-5410	КрАЗ-5410	МАЗ-5335
Число зубьев колеса	$\frac{6}{41}$	$\frac{13}{25}$	$\frac{11}{19}$	$\frac{6}{41}$	$\frac{11}{24}$	$\frac{15}{25}$	$\frac{15}{28}$	$\frac{12}{23}$	$\frac{12}{32}$
Торцовый модуль, мм	8,3	9,0	9,0	10,38	9,5	8,775	8,5	10,5	11,0
Конусное расстояние, мм	172,586	126,8	98,79	216,35	125,4	131,695	135,0	136,216	187,97
Длина зуба по образующей конуса, мм	$\frac{47,64}{43,00}$	$\frac{47,4}{40,0}$	$\frac{33,0}{33,0}$	$\frac{67,7}{62,0}$	$\frac{42,0}{42,0}$	$\frac{37,0}{37,0}$	$\frac{38,0}{37,0}$	$\frac{56,2}{55,0}$	$\frac{52}{50}$
Угол профиля	22°30'	30°	20°	22°30'	20°	20°	20°	17°30'	20°
Угол наклона винтовой линии зуба	$\frac{46°18'}{34°03'58''}$	35°	41°44'	$\frac{45°04'}{33°49'37''}$	38°02'	37°39'42''	37°90'21''	35°46'	36°50'
Коэффициент: высоты головки зуба	0,95	0,85	0,848	0,95	0,75	0,85	0,85	0,75	0,85
смещения исходного контура	$\frac{0,5172}{-0,6291}$	$\frac{0,354}{-0,354}$	$\frac{0,480}{-0,480}$	$\frac{0,5172}{-0,6291}$	$\frac{0,350}{-0,350}$	$\frac{0,329}{-0,329}$	$\frac{0,342}{-0,342}$	$\frac{0,315}{0,316}$	$\frac{0,425}{0,425}$
тангенциальной коррекции	-	$\frac{0,045}{-0,045}$	$\frac{0,251}{-0,0251}$	-	$\frac{0,096}{-0,096}$	$\frac{0,010}{-0,010}$	$\frac{0,015}{-0,015}$	$\frac{0,040}{-0,113}$	$\frac{0,113}{-0,113}$
гипоидное смещение, мм	32	-	-	36	-	-	-	-	-
Примечание: В числителе указано значение параметра шестерни, в знаменателе – колеса.									

Таблица Г.3 - Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес
центральных главных передач

Параметр	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	«Урал-375Н»	КамАЗ-5320	КамАЗ-5511	КамАЗ-5410	КрАЗ-5410
Число зубьев	$\frac{14}{16}$	$\frac{12}{51}$	$\frac{12}{49}$	$\frac{12}{50}$	$\frac{14}{48}$	$\frac{13}{49}$	$\frac{14}{60}$
Модуль, мм	6,0	5,5	6,0	6,0	6,0	6,5	6,25
Межцентровое расстояние, мм	190,487	180,45	197,02	196,746	196,745	211,87	231,25
Длина зуба, мм	$\frac{70,0}{75,0}$	$\frac{70,0}{65,0}$	$\frac{76,0}{70,0}$	$\frac{76,0}{70,0}$	$\frac{76,0}{70,0}$	$\frac{76,0}{70,0}$	$\frac{96,0}{76,0}$
Угол наклона линии винтового зуба	16°07'05''	16°14'53''	20°	19°	19°	18°	–
Угол зацепления исходного контура	20°	20°	20°	20°	20°	20°	25°
Коэффициент: высоты головки зуба	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	1,0
радиального зазора	0,30	0,25	0,30	0,20	0,20	0,20	0,20
смещения исходного контура	$\frac{0,500}{0,049}$	$\frac{0,218}{-0,218}$	$\frac{0,301}{-0,093}$	$\frac{0,255}{-0,250}$	$\frac{0,250}{-0,250}$	$\frac{0,231}{-0,231}$	$\frac{0,440}{-0,330}$
Примечание. В числителе указано значение параметра шестерни, в знаменателе – колеса.							

Таблица Г.4 - Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес колесных редукторов

Параметр	МАЗ			Leyland			Raba		
	Ц	С	К	Ц	С	К	Ц	С	К
Число зубьев	21	18	57	26	19	64	18	15	48
Модуль, мм	4,5			3,331			4,5		
Угол зацепления исходного контура	20°			21°31'			20°		
Коэффициент: высоты головки зуба	1,0			1,0			0,8		
радиального зазора	0,25	0,25	0,30	0,33			0,25		
смещения исходного контура	0,21	0,19	0,61	0,15 6	0,09 0	0,336	0,482 3	0,487 8	1,45 78
Диаметр делительной окружности, мм	90,0	85,5	261,0	86,61	63,29	213,18	81,0	67,5	216,0
Высота: головки зуба, мм	5,24	5,33	1,87	3,58	3,36	3,478	4,02	4,33	4,73
зуба, полная, мм	10,01	10,01	10,23	7,49			8,325		
Межцентровое расстояние, мм	89,44			75,5			78,0		
Длина зуба, мм	55	49	60	72,5	66,0	80,0	60	58	70
Число сателлитов	3			5			3		
Примечание. К – коронное эпициклическое зубчатое колесо; С – сателлит; Ц – центральное (солнечное) зубчатое колесо									

Таблица Г.5 - Геометрические параметры зубчатых колес конических дифференциалов

Автомобиль	Число зубьев		Внешний окружной модуль, мм	Конусное расстояние, мм	Угол профиля	Ширина венца, мм	Число сателлитов
	сател- литов	шесте- рен					
ЗАЗ-968	10	20	3,5	39,13	20°30'	11	2
«Москвич-2140»	10	14	4,13	35,53	22°30'	12,6	2
ВАЗ-2101«Жигули»	10	16	4,0	37,77	22°30'	12	2
ГАЗ-24 «Волга»	10	16	5,0	47,2	23°30'		2
УАЗ-469	10	16	4,75	44,9	20°30'	35	4
ГАЗ-53А	11	22	5,75	62,62	22°30'	21	4
ЗИЛ-130	11	22	3,35	78,09	22°30'	27	4
«Урал-375Н»	11	22	3,35	78,09	22°	27	4
КамАЗ-5320	11	22	3,35	78,09	22°30'	27	4
МАЗ-5335	11	20	5,5	62,77	22°	22,5	4
КрАЗ-257Б1	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-540А	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-548А	11	22	9,0	110,68	20°	37	4

Учебное издание

**Лиханов Виталий Анатольевич,
Лопарев Аркадий Афанасьевич,
Деветьяров Руслан Раифович**

**АВТОМОБИЛИ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ
ПОСОБИЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Редактор И.В. Окишева

Заказ № . Подписано к печати г.
Формат 60x84 1/16. Объем усл. печ. л. 6,5. Тираж 50 экз.
Бумага офсетная. Цена договорная. Отпечатано с оригинал-макета.
610017, г. Киров, ФГБОУ ВПО Вятская ГСХА, Октябрьский проспект, 133.