МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Оренбургский государственный университет"

**Е.В. БОНДАРЕНКО, С.Е. ГОРЛАТОВ,
А.А. ГОНЧАРОВ**

ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ

Рекомендовано Ученым советом государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Оренбургский государственный университет" в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по специальностям " Автомобили и автомобильное хозяйство ", и " Сервис транспортных и технологических машин и оборудования"

Оренбург 2008

УДК 656.1 (075.8)
ББК 39я73
Б 81

Рецензент
кандидат технических наук, доцент А. Н. Мельников.

Бондаренко, Е.В.
Б 81 **Тяговая динамика автомобиля: учебное пособие / Е.В. Бондаренко, С.Е. Горлатов, А.А. Гончаров - Оренбург: ГОУ ОГУ, 2008. - 136 с.**

ISBN

В пособии рассмотрены вопросы, связанные с теорией прямолинейного движения автомобиля, приведены практические расчеты по определению тягово-динамических и топливно-экономических свойств автомобиля.

Учебное пособие предназначено для студентов заочной формы обучения, изучающих дисциплину СД 06.02 – Автомобили федерального компонента ГОС ВПО направления подготовки дипломированных специалистов 190600 - Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования.

Б $\frac{3201000000}{}$

ISBN

© Бондаренко Е.В., 2008
Горлатов С.Е.,
Гончаров А.А.,
© ГОУ ОГУ 2008

Содержание

Введение....7
1 Тяговая динамика автомобиля....8
1.1 Основные характеристики двигателя внутреннего сгорания....8
1.2 Потери энергии в трансмиссии....10
1.3 Кинематика и динамика автомобильного колеса....11
1.3.1 Радиусы колеса....11
1.3.2 Упругое проскальзывание и скольжение колеса 14
1.3.3 Реакция дороги на колесо....17
1.3.4 Качение ведомого колеса....18
1.3.5 Факторы, влияющие на коэффициент сопротивления качения....20
1.3.6 Качение ведущего колеса....23
1.3.7 Факторы, влияющие на коэффициент сцепления....24
1.4 Силы, действующие на автомобиль....27
1.4.1 Тяговая сила на ведущих колесах автомобиля....27
1.4.2 Сила сопротивления подъему....28
1.4.3 Сила сопротивления качению....29
1.4.4 Сила сопротивления воздуха....30
1.5 Схема сил и уравнение движения автомобиля....32
1.6 Методы решения уравнений силового и мощностного балансов....35
1.6.1 Уравнение силового баланса автомобиля....35
1.6.2 Мощностной баланс автомобиля....36
1.6.3 Динамическая характеристика автомобиля....38
1.7 Приёмистость автомобиля....40
1.7.1 Ускорение автомобиля при разгоне....40
1.7.2 Время разгона автомобиля....42
1.7.3 Путь разгона автомобиля....43
1.8 Испытания автомобиля на тяговую динамичность....44
1.8.1 Виды и методы испытаний....44
1.8.2 Аппаратура и стенды для испытания автомобилей....45
1.8.3 Определение силы тяги....48
1.8.4 Определение коэффициентов сопротивления качению и сцепления колеса с дорогой....51
2 Методика расчета тягово-динамических и топливно-экономических свойств автомобиля....56
2.1 Содержание и объем работы, задание 56
2.2 Расчет тяговой динамики 58
2.2.1 Полная масса автомобиля и распределение ее по осям....58
2.2.2 Расчет координат центра тяжести автомобиля....59
2.2.3 Выбор шин....59
2.2.4 Расчет скоростной характеристики двигателя....60
2.2.4.1 Определение максимальной мощности автомобиля....60
2.2.5 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля....62
2.2.5.1 Передаточное число главной передачи....62

2.2.5.2 Передаточные числа коробки передач.....63
2.2.5.3 Передаточные числа раздаточной коробки передач.....64
2.2.6 Расчет силового баланса автомобиля.....64
2.2.7 Расчет мощностного баланса автомобиля.....65
2.2.8 Расчет динамического паспорта автомобиля.....66
2.2.8.1 Динамическая характеристика автомобиля.....66
2.2.8.2 Расчет номограммы нагрузок.....66
2.2.8.3 Расчет графика контроля буксования 66
2.2.9 Определение ускорений, времени и пути разгона автомобиля.....67
2.2.9.1 Определение ускорений.....67
2.2.9.2 Определение времени разгона автомобиля.....68
2.2.9.3 Определение пути разгона автомобиля.....69
2.3 Расчет топливной экономичности автомобиля.....69
2.4 Сравнительная характеристика и анализ спроектированного автомобиля 71
Список использованных источников.....72
Приложение А.....73
Приложение Б.....98
Приложение В.....99

Введение

В требованиях ГОСВПО к обязательному минимуму содержания дисциплины «Конструкция, расчет и потребительские свойства изделий» для специальности 190603– «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования», а равно дисциплины «Автомобили» для специальности 190601– «Автомобили и автомобильное хозяйство» оговаривается, что студент должен:

- знать эксплуатационные свойства автомобилей, их взаимосвязь между собой и с условиями эксплуатации;
- иметь практические навыки по особенностям расчета эксплуатационных свойств автомобиля.

В учебном пособии рассмотрены: теория прямолинейного движения автомобиля; факторы, влияющие на его тяговую динамику; оценочные параметры тягово-динамических свойств и методы их экспериментального определения. Для закрепления теоретического материала, изложенного в пособии, даны контрольные вопросы.

Приведенная, в учебном пособии, методика расчета тягово-динамических и топливно-экономических свойств автомобиля рассмотрена на конкретном автомобиле.

Полезной информацией для студентов будут технические характеристики различных типов автомобилей, необходимые для расчета их эксплуатционных свойств.

1 Тяговая динамика автомобиля

1.1 Основные характеристики двигателя внутреннего сгорания

На большинстве автомобилей источником энергии служит двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Их мощностные свойства принято оценивать скоростными характеристиками.

Скоростные характеристики - это кривые изменения мощности и крутящего момента, развиваемые двигателем, в зависимости от частоты вращения его вала при полном или частичном открытии дроссельной заслонки. Напомним, что крутящий момент характеризует силу, умноженную на плечо ее приложения, которую может «предоставить» двигатель автомобилю для преодоления тех или иных сопротивлений движению, а мощность - это отношение работы к интервалу времени ее совершения.

Наиболее важна скоростная характеристика, снятая при полностью открытом дросселе. Ее называют внешней. В ней существенны самые верхние точки кривых, соответствующие наибольшим мощности N_{max} и крутящему моменту M_{max}, каковые обычно и записывают в технические характеристики автомобилей и двигателей.

Например, для двигателя ВАЗ-2105 “Жигули” или ВАЗ-2108 “Спутник” наибольшая мощность равна 51 кВт при 5600 $с^{-1}$ и наибольший крутящий момент - 94 Н·м при 3400 $с^{-1}$.

Скоростные характеристики, определенные с частично открытом дросселем называются частичными.

Часто при проектировании автомобиля скоростные характеристики двигателя неизвестны, и тогда расчет ведут по приближенным скоростным характеристикам.

Основанием для построения приближенных скоростных характеристик является то, что внешние характеристики двигателей внутреннего сгорания могут быть представлены зависимостью, позволяющие по координатам одной точки воспроизвести всю кривую мощности:

$$N_e = N_{max} \cdot \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \qquad (1.1)$$

где a,b,c–коэффициенты, учитывающие тип двигателя, форму камеры сгорания двигателя;

N_{max} и n_N–максимальная эффективная мощность двигателя, кВт и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$;

N_e и n_e–текущее значения эффективной мощности и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала.

Для определения крутящего эффективного момента двигателя применяют формулу:

$$M_e = 1000 \cdot \left(\frac{N_e}{n_e} \right), \text{ Н·м}, \qquad (1.2)$$

Скоростная характеристика карбюраторного двигателя показана на рисунке 1.1.

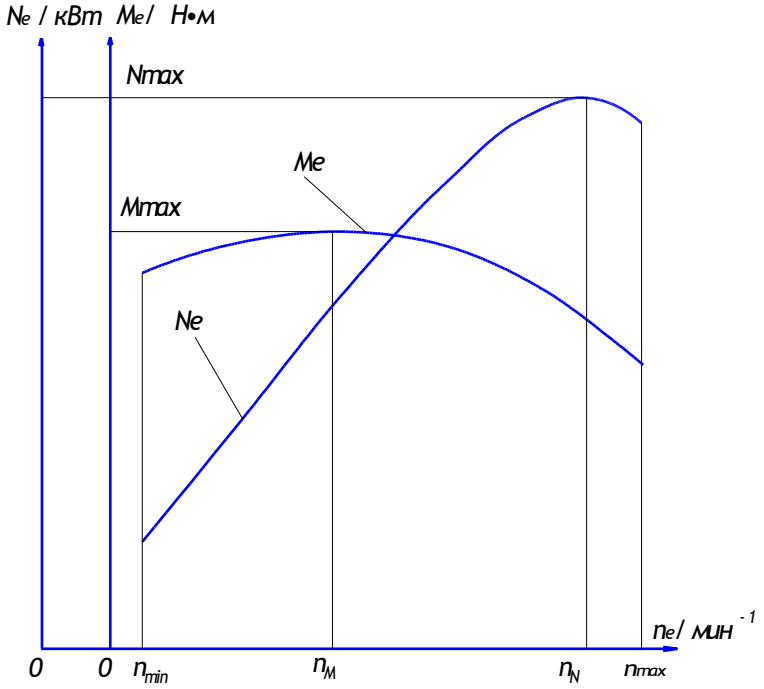


Рисунок 1.1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

На этом графике: n_{min}–минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала; n_M–частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте.

Отношение максимального крутящего момента коленчатого вала к моменту, при котором двигатель развивает максимальную мощность, называют коэффициентом приспособляемости двигателя. Чем выше коэффициент приспособляемости двигателя, тем динамичнее автомобиль на каждой из передач.

$$K = \frac{M_{max}}{M_N},$$

При пользовании заводскими характеристиками, следует иметь в виду, что испытания на заводе производят без глушителя, воздушных фильтров и других потребителей энергии.

Скоростная характеристика двигателя может быть определена и на основе теплового расчета. Однако используемые в этой случае эмпирические коэффициенты, изменяющиеся в широких пределах в зависимости от многих конструктивных и термодинамических особенностей двигателей, существенно снижают точность получаемых результатов.

Контрольные вопросы

1. Виды скоростных характеристик двигателя и методы их определения
2. Как определяется коэффициент приспособляемости двигателя и что он характеризует?

1.2 Потери энергии в трансмиссии

В процессе движения автомобиля часть энергии, передаваемой трансмиссией, к ведущим колесам расходуется:

–на трение между зубьями шестерен, в карданных шарнирах, в подшипниках (механические потери);

–на разбрызгивание и взбалтывание масла в картерах агрегатов (гидравлические потери).

Механические потери в трансмиссии зависят от величины передаваемой нагрузки, качества изготовления и монтажа деталей.

Гидравлические потери зависят, главным образом от количества и вязкости масла.

При увеличении скорости вращения деталей, потери увеличиваются. Нагрузки, передаваемые трансмиссией, могут изменяться, как по величине, так и по направлению. Если энергия передается от двигателя к ведущим колесам, то величина потерь оценивается прямым коэффициентом полезного действия $\eta_{пр}$ (к.п.д.):

$$\eta_{пр} = \frac{N_к}{N_e} = N_e - \frac{N_{ТР}}{N_e} = 1 - \frac{N_{ТР}}{N_e}, \qquad (1.3)$$

где $N_{тр}$–мощность потерь в трансмиссии автомобиля, определяемая экспериментально.

При торможении автомобиля с неотъединенном двигателем затраты энергии оценивают обратным к.п.д., $\eta_{обр}$:

$$\eta_{обр} = \frac{N_{тд}}{N_к} = \frac{N_{тд}}{N_{тд} + N_{тр}} = \frac{N_{тд} + N_{тр} - N_{тр}}{N_{тд} + N_{тр}} = \frac{1 - N_{тр}}{N_{тд} + N_{тр}}; \qquad (1.4)$$

где $N_{тд}$–мощность, затрачиваемая на торможение в двигателе.

Если эмпирические данные о величине $N_{тр}$ отсутствуют, то ее считают прямо пропорциональной N_e или $N_{тд}$, тогда можно считать к.п.д. прямой и обратный величинами постоянными см. таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Значения коэффициентов полезного действия трансмиссии различных типов автомобилей

Автомобили	$\eta_{пр}$	$\eta_{обр}$
Легковые, 4×2	0,90– 0,92	0,80– 0,82
Грузовые, автобусы, 4×2	0,85– 0,88	0,75– 0,78
Грузовые, 4×4, 6×6	0,82– 0,85	0,72– 0,75

В случае движения автомобиля с отъединенным двигателем, трансмиссия работает вхолостую, и энергия затрачивается на преодоление гидравлических потерь. Потери энергии при этом оцениваются по моменту сопротивления трансмиссии на холостом ходу M_{xx}, показывающему какой момент нужно приложить к ведущим колесам автомобиля на проворачивание трансмиссии без нагрузки. При отсутствии отчетных данных величину M_{xx} определяют эмпирически:

$$M_{XX} = (2 + 0{,}09 \cdot V) \cdot G_a \cdot r \cdot 10^{-3}, \text{ Н} \cdot \text{ м} \qquad (1.5)$$

где G_a–полный вес автомобиля, Н;

V–скорость автомобиля, м/с;

r–радиус колеса, м.

Контрольные вопросы

1. Виды потерь энергии в трансмиссии автомобиля и факторы, влияющие на их величину.
2. Каковы средние значения коэффициента полезного действия трансмиссии для автомобилей различных типов?

1.3 Кинематика и динамика автомобильного колеса

1.3.1 Радиусы колеса

Энергия вращения, вырабатываемая двигателем автомобиля, преобразуется в поступательное движение транспортного средства движителем, в качестве которого в автомобиле выступает система колес с эластичными пневматическими шинами.

На автомобильное колесо, взаимодействующее с опорной поверхностью, действуют силы, которые удерживают автомобиль на дороге, передвигают и останавливают его, заставляют изменить направление движения. В процессе взаимодействия колеса с опорной поверхностью в различных направлениях деформируется как колесо, так и опорная поверхность. В зависимости от соотношения деформации колеса и опорной поверхности возможны следующие условные виды движения колеса:

— эластичного (деформируемого) колеса по недеформируемой поверхности;

— жесткого (недеформируемого) колеса по деформируемой поверхности;

— деформируемого колеса по деформируемой поверхности.

К первому виду движения можно отнести случаи, когда деформация опорной поверхности значительно меньше деформации шины, что наиболее характерно для автомобиля как транспортного средства, предназначенного для движения по дорогам с твердым покрытием.

Второй вид движения наиболее часто наблюдается при работе трактора на рыхлых или болотистых почвах, при движении автомобиля по снежной целине или сыпучему песчаному грунту. В некоторых условиях деформации колеса и опорной поверхности соизмеримы, например, при движении автомобиля с пониженным давлением воздуха в шинах по грунтам с малой несущей способностью (пашня, размокший грунт и др.).

Автомобильное колесо может катиться прямолинейно (при прямолинейном движении автомобиля) или криволинейно (при повороте автомобиля). Ниже рассматривается прямолинейное движение автомобильного колеса по недеформируемой поверхности. При этом считается, что все силы и моменты, действующие на колесо, располагаются в вертикальной плоскости. Особенности работы колеса в других условиях движения будут рассмотрены нами позднее. Пневматическая шина представляет собой оболочку, наполненную сжатым воздухом. При качении колеса по дороге происходит деформация этой оболочки и проскальзывание элементов протектора относительно поверхности дороги.

Размер автомобильного колеса в свободном, ненагруженном состоянии характеризуется свободным радиусом r_c. Свободный радиус колеса - половина наружного диаметра $D_н$:

$$r_c = 0{,}5 \cdot D_н \text{, м} \qquad (1.6)$$

Под наружным диаметром колеса понимается - диаметр наибольшего окружного сечения беговой дорожки колеса при отсутствии контакта с дорогой. Наружный диаметр колеса зависит от давления воздуха в шине и, как правило, возрастает с его увеличением, определяется непосредственно замером. Значение наружного диаметра колеса при номинальном давлении воздуха в шине указывается в стандартах или каталогах.

При действии на колесо вертикальной нагрузки происходит деформация части шины, соприкасающейся с опорной поверхностью. При этом расстояние от оси колеса до опорной поверхности становится меньше свободного радиуса. Это расстояние, замеренное у неподвижного колеса, называется статическим радиусом $r_{ст}$. Статический радиус при номинальных нагрузках и давлении воздуха в шинах также указывается в их характеристиках. Обычно шины конструируют таким образом, чтобы при номинальных нагрузке и давлении прогиб шины составлял 13... 20 % от высоты профиля. Статический радиус при известных конструктивных параметрах шин можно находить из соотношения:

$$r_{ст} = 0{,}5 \cdot d + \lambda_z \cdot H \text{, м} \quad (1.7)$$

где d - посадочный диаметр обода шины, м;

λ_z -коэффициент вертикальной деформации, зависящий от типа шин:

для тороидных шин λ_z =0,85...0,87;

для шин с регулируемым давлением и арочных λ_z =0,8...0,85;

H - высота профиля, м.

При качении нагруженного колеса в силу ряда причин (динамическое действие нагрузки, передаваемый колесом крутящий момент, скорость вращения и др.) расстояние между осью колеса и опорной поверхностью меняется. Это расстояние называют динамическим радиусом $r_д$. При качении колеса по твердой опорной поверхности с малой скоростью статический и динамический радиусы его практически одинаковы. Поэтому при приближенных расчетах динамический радиус часто принимают равным статическому.

Радиус качения колеса можно представить как радиус условного недеформируемого кольца, которое, катясь без скольжения, совершит число оборотов и пройдет путь, одинаковый с реальным колесом. Радиус качения колеса является условной величиной и непосредственно не связан с его размерами. Он определяется как отношение поступательной скорости колеса V_x к угловой скорости его вращения $\omega_к$.:

$$r_к = \frac{V_x}{\omega_к} \text{, м} \quad (1.8)$$

При качении колеса на него могут действовать крутящий момент и толкающая сила. Если колесо катится под действием только толкающей силы, такое колесо называют ведомым.

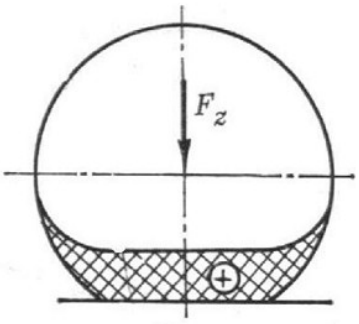


Рисунок 1.2– Тонгенциальная деформация шины от вертикальнойнагрузки

Радиус качения колеса в ведомом режиме r_{k0} не равен его свободному радиусу, поскольку при действии на шину вертикальной нагрузки происходит сжатие протектора в тангенциальном направлении по нижней полуокружности шины см. рисунок 1.2. Поэтому периметр колеса в нагруженном состоянии оказывается меньше периметра свободного колеса. Этому способствует и то, что точки протектора, находящиеся на различном расстоянии от центральной плоскости колеса, имеют неодинаковые относительные скорости. Поэтому в зоне контакта тангенциальные деформации шины оказываются различными также и по ее ширине. Характер изменения радиуса колеса в ведомом режиме от нагрузки показан на рисунке 1.3. При номинальном давлении и нагрузке радиус качения колеса в ведомом режиме больше

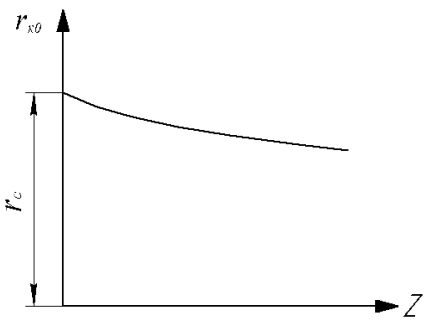


Рисунок 1.3–Зависимость радиуса качения колеса в ведомом режиме от его нагрузки

его статического радиуса и меньше радиуса колеса в свободном состоянии. При расчетах его можно принимать равным 0,95-0,97 свободного радиуса.

1.3.2 Упругое проскальзывание и скольжение колеса

Реальное автомобильное колесо в тангенциальном направлении не является абсолютно жестким. Под воздействием передаваемого крутящего момента протектор деформируется в тангенциальном направлении. Если направление передаваемого момента совпадает с направлением угловой скорости колеса, элементы шины, находящиеся в набегающей полуокружности, подвергаются сжатию, а с противоположной стороны - растяжению, как это показано на рисунке 1.4.

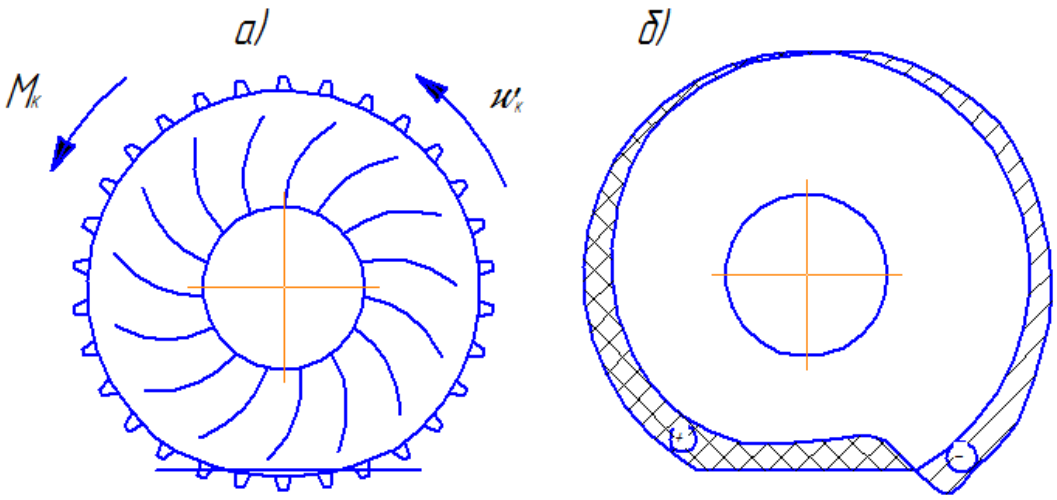


Рисунок 1.4 – Деформация шины (а) и эпюра напряжений в протекторе (б) при приложении к колесу крутящего момента

На этом же рисунке показана эпюра тангенциальных напряжений в протекторе шины. Элементы шины, находящиеся в контакте с опорной поверхностью, нагружены в тангенциальном направлении неодинаково: элементы, входящие в контакт, сжимаются, а выходящие - растягиваются. При возрастании передаваемого крутящего момента увеличивается площадь, в пределах которой происходит проскальзывание шины относительно дороги см. рисунок 1.5.

При некотором значении момента начинается одновременное перемещение всех находящихся в зоне контакта точек колеса. Перемещение части точек колеса, находящихся в контакте с дорожным покрытием, относительно опорной поверхности, когда в зоне контакта есть точки, неподвижные относительно этой поверхности, называется упругим проскальзыванием колеса. Одновременное же перемещение всех находящихся в контакте точек колеса называется скольжением колеса.

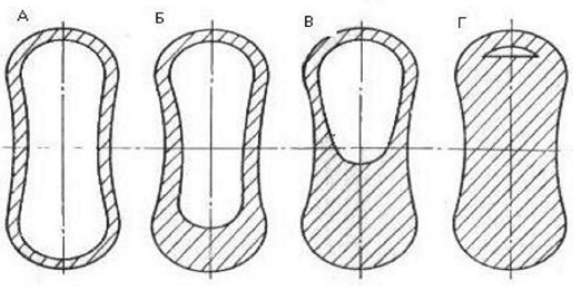


Рисунок 1.5–Зависимость площади скольжения колеса (заштрихованная зона) от передаваемого им момента

Вследствие упругого проскальзывания или скольжения путь, проходимый колесом за один оборот, оказывается меньшим, чем путь, проходимый в ведомом режиме. При возрастании передаваемого крутящего момента увеличивается тангенциальная деформация шины и скольжение, а путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается.

В соответствии с принятым выше определением, уменьшение пути центра колеса за определенное число его оборотов равносильно уменьшению радиуса качения.

Если направление передаваемого момента будет противоположным направлению угловой скорости вращения колеса (тормозящее колесо), при увеличении момента радиус качения будет возрастать.

Зависимость радиуса качения колеса от передаваемого ему крутящего момента показана на рисунке 1.6.

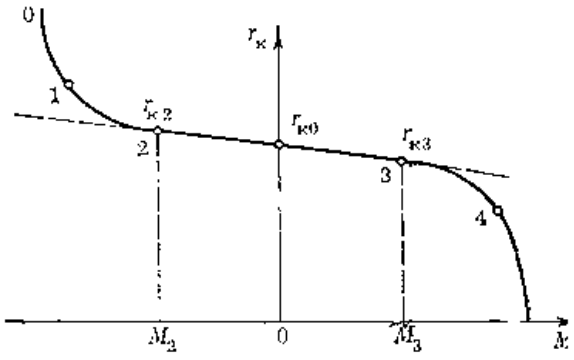


Рисунок 1.6–Зависимость радиуса качения колеса от передаваемого ему крутящего момента

На участке *2-3* радиус качения линейно зависит от передаваемого момента, и его изменение определяется упругим проскальзыванием колеса. Академиком Е. А. Чудаковым, впервые установившим эту зависимость, предложена следующая формула для нахождения радиуса качения по передаваемому колесу моменту:

$$r_к = r_{к0} - \lambda_t \cdot M_к \text{, м} \qquad (1.9)$$

где r_{k0} - радиус качения при нулевом крутящем моменте, который соответствует радиусу качения колеса в ведомом режиме;

λ_t - коэффициент тангенциальной эластичности шины, зависящий от типа и конструкции шины.

На участках 1-2 и 3-4 изменение радиуса качения определяется как упругим проскальзыванием, так и скольжением колеса. Пунктирной линией на графике показано, как изменялся бы радиус качения при отсутствии скольжения. Очевидно, что на участках 1-2 и 3-4 он может находиться также по формуле (1.9). В последующем радиус качения, определенный при отсутствии скольжения, будем называть радиусом качения без скольжения и обозначать r_0.

На участках 0-1 и 4-5 происходит полное скольжение элементов шины относительно опорной поверхности. Точка 5 соответствует буксующему колесу при неподвижном автомобиле, а точка 0-колесу, движущемуся юзом.

Если обозначить радиусы качения и передаваемые колесом моменты в начале и в конце линейного участка соответственно через M_2, $r_{к2}$ и M_3, $r_{к3}$, то коэффициент тангенциальной эластичности шины определим как:

$$\lambda_t = \frac{r_{к2} - r_{к3}}{|m_2| - |m_3|}, \qquad (1.10)$$

Экспериментально радиус качения находят путем определения числа оборотов колеса n на отрезке пути s при заданном режиме движения:

$$r_к = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot n}, \text{ м} \qquad (1.11)$$

Согласно рисунка 1.7, скорость точки В (скорость V_S) можно рассматривать как скорость скольжения элементов шины относительно опорной поверхности.

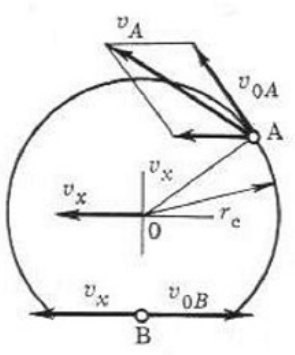


Рисунок 1.7–Схема качения колеса

В соответствии с принятыми обозначениями:

$$V_S = V_X - V_{OB} = \omega_к \cdot (r_к - r_o), \qquad (1.12)$$

Отсюда следует, что при $r_к = r_o$ колесо катится без скольжения. Если $r_к > r_o$, скорость скольжения положительна и ее направление совпадает с направлением поступательной скорости колеса (колесо движется юзом). При $r_к < r_o$ скорость скольжения отрицательна и направлена в сторону, противоположную вектору поступательной скорости центра колеса (колесо движется с буксованием).

На рисунке 1.8 показаны планы скоростей для рассмотренных трех случаев качения колеса.

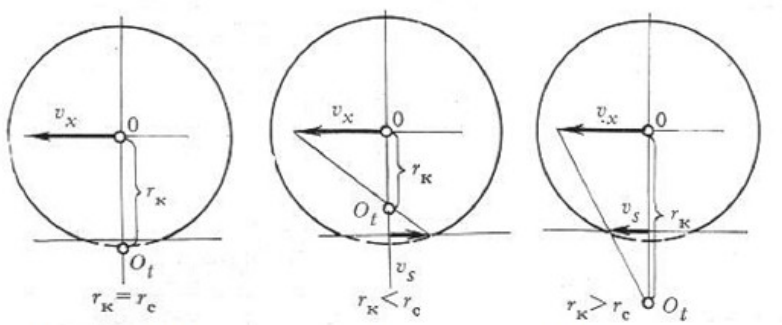


Рисунок 1.8–Положения мгновенных центров вращения колеса

Из рисунка следует, что радиус качения является расстоянием от центра колеса до его мгновенного центра вращения O_t и в зависимости от режима движения может изменяться от нуля (буксующее колесо при неподвижном автомобиле) до бесконечности (заблокированное колесо при движущемся автомобиле).

Зная величину радиуса можно определить скорость автомобиля, при одном условии, что колесо не скользит и не пробуксовывает.

$$V_a = n_к \cdot r = \frac{n_e \cdot r}{i_к \cdot i_{рк} \cdot i_0}, \text{ м/с} \qquad (1.13)$$

1.3.3 Реакция дороги на колесо

Шина прикасается к дороге бесчисленным множеством точек, образующих область контакта. Равнодействующая элементарных сил, действующих со стороны дороги на колесо в области контакта, является реакцией дороги на колесо. Ее можно представить в виде трех составляющих:

- нормальной Z, перпендикулярной дороге;
- касательной X, действующей в плоскости колеса, лежащей в плоскости дороги;
- поперечной Y, лежащей в плоскости дороги и перпендикулярной плоскости колеса.

Найдем в начале Z и X при отсутствии Y.

Вес автомобиля, приходящийся ша колесо, G_K деформирует шину и опорную поверхность; при этом, чем мягче дорога, тем больше ее деформация и меньше деформация шины. Вследствие внутреннего трения в шине и дороге и трения между ними работа, затраченная на их деформации, при разгрузке возвращается неполностью, т. е. сопровождается гистерезисом (потерей энергии).

На рисунке 1.9 показана характеристика упругости шины при ее радиальном нагружении и последующем разгружении, устанавливающая зависимость между весом G_K и вызываемой им деформацией шины Δr_c. Площадь петли гистерезиса OAB характеризует энергию, потерянную за один цикл ра-

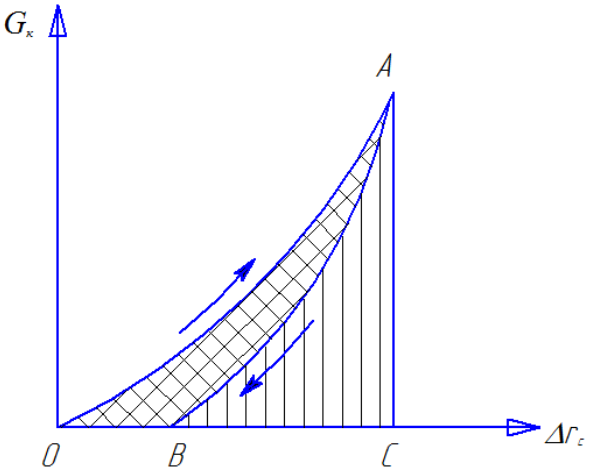


Рисунок 1.9–Характеристика упругости шины

боты шины, определяемой площадью ОАС.

При качении колеса внутреннее трение в шине и дороге, так же как и трение между ними, препятствует нарастанию деформации в передней зоне поверхности контакта шины с дорогой и уменьшению ее в задней зоне. В результате эпюра нормальных реакций опорной поверхности, симметричная в случае неподвижного колеса, при качении изменяется, увеличиваясь спереди и уменьшаясь сзади см. рисунок 1.10. Равнодействующая этих реакций Z, перпендикулярная к направлению движения и равная силе давления колеса G_K на опорную поверхность, при качении сдвигается вперед на некоторое расстояние «а», называемое коэффициентом трения качения (трение второго рода). Расстояние «а» возрастает по мере увеличения гистерезисных потерь.

1.3.4 Качение ведомого колеса

Напишем условие равновесия ведомого колеса, катящегося равномерно под действием горизонтальной силы P_x, приложенной к его оси. Колесо эластичное, грунт деформируемый см. рисунок 1.11.

Напишем условие равновесия колеса, спроецировав силы на ось X.

$$X = P_x \qquad (1.14)$$

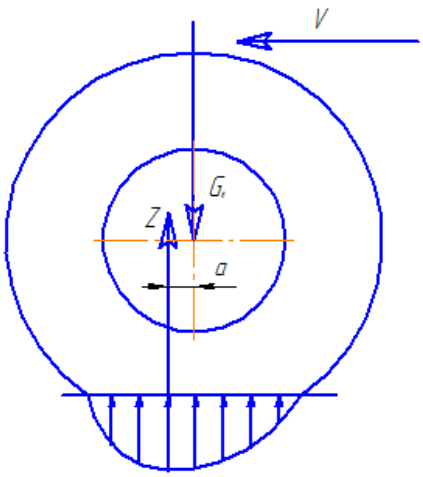


Рисунок 1.10 – Эпюра нормальных реакций в контакте с твердой поверхностью

Из равенства 8 следует, что касательная реакция дороги на ведомое колесо равна толкающей силе P_x и направлена противоположно движению колеса. Напишем уравнение моментов относительно оси колеса.

$$Z \cdot a = X \cdot r,$$

Откуда:

$$X = Z \cdot \frac{a}{r}, \qquad (1.15)$$

Отношение a/r называют коэффициентом сопротивления качению f.

$$f = \frac{a}{r} = \frac{X}{Z} = \frac{P_x}{Z}, \qquad (1.16)$$

$$X = Z \cdot f . \qquad (1.17)$$

Произведение $Z \cdot f$ называют силой сопротивления качению:

$$P_{кач} = Z \cdot f , \qquad (1.18)$$

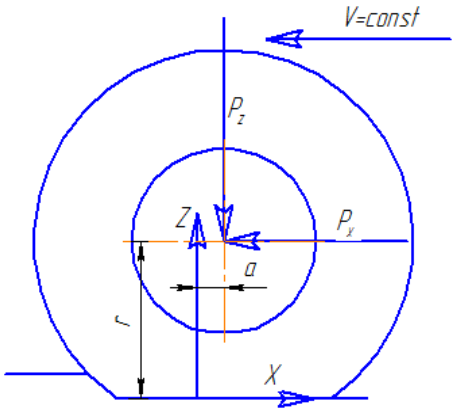


Рисунок 1.11 – Качение ведомого колеса

Следовательно:

$$X = P_{кач} .$$

Тогда можно сказать, что касательная реакция дороги X на ведомое колесо:

– равна толкающей силе P_x;

– направлена противоположно движению колеса;

– и представляет собой силу сопротивления качению $P_{кач}$.

Коэффициент f равен отношению силы P_x, вызывающей равномерное качение колеса к величине нормальной реакции дороги Z.

При качении без скольжения величина f обусловлена смещением реакции Z от вертикального диаметра колеса.

Приведем силы Z и X к точке контакта колеса с дорогой, через которую проходит его вертикальный диаметр, см. рисунок 1.12.

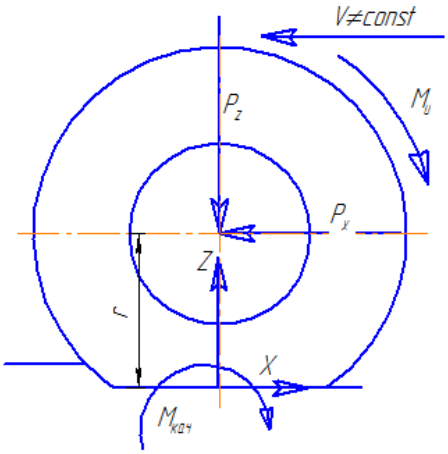


Рисунок 1.12 – Неравномерное качение ведомого колеса

Пара сил Z дает момент, который называется моментом сопротивления качения:

$$M_{кач} = Z \cdot a , \qquad (1.19)$$

Отсюда, сила сопротивления качению:

$$P_{кач} = \frac{M_{кач}}{r} , \qquad (1.20)$$

В случае неравномерного движения ведомого колеса возникает инерционный момент $M_и$, направленный противоположно угловому ускорению

см. рисунок 1.12.

$$M_и = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{j}{r}, \qquad (1.21)$$

где j–ускорение автомобиля, м/с^2;

J–момент инерции колес, Н·м·с^2.

Определим касательную реакцию дороги в случае неравномерного качения ведомого колеса.

$$\sum M_{(O)} = 0$$

В дальнейшем для отличия сил и реакций, действующих на различные оси автомобиля, введем индексы:1–ведомая ось; 2–ведущая ось.

$$X_1 \cdot r - M_{кач1} - M_{И1} = 0$$

$$X_1 = \frac{M_{кач1}}{r} + \frac{M_{И1}}{r} = Z_1 \cdot f + J_1 \cdot \frac{j}{r^2} = P_{кач1} + P_{И1}, \qquad (1.22)$$

1.3.5 Факторы, влияющие на коэффициент сопротивления качения

На коэффициент сопротивления качению влияют:

— тип покрытия дороги и ее состояние;

— скорость движения;

— давление воздуха в шинах;

— температура шины;

— нагрузка на колесо;

— его размеры;

— конструктивные особенности шины.

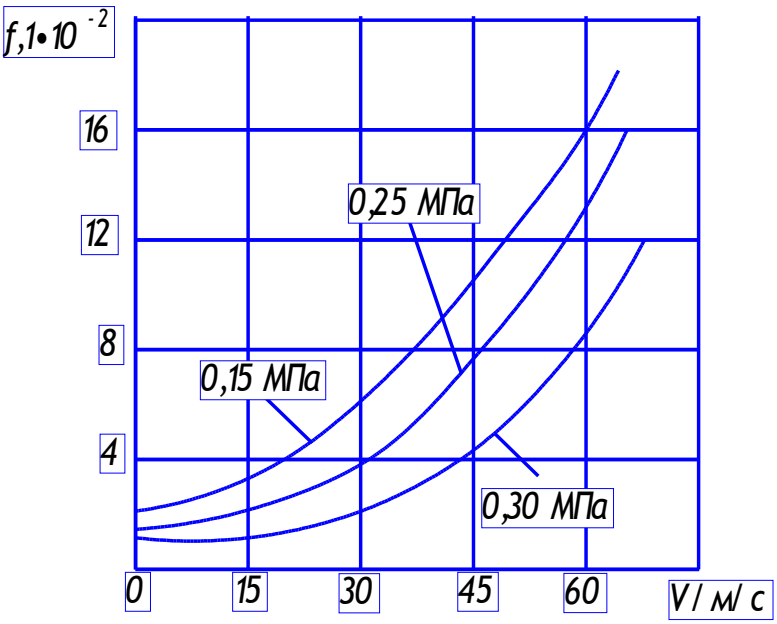


Рисунок 1.13- Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движениия при различных значениях давления воздуха в шине

Увеличение скорости движения. Как правило, коэффициент f при увеличении V возрастает. На ровных дорогах при изменении скорости от нуля до некоторого значения, зависящего от конструктивных особенностей шины, нормальной нагрузки на колесо и внутреннего давления воздуха, возрастание коэффициента f невелико. Поэтому для большинства шин грузовых автомобилей связь коэффициента f и скорости V достаточно точно аппроксимируется линейной зависимостью. На неровных дорогах даже при средних скоростях с увеличением V коэффициент f может расти довольно сильно. Начиная с некоторого значения V, даже на ровных дорогах коэффициент f начинает быстро увеличиваться см. рисунок 1.13. При номинальных нагрузках на колесо и давлениях воздуха в шине интенсивный рост коэффициента f начинается при V=20...30 м/с.

Существуют различные эмпирические формулы, позволяющие приближенно подсчитать коэффициент f при различных скоростях движения; удобной является формула:

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{13 \cdot V^2}{20000}\right), \qquad (1.23)$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению при малой скорости см. таблицу 1.2.

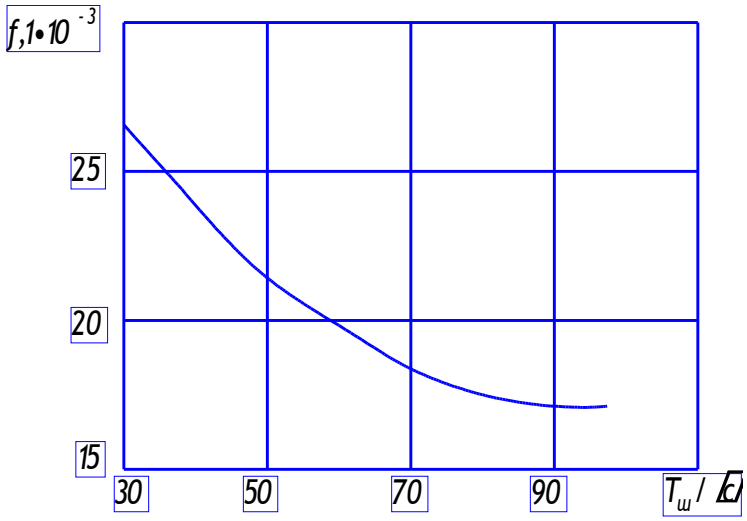


Рисунок 1.14 - Зависимость коэффициента сопротивления качению от температуры шины

Температура шины. С увеличением температуры шины ее сопротивление качению снижается, во-первых, за счет уменьшения гистерезисных потерь в резине, во-вторых, в результате повышения внутреннего давления воздуха.

При этом снижается коэффициент f в результате уменьшения деформаций шины см. рисунок 1.14. Приводимые в литературе значения f относятся обычно к полностью прогретой шине.

Давление воздуха в шине $p_в$. Коэффициент f на различных дорогах в различной степени зависит от $p_в$. На дорогах с твердым покрытием он уменьшается с увеличением давления $p_в$, достигая минимального значения при давлении $p_в$, близком к рекомендованному для данной шины. При чрезмерном давлении $p_в$ возрастают динамические нагрузки, возникающие в результате взаимодействия колеса с неровностями дороги, что может привести к некоторому возрастанию коэффициента f.

Если движение происходит по деформируемым дорогам, при уменьшении давления $p_в$ увеличиваются потери, связанные с деформацией шины, но уменьшаются потери, связанные с деформацией дороги. Можно подобрать такое давление $p_{в.опт}$, при котором сопротивление качению будет минимальным см. рисунок 1.15. Оптимальное давление тем меньше, чем больше деформируемость дорожного полотна. Такая зависимость коэффициента сопротивления качению используется для повышения проходимости автомобилей с центральной системой регулирования давления в шинах.

Нагрузка на колесо P_z. При неизменном давлении $p_в$ увеличение P_z приводит к возрастанию коэффициента f. На дорогах с твердым покрытием при изменении нагрузки в пределах 80...110 % номинальной увеличение коэффициента f несущественно. При превышении нагрузки на 20 % номинального значения коэффициент возрастает приблизительно на 5 %, а при дальнейшей перегрузке - более интенсивно. Сильно возрастает коэффициент f с увеличением нагрузки P_z на деформируемой опорной поверхности

Конструктивные параметры шины. Значение коэффициента f зависит от большого числа конструктивных параметров:

a) *увеличение толщины протектора* повышает коэффициент f, особенно у диагональных шин. В связи с этим по мере износа шин сопротивление качению падает. При полностью изношенном протекторе сопротивление качению может уменьшиться на 20...25 % по сравнению с неизношенным. У шин с вездеходным рисунком протектора, имеющих толщину протектора почти в 2 раза большую, чем у шины с дорожным рисунком, при качении по дорогам с твердым покрытием коэффициент f на 25...30 % больше.

b) *уменьшение отношения высоты H профиля шины к его ширине B* приводит к снижению коэффициента сопротивления качению. Снижение H/B уменьшает также зависимость коэффициента f от скорости движения;

c) *внутреннее строение каркаса шины* оказывает существенное влияние на коэффициент сопротивления качению. При V<30... 35 м/с наименьшим сопротивлением качению обладают радиальные шины (коэффициент f у них меньше, чем у диагональных на 15...20 %). При больших скоростях наименьшим коэффициентом обладают диагонально-опоясанные и низкопрофильные диагональные шины. По мере износа преимущество радиальных шин по сравнению с диагональными уменьшается;

d) *увеличение диаметра колеса* приводит к уменьшению коэффициента f. На ровных дорогах с твердым покрытием уменьшение небольшое. Чем больше размеры и число неровностей на дороге и чем больше на таких дорогах скорость движения, тем значительнее влияние диаметра колеса на коэффициент f. Особенно сильно снижается коэффициент f на деформируемых опорных поверхностях;

e) *увеличение ширины колеса* на дорогах с твердым покрытием незначительно увеличивает коэффициент f, а на большинстве деформируемых опорных поверхностях существенно снижает;

f) *совершенствование качества* резины позволяет значительно снизить сопротивление качению.

На автомобилях со сдвоенными колесами (грузовые автомобили, автопоезда и др.) дополнительные потери на качение возникают также в результате неравномерного распределения между шинами сдвоенных колес нормальных нагрузок и крутящих моментов. Причиной неравномерности являются неодинаковые геометрические размеры и износ шин, различие в температуре, наличие поперечного уклона дороги, прогиб балки моста, неодинаковость внутреннего давления воздуха и др.

Вся совокупность конструктивных мероприятий, улучшающих энергетические свойства шин, позволяет снизить их сопротивление качению в 2...3 раза.

1.3.6 Качение ведущего колеса

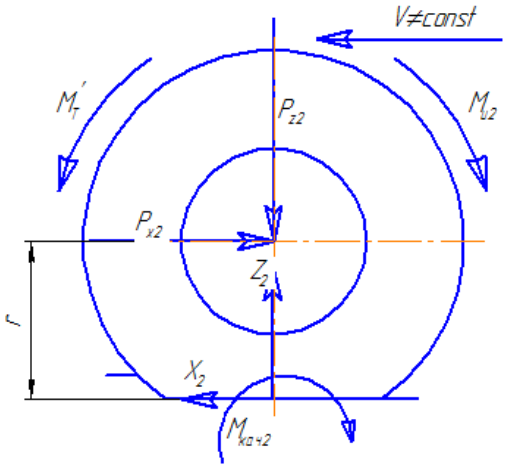


Рисунок 1.16 – Качение ведущего колеса

Рассмотрим неравномерное качение ведущего колеса, на которое действуют: вертикальная и горизонтальная силы P_z и P_x, заменяющие действие условно отброшенной массы автомобиля; тяговый момент $M_т'$, подведенный к полуосям ведущих колес; реакции дороги Z и X и момент сопротивления $M_{кач}$, см. рисунок 1.16.

Сумма моментов, действующих относительно оси колеса, будет равна:

$$M_T' - X_2 \cdot r - M_{кач2} - M_{И2} = 0$$

Тогда касательная реакция, действующая на ведущие колеса:

$$X_2 = \frac{M_T'}{r} - \frac{M_{кач2}}{r} - \frac{M_{И2}}{r} = \frac{M_T'}{r} - J_2 \cdot \frac{\varepsilon_2}{r} - P_{кач2}, \qquad (1.24)$$

Из полученной зависимости видно, что касательная реакция дороги X_2 увеличивается с увеличением $M_т'$. Однако этот рост не может быть беспредельным, так как максимальное значение реакции ограничено сцеплением шин с дорогой.

Предельную величину касательной реакции дороги X по условиям сцепления называют силой сцепления $P_{сц}$ шины с дорогой. Она пропорциональна нормальной реакции дороги

$$X_{пред} = P_{сц} = Z \cdot \varphi \qquad (1.25)$$

где φ- коэффициент сцепления.

Коэффициент сцепления φ численно равен отношению силы, вызывающей равномерное скольжение колеса к нормальной реакции дороги.

$$\varphi = \frac{X_{пред}}{Z}, \qquad (1.26)$$

1.3.7 Факторы, влияющие на коэффициент сцепления

Значения φ зависят от многих факторов, основными из которых являются:

— тип и состояние покрытия;
— конструкция и состояние шины;
— скорость движения автомобиля;
— нагрузка на колесо и давление воздуха в шине.

Тип и состояние покрытия. Наибольшие значения коэффициента сцепления характерны для дорог с сухим твердым асфальтобетонным или цементобетонным покрытием. В этих условиях коэффициент сцепления определяется в основном трением между шиной и покрытием дороги. При качении колеса по дороге с твердым покрытием резина протектора деформируется гораздо больше, чем материал покрытия. Твердые выступы покрытия внедряются при этом в контактирующую с ним поверхность шины. Наименьший коэффициент сцепления характерен для заснеженных и обледенелых дорожных покрытий.

При наличии на покрытиях пленки грязи или влаги глубина вдавливания его неровностей в резину протектора значительно уменьшается и коэффициент сцепления снижается. Он будет тем меньше, чем толще слой грязи на покрытии дороги. На мокрых дорогах коэффициент сцепления определяется гидромеханическими свойствами жидкой пленки, находящейся между

шиной и опорной поверхностью, давлением в зоне их контакта и в значительно меньшей степени, чем на сухих дорогах, зависит от типа покрытия.

Конструкция и состояние шины. Коэффициент сцепления зависит также от конструкции шины, в основном от конструкции ее протектора. Шины с гладким протектором при всех режимах движения на асфальтовых мокрых, заснеженных и обледенелых дорогах имеют минимальное сцепление. Шины с шашечным рисунком протектора обеспечивают в этих условиях максимальный коэффициент сцепления, однако при движении по сухим твердым дорогам они интенсивно изнашиваются.

Наиболее целесообразен с точки зрения обеспечения высоких средних коэффициентов сцепления и высокой износостойкости протектор с продольными ребрами, расчлененный надрезами различной формы под углом 45°. При таком рисунке протектора пленка жидкости на дорожном покрытии выдавливается в сторону (в прорези), что обеспечивает восстановление контакта резины протектора с опорной поверхностью.

Для повышения сцепления шины со скользким дорожным покрытием протектор выполняют из резины специальных составов или устанавливают в него специальные металлические шипы. Шипы противоскольжения позволяют повысить на обледенелых покрытиях коэффициент сцепления в 1,5... 2 раза.

Скорость движения автомобиля. Среди эксплуатационных факторов, влияющих на коэффициент сцепления, наиболее существенным является скорость движения автомобиля. С увеличением ее уменьшается коэффициент продольной силы колеса и, соответственно, коэффициент сцепления. Это обусловлено упруговязким характером деформаций резины протектора, протекающих во времени. При больших скоростях движения резина протектора не полностью зацепляется за неровности покрытия.

На мокрых дорогах с увеличением скорости затрудняется выжимание влаги из зоны контакта шины и дороги, где образуется прослойка жидкости, и резко снижается коэффициент сцепления. Возрастает динамическая прочность жидкостной пленки, поэтому затрудняется ее разрыв и удаление с контактирующих поверхностей.

При определенной толщине пленки жидкости и скорости движения под действием гидродинамических сил шина всплывает на поверхность пленки. В этом случае сцепление колес с дорогой очень мало и определяется трением в слое жидкости. Такое состояние шины на мокрой дороге называется аквапланированием, а скорость, при которой оно возникает, критической по аквапланированию.

Нагрузка на колесо и давление воздуха в шине. На дорогах с твердым покрытием увеличение нагрузки на колесо приводит к уменьшению коэффициента сцепления, причем на заснеженной дороге и при гололедице относительное изменение коэффициента сцепления больше, чем на дорогах с асфальтовым покрытием. Для каждой шины коэффициент сцепления имеет максимальное значение при определенном давлении воздуха в ней. При движении по мягким поверхностям коэффициент сцепления возрастает с уменьшением

давления воздуха в шине благодаря увеличению площади контакта и улучшению характеристик взаимодействия колеса с грунтом.

Контрольные вопросы

1. Дайте определения радиусам автомобильного колеса и назовите факторы, влияющие на их величину?
2. Объясните физический смысл скольжения и юза колеса?
3. Объясните причину смещения вертикальной реакции дороги от оси, проходящей через вертикальный диаметр колеса?
4. Что такое коэффициент сопротивления качения? Перечислите факторы, увеличивающие его значение?
5. Что такое коэффициент сцепления?
6. Назовите факторы, влияющие на коэффициент сцепления?

1.4 Силы, действующие на автомобиль

1.4.1 Тяговая сила на ведущих колесах автомобиля

Тяговой силой $P_т$ называют отношение момента на полуосях к радиусу ведущих колес при равномерном их вращении. Она является также окружной силой.

$$P = \frac{M_T}{r} = \frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta}{r}, \qquad (1.27)$$

где $M_т$–тяговый момент на полуосях;

$$M_T = M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta, \qquad (1.28)$$

При неравномерном вращении коленчатого вала возникает момент $M_{им}$, вызванный инерцией маховика и направленный противоположно ускорению.

$$M_{ИМ} = J_М \cdot \varepsilon_М \cdot i_{тр} \cdot \eta, \qquad (1.29)$$

где $J_м$ –момент инерции маховика;

Тогда тяговый момент, подводимый к ведущим колесам, будет равен:

$$M_T' = M_T - M_{ИМ} = M_T - J_М \cdot \varepsilon_М \cdot i_{тр} \cdot \eta, \qquad (1.30)$$

Подставим значение $M_т'$ в формулу(1.24) касательной реакции X на ведущем колесе движущегося с ускорением:

$$X_2 = \frac{M_T}{r} - \frac{M_{кач2}}{r} - \frac{M_{И2}}{r} - \frac{M_{ИМ}}{r}$$

Или

$$X_2 = P_T - Z_2 \cdot f - J_2 \cdot \frac{\varepsilon_2}{r} - \frac{J_М \cdot \varepsilon_М \cdot i_{тр} \cdot \eta}{r}, \qquad (1.31)$$

Угловое ускорение колеса: $\varepsilon_2 = j/r$

Угловое ускорение маховика: $\varepsilon_М = \varepsilon_2 \cdot i_{тр} = j \cdot i_{тр}/r$

С учетом этого суммарная касательная реакция на ведущих колесах:

$$X_2 = P_T - Z_2 \cdot f - (J_М \cdot \varepsilon_М \cdot i_{тр}^2 \cdot \eta + J_2) \cdot \frac{j}{r^2}, \qquad (1.32)$$

Из полученной зависимости видно, что при разгоне X_2 меньше $P_т$ вследствии затрат энергии на разгон вращающихся деталей.

При равномерном движении, учитывая малую величину потерь энергии на качение:$X_2 \approx P_т$

В случае замедленного движения автомобиля энергия вращающихся масс используется на движение и X_2 может быть больше $P_т$

Максимальная величина тяговой силы ограничена максимальным крутящим моментом двигателя и передаточным числом трансмиссии. Вместе с тем $P_т$ не должна быть больше $P_{сц}$:

$$P_т \le P_{сц} = Z \cdot \varphi \ , \qquad (1.33)$$

1.4.2 Сила сопротивления подъему

Автомобильные дороги состоят из чередующихся между собой подъемов и спусков. Крутизна подъема характеризуется величиной угла α или уклона $i = H/B$, представляющего собой отношение высоты подъема H к его заложению B см. рисунок 1.17.

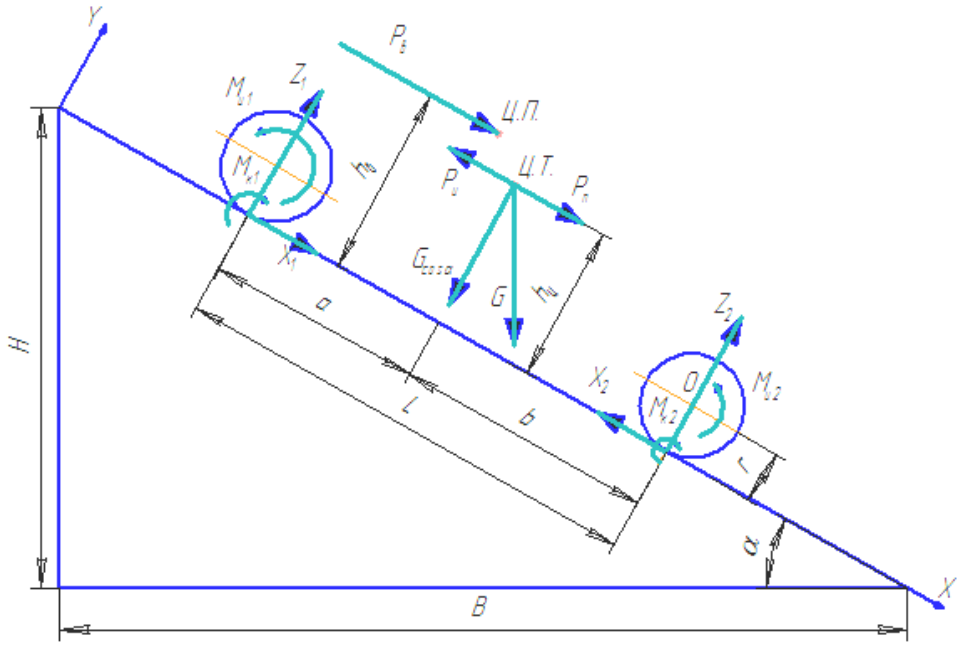


Рисунок 1.17–Силы и моменты, действующие на автомобиль

Разложим вес автомобиля G на две составляющие силы: силу G· sinα, параллельную дороге, и силу G· cosα ,перпендикулярную ей. Силу G· cosα называют силой сопротивления подъему и обозначают $P_п$.

При малых углах α, не превышающих 4-5˚ можно считать:

$i = tg\alpha \approx \sin\alpha$

И тогда сила сопротивления подъему:

$$P_п = G \cdot \sin\alpha = G \cdot i \ , \qquad (1.34)$$

Мощность, необходимая для преодоления автомобилем подъема:

$$N_{п} = \frac{P_{п} \cdot V_{а}}{1000}, \text{ кВт}, \qquad (1.35)$$

При движении на спуске сила $P_{п}$ имеет противоположное направление и действует как движущая сила. Угол α и уклон i считаются положительными при движении автомобиля на подъем и отрицательными при спуске.

1.4.3 Сила сопротивления качению

Сопротивление качению шины по дороге является следствием затрат энергии на внутренние потери в шине и на образование колеи.

Часть энергии теряется на трение шин о дорогу, сопротивление в подшипниках ведомых колес и сопротивление воздуха. В виду сложности учета всех факторов в отдельности сопротивление качению оценивают по суммарным затратам энергии. При этом силу сопротивления качению считают внешней по отношению к автомобилю.

Сила сопротивления качению всех колес автомобиля:

$$P_{кач} = Z_1 \cdot f_1 + Z_2 \cdot f_2$$

где Z_1 и Z_2-нормальные реакции на переднюю и заднюю ось автомобиля.

Если принять $f_1 \approx f_2 \approx f$,то

$$P_{кач} = (Z_1 + Z_2) \cdot f = G_{а} \cdot f = P_{f} \qquad (1.36)$$

Мощность, необходимая для преодоления сопротивления качению при движении автомобиля со скоростью:

$$N_{кач} = \frac{P_{кач} \cdot V_{а}}{1000}, \text{ кВт}; \qquad (1.37)$$

При движении автомобиля на подъеме или спуске:

$$P_{кач} = G \cdot f \cdot \cos\alpha$$

Однако для малых углов $\cos\alpha \approx 1$, что позволяет определять $\mathbf{P}_{кач}$ как для горизонтального участка.

Величины f и i характеризуют качество дороги, поэтому часто используют понятие силы сопротивления дороги $\mathbf{P}_{д}$, равной сумме сил $\mathbf{P}_{кач}$ и $\mathbf{P}_{п}$.

$$P_{Д} = P_{кач} + P_{п} = G \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin) = G(f \pm i) = G \cdot \psi, \qquad (1.38)$$

где $f \pm i = \psi$ –суммарный коэффициент сопротивления дороги.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги:

$$N_д = \frac{P_д \cdot V_a}{1000} = \frac{G \cdot \psi \cdot V_a}{1000}, \text{ кВт} \qquad (1.39)$$

Учитывая большое количество разнообразных факторов, влияющих на величину f, в расчетах вводят его средние значения. Средние значения коэффициента сопротивления качению по различным типам покрытий приведены в таблице 1.2

Таблица 1.2 – Значения коэффициента сопротивления качению

Тип дороги	Коэффициенты	
	f_0	f
Асфальто-и цементно-бетонное покрытие: в отличном состоянии в удовлетворительном состоянии	 0,012 0,018	 0,012–0,018 0,018–0,020
Булыжная мостовая	0,03	0,03–0,04
Гравийное покрытие	0,04	0,04–0,07
Грунтовая дорога: Сухая укатаная После дождя	 - -	 0,03–0,05 0,05–0,15
Песок	-	0,10–0,3
Снег укатанный	-	0,07–0,10

1.4.4 Сила сопротивления воздуха

Движение автомобиля связано с перемещением частиц воздуха, на которое расходуется часть мощности. Элементарные аэродинамические силы, действующие в каждой точке поверхности автомобиля, различны по величине и направлению. Совокупность этих элементарных сил может быть заменена силой $\mathbf{P}_w$ и моментом $\mathbf{M}_w$.

Равнодействующую $\boxed{\mathbf{P}_w}$ называют полной аэродинамической силой, а $\boxed{\mathbf{M}_w}$ - полным аэродинамическим моментом.

Силу $\mathbf{P_w}$ и момент $\mathbf{M_w}$ можно разложить по осям системы координат, связанной с автомобилем так, что ее начало «О» совпадает, с центром масс, а оси O_x и O_y направлены по продольной и поперечной осям автомобиля.

Проекция силы $\mathbf{P_w}$ на ось O_x - сила сопротивления воздуха, $\mathbf{P_в}$ (сила лобового сопротивления) см. рисунок 1.17. Она определяется следующей зависимостью:

$$P_в = k_в \cdot F \cdot V_a^2, \text{ Н} \qquad (1.40)$$

где– $\mathbf{k_в}$ коэффициент обтекаемости, зависящий от формы и качества поверхности автомобиля, Н· $с^2/м^4$;

$\mathbf{F}$ –лобовая площадь автомобиля, т. е. площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную продольной оси автомобиля, $м^2$.

Точку приложения $\mathbf{P_в}$ называют центром парусности автомобиля,

Сила $\mathbf{P_в}$ может быть представлена несколькими составляющими.

Сопротивление формы (50...60% $P_в$) обусловлено разностью между повышенным фронтальным давлением, возникающим перед автомобилем и пониженным давлением, вызванным завихрениями позади него. Решающее значение при этом имеет форма таких частей кузова, как капот, крылья, ветровое стекло, крыша, боковые стекла, боковые стенки, багажник.

Внутреннее сопротивление (10...15% $P_в$), создаваемое потоками воздуха, проходящими внутри автомобиля для вентиляций или обогрева кузова, а также охлаждения двигателя.

Сопротивление поверхностного трения (5 ... 10 % $P_в$), вызываемое силами вязкости пограничного слоя воздуха, движущегося у поверхности автомобиля и зависящее от размера и шероховатости этой поверхности.

Индуктируемое сопротивление (5 ...10 *%* $P_в$), вызываемое взаимодействием сил, действующих в направлении продольной оси автомобиля (подъемной) и перпендикулярно этой оси (боковой).

Дополнительное сопротивление (15% $P_В$), создаваемое различными выступающими частями: фарами, указателями поворота, ручками, номерными знаками.

Лобовая площадь автомобиля:

$$F = B \cdot H_a, \qquad (1.41)$$

где B - колея автомобиля, м;

H_a - наибольшая высота автомобиля, м.

Произведение $k_в \cdot F = W_в$ – фактор обтекаемости

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха:

$$N_B = \frac{P_B \cdot V_a}{1000} = \frac{k_в \cdot F \cdot V_a^3}{1000}\ , \text{кВт} \qquad (1.42)$$

Средние значения $k_в$, F и $W_в$ даны в таблице 1.3

При наличии встречного или попутного ветра вместо абсолютной скорости V следует учитывать скорость автомобиля относительно движущегося воздушного потока:

$$P_в = W_в \cdot (V_в \pm V_в) \qquad (1.43)$$

где $V_в$ –скорость ветра, м/с; знак «+» берут при встречном ветре, а «-» при попутном.

Таблица 1.3 – Значения $k_в$, F и $W_в$ по типам автомобилей

Автомобили	$k_в$, Н· с^2/м^4	$F_в$,м^2	$W_в$, Н· с^2/м^2
Легковые	0,2–0,35	1,6–2,8	0,3–0,9
Грузовые	0,6–0,7	3,0–5,0	1,8–3,5
Автобусы	0.25–0,4	4,5–6,5	1–2,6
Гоночные	0,13–0,15	1,0–1,3	0,13–0,18

Контрольные вопросы

1. Что такое тяговая сила автомобиля?
2. Напишите условие реализации тяговой силы автомобиля?
3. От каких параметров зависит сила сопротивления подъему автомобиля?
4. Какие причины вызывают сопротивление качению автомобиля?
5. Какие причины вызывают возникновение силы сопротивления воздуха?
6. Назовите составляющие коэффициента сопротивления дороги?

1.5 Схема сил и уравнение движения автомобиля

Уравнение движения связывает силы, движущие автомобиль, с силами сопротивления и позволяет определить характер прямолинейного движения автомобиля в каждый момент времени.

Рассмотрим схему сил и моментов, действующих на автомобиль во время его неравномерного движения на подъеме см. рисунок 1.17.

На этом рисунке показано следующее: G –вес автомобиля;

$P_{И'} = -G \cdot j / g$ –сила инерции поступательно движущихся масс автомобиля;

Z_1 и Z_2 –нормальные реакции дороги на ведущие и ведомые колеса автомобиля;

X_1 и X_2 –касательные реакции дороги, действующие на колеса автомобиля;

$M_{к1}$ и $M_{к2}$ –моменты сопротивления качения соответственно ведомых и ведущих колес автомобиля;

$M_{И1}$ и $M_{И2}$ – инерционные моменты колес, соответственно ведомых и ведущих колес автомобиля;

$P_в$ – сила сопротивления воздуха, приложенная к автомобилю в центре парусности на высоте $h_в$.

Спроектируем все силы на плоскость дороги:

$$-X_1+X_2+P_{И'}-P_В-P_П=0$$

Подставив вместо X_1 и X_2 и $P_и'$ их значения, найденные ранее, получим следующее выражение:

$$\begin{aligned}&-Z_1\cdot f-J_1\cdot\frac{j}{r^2}+P_T-Z_2\cdot f-(J_M\cdot\varepsilon_M\cdot i_{тр}^2\cdot\eta+\\&+J_2)\cdot\frac{j}{r^2}-G\cdot\frac{j}{g}-P_в-G\cdot\sin\alpha=0\end{aligned}\qquad(1.44)$$

Сложим 1,4 и 9 члены этого уравнения:

$$Z_1\cdot f+Z_2\cdot f+G\cdot\sin\alpha=(Z_1+Z_2)\cdot f+G\cdot\sin\alpha=G\cdot f+G\cdot\sin\alpha=P_f+P_п=P_д$$

Объединим члены содержащие j ,

$$J_1\cdot\frac{j}{r^2}+J_М\cdot\varepsilon_М\cdot i_{тр}^2\cdot\eta\cdot\frac{j}{r^2}+J_2\cdot\frac{j}{r^2}-G\cdot\frac{j}{g}=\frac{G}{g}\cdot\left[1+(J_к+J_М\cdot i_{тр}^2\cdot\eta)\frac{g}{G\cdot r^2}\right]\cdot j$$

где $J_к=J_1+J_2$ –суммарный момент инерции всех колес автомобиля

После всех упрощений получим:

$$P_Т-P_Д-P_В-\frac{G}{g}\cdot\left[1+(J_к+J_М\cdot i_{тр}^2\cdot\eta)\frac{g}{G\cdot r^2}\right]\cdot j=0\qquad(1.45)$$

Последний член уравнения показывает, какую силу нужно приложить к автомобилю, чтобы сообщить ему ускорение $\mathbf{j}$. Выражение в квадратных скобках учитывает влияние вращающихся масс на силу инерции автомобиля, и назовем его коэффициентом учета вращающихся масс $\delta_{вр}$, а весь член –приведенной силой инерции $\mathbf{P_и}$.

$$\delta_{вр}=1+(J_к+J_М\cdot i_{тр}^2\cdot\eta)\frac{g}{G\cdot r^2}\qquad(1.46)$$

$$P_и=P_и'\cdot\delta_{вр}=\frac{G}{g}\cdot\left[1+(J_к+J_М\cdot i_{тр}^2\cdot\eta)\frac{g}{G\cdot r^2}\right]\cdot j\qquad(1.47)$$

Величина коэффициента учета вращающихся масс определяется:

$$\delta_{вр} = 1 + 0{,}05 \cdot \left(1 + i_к^2\right) \cdot \frac{G_a}{G} \qquad (1.48)$$

где G_a – полный вес автомобиля.

Тогда уравнение движения автомобиля примет вид:

$$P_т - P_д - P_в \pm P_и = 0 \qquad (1.49)$$

В развернутом виде оно будет выглядеть так:

$$\frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta}{r} - G \cdot \psi - k_в \cdot F \cdot V^3 \pm \frac{G}{g} \cdot \delta_{вр} \cdot j = 0, \qquad (1.50)$$

Согласно этого уравнения безостановочное движение автомобиля возможно при условии:

$$P_т \geq P_д + P_в,$$

Выполнение этого условия необходимо, но недостаточно для движения без буксования. Полностью это условие выглядит так:

$$Z_2 \cdot \varphi = P_{сц} \geq P_т \geq P_д + P_в, \qquad (1.51)$$

При дальнейшем увеличении тяговой силы автомобиль будет разгоняться до тех пор пока $P_т = P_{сц}$.

Если $P_т$ увеличивать дальше, то будет буксование.

Контрольные вопросы

1. Напишите уравнение движения автомобиля? Какие параметры в него входят?
2. Напишите выражение для коэффициента учета вращающихся масс автомобиля?
3. Напишите условие безостановочного движения автомобиля?

1.6 Методы решения уравнений силового и мощностного балансов

1.6.1 Уравнение силового баланса автомобиля

Существует несколько способов решения уравнения движения автомобиля. Один из них называется метод силового баланса. Уравнение решается графо-аналитическим методом. Перепишем уравнение движения автомобиля следующим образом:

$$P_т = P_д + P_в \pm P_и \qquad (1.52)$$

Полученное уравнение называют уравнением силового баланса автомобиля. При построении графика силового баланса в координатах P–V см. рисунок 1.18 наносят кривые $P_т$ для различных передач. Например, для первой передачи:

$$P_{т1} = \frac{M_e \cdot i_{к1} \cdot i_{рк} \cdot i_0 \cdot \eta}{r}, \qquad (1.53)$$

$$V_1 = 0{,}377 \frac{r \cdot n_e}{i_{к1} \cdot i_{рк} \cdot i_0} \qquad (1.54)$$

Аналогичным образом строят кривые $P_т$ для остальных передач.

На график наносят кривую $P_д$, вычисленную для одного значения уклона:

$$P_д = G \cdot \psi \qquad (1.55)$$

Значения силы сопротивления воздуха определяют по формуле (1.40) и откладывают вверх от кривой $P_д$:

Кривая суммарного сопротивления $P_д + P_в$ определяет величину тяговой силы, необходимую для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если при некоторой скорости кривая $P_т$ проходит выше кривой $P_д + P_в$, то ордината $P_з$, заключенная между этими кривыми представляет собой запас силы, который может быть использован для разгона автомобиля. Используя этот график, можно определить показатели динамичности автомобиля при его равномерном движении:

–максимальную скорость автомобиля (определяется абсциссой точки пересечения кривых $P_т$ и $P_д + P_в$ так как при этом запас силы и возможное ускорение равно нулю);

– максимальную силу сопротивления дороги $P_д$, преодолеваемую автомобилем (например, для скорости V_1 ,необходимо из ординаты $P_т$ вычесть отрезок ab ,равный в масштабе силе $P_в$. Сумма отрезков ad+bc в том же масштабе представляет собой силу сопротивления дороги).

Для учета возможности буксования ведущих колес определяют силу сцепления, $\mathbf{P}_{сц}$ для определенного значения φ_x :

$$P_{сц} = G_2 \cdot \varphi_x \qquad (1.56)$$

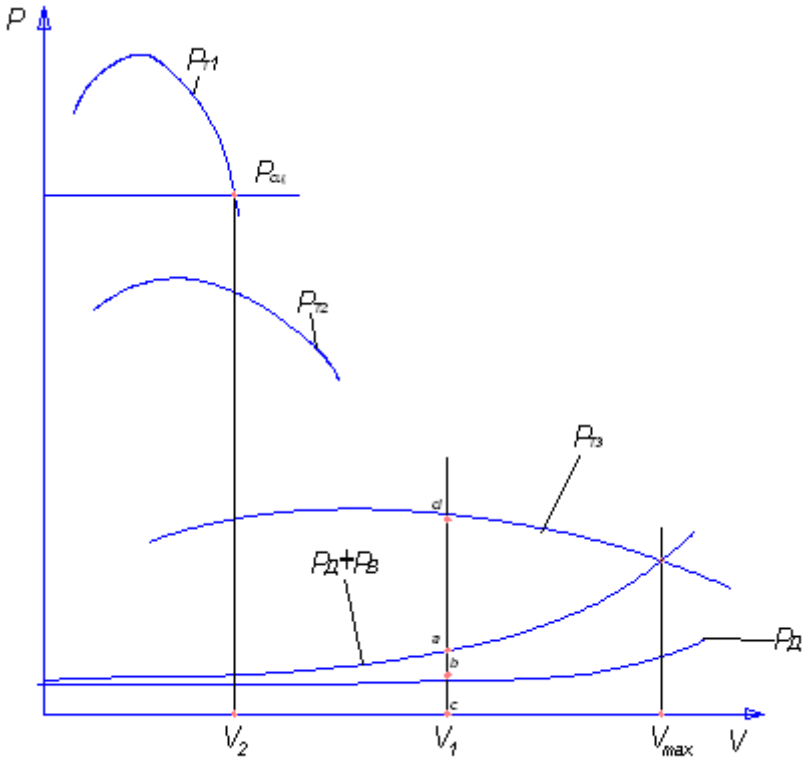


Рисунок 1.18 - График силового баланса автомобиля

Наносят ее на график в виде горизонтали см. рисунок 1.18. В зоне, расположенной ниже горизонтали, соблюдается условие $P_т < P_{сц}$. Зона же, находящаяся выше горизонтали, характеризует невозможность трогания автомобиля с места, а при движении - неизбежность остановки. В рассматриваемом примере безостановочное движение на третьей и второй передачах возможно во всем интервале скорости от минимальной до максимальной.

На первой передаче движение без буксования колес при полной нагрузке двигателя возможно лишь со скоростью, большей или равной V_2 .

Для движения без буксования со скоростью, меньшей V_2 , на первой передаче необходимо прикрыть дроссельную заслонку, уменьшив силу $\boxed{P_т}$.

1.6.2 Мощностной баланс автомобиля

Для оценки правильности выбора мощности двигателя и передаточного числа главной передачи необходимо сопоставить тяговую мощность с мощностью, необходимой для преодоления сопротивлений движению. Для этого умножим каждый член уравнения силового баланса на скорость автомобиля, получим:

$$N_т = N_e \cdot \eta = N_к + N_п + N_в \pm N_и \qquad (1.57)$$

В развернутом виде с учетом выше приведенных формул:

$$N_т = G \cdot f \cdot V + G \cdot i \cdot V + k_в \cdot F \cdot V^3 \pm \frac{G}{g} \cdot j \cdot \delta_{вр} \cdot V$$

Для решения этого уравнения в координатах $N - V$ наносят кривые N_e и $N_т$ тяговой мощности см. рисунок 1.19. Определяют мощность $N_д$ и строят ее график, вверх от которой откладывают значения мощности $N_в$ сопротивления воздуха. Ординаты между кривой $N_д + N_в$ и осью абцисс соответствуют мощности, затрачиваемой на преодоление суммарного сопротивления дороги и воздуха.

Отрезки прямых $N_з$, заключенные между кривыми $N_т$ и $N_д + N_в$, характеризуют запас мощности, который может быть использован на преодоление повышенного сопротивления или разгон автомобиля. При равномерном движении мощность $N_т$ расходуется только на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Наибольшую скорость при полном открытии дроссельной заслонки автомобиль развивает, когда мощность $N_т$ равна сумме мощностей $N_д$ и $N_в$ (точка А на рисунке 1.19). Для равномерного движения по той же дороге со скоростью, меньшей V_{max},водитель должен прикрыть дроссельную заслонку или переключить передачу. Например, для движения на той же передаче со скоростью V_1 заслонку следует прикрыть так, чтобы мощность $N_т$ изменялась по кривой, показанной штриховой линией.

Степенью использования мощности двигателя **И** называют отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля, к мощности $N_т$, которую может развить двигатель (при той же скорости движения и полном открытии дроссельной заслонки) на ведущих колесах:

$$И = \frac{N_д + N_в}{N_т} = \frac{N_д + N_в}{N_e \cdot \eta}, \qquad (1.58)$$

Чем лучше дорога по качеству и чем меньше скорость автомобиля, тем меньше используется мощность двигателя. На величину $И$ влияет также передаточное число трансмиссии. Пусть автомобиль может двигаться со скоростью V_2 на 2-ой и 3-ей передаче см. рисунок 1.19. Величина $N_{T'}$ больше $N_{T''}$, следовательно, значение $И$ на третьей передаче больше, чем на второй. Уменьшение степени использования мощности вызывает увеличение расхода топлива автомобилем.

1.6.3 Динамическая характеристика автомобиля

Метод силового баланса удобно применять при анализе динамичности конкретного автомобиля.

Сравнение же автомобилей различных типов затруднительно, так как величины тяговой силы у различных автомобилей могут отличаться в несколько раз. Для этих целей удобно пользоваться динамической характеристикой автомобиля. Для этого введем такое понятие как динамический фактор.

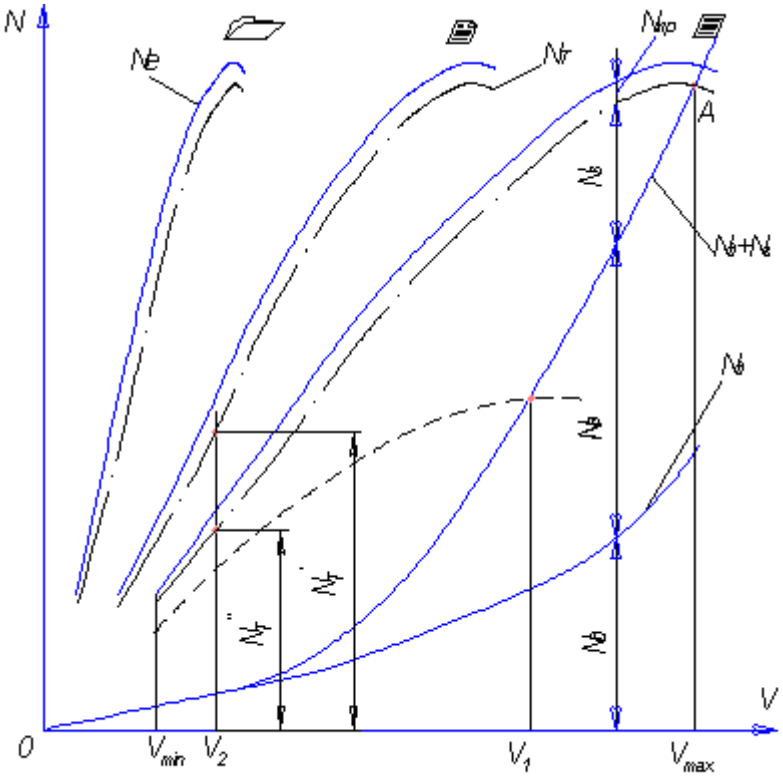


Рисунок 1.19 - График мощностного баланса автомобиля

Динамическом фактором D автомобиля называют отношение разности сил $P_т - P_в$ к весу автомобиля:

$$D = \frac{P_т - P_в}{G} = \frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta / r - P_в}{G}, \qquad (1.59)$$

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения при различных передачах в коробке и полной нагрузке на автомобиль называют динамической характеристикой автомобиля см. рисунок 1.20.

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения, разделим обе части уравнения движения автомобиля на его вес:

$$\frac{P_т - P_в}{G} = \frac{P_д - P_и}{G},$$

После преобразований получим:

$$D = \psi \pm \frac{j}{g} \cdot \delta_{вр} \qquad (1.60)$$

При равномерном движении ускорение $j = 0$, следовательно, ордината каждой точки кривой D на динамической характеристике определяет в том же масштабе величину коэффициента сопротивления дороги. Например, значение D_v при максимальной скорости определяет величину коэффициента сопротивления дороги Ψ, которое может быть преодолено при этой скорости.

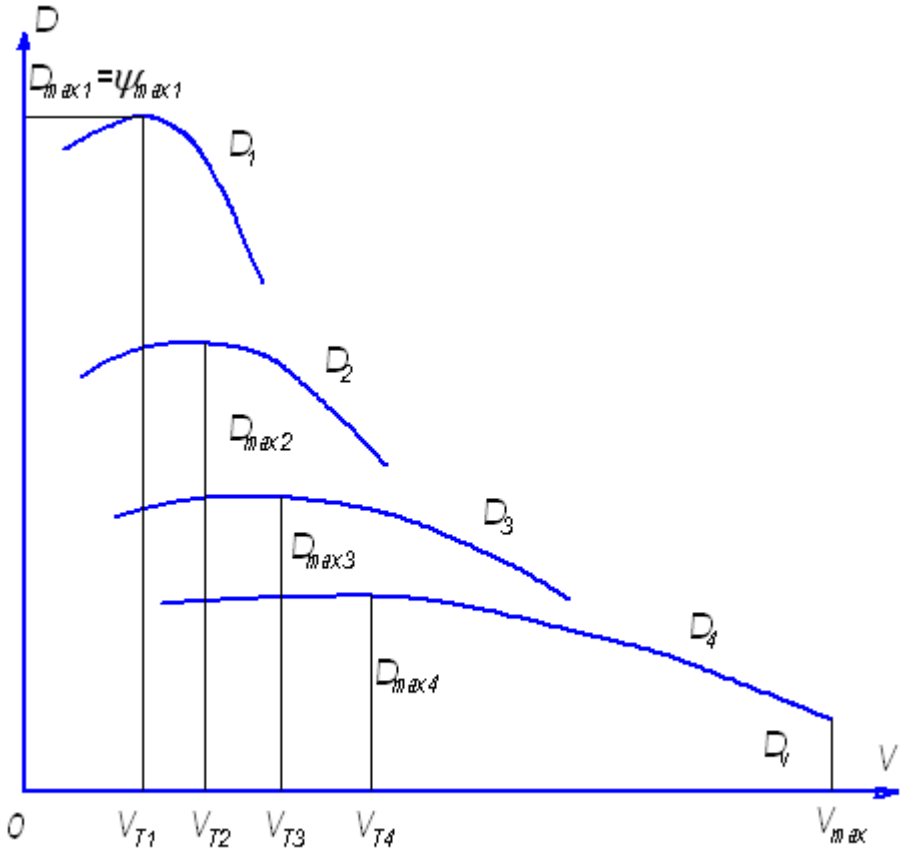


Рисунок 1.20 - Динамическая характеристика автомобиля

Ординаты точек перегиба кривых D_{max} определяют максимальные значения коэффициента ψ на каждой передаче. Если известна величина f, то по разности $D_{max} - f$ можно определить максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на данной передаче при равномерном движении.

Абсциссы точек перегиба характеризуют критическую скорость автомобиля по условиям тяги $V_т$.

При движении со скоростью, большей $V_т$, случайное повышение сопротивления движению вызывает уменьшение скорости, но при этом одновременно увеличивается динамический фактор.

При движении со скоростью, меньшей $V_т$, увеличение сопротивления движению снижает скорость, что приводит к интенсивному уменьшению D. Скорость $V_т$ является границей области устойчивого движения автомо-

биля при полной нагрузке двигателя. При $V > V_т$ движение автомобиля -устойчивое, при $V < V_т$ -неустойчивое.

Для определения возможности движения автомобиля без буксования ведущих колес по динамической характеристике, находим динамический фактор по сцеплению $D_{сц}$. Для этого в формуле определения D заменим $P_т$ максимальным ее значением по условиям сцепления:

$$D_{сц} = \frac{P_{сц} - P_в}{G} \approx \frac{G_2 \cdot \varphi_х}{G} \qquad (1.61)$$

Тогда можно получить условие безостановочного движения, выраженное в динамической форме:

$$D_{сц} \geq D \geq \psi \qquad (1.62)$$

Контрольные вопросы

1. Каким способом решается уравнение движения автомобиля?
2. Расскажите, каким образом определяется запас тяговой силы автомобиля?
3. Напишите уравнение движения автомобиля в случае его равномерного движения?
4. Для каких целей решается уравнение мощностного баланса?
5. Каким образом определяется запас мощности автомобиля?
6. Что такое степень использования мощности двигателя?
7. Что называется динамической характеристикой автомобиля?
8. Что называется критической скоростью автомобиля по условиям тяги?
9. Какие эксплуатационные задачи можно решать при помощи динамической характеристики автомобиля?
10. Выразите условие безостановочного движения автомобиля в динамической форме?

1.7 Приёмистость автомобиля

Показателями приёмистости автомобиля при разгоне служат величины максимальных ускорений, а также значения пути и времени разгона.

1.7.1 Ускорение автомобиля при разгоне

Ускорение при разгоне рассчитывают применительно к горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при условиях максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования колес. Величину ускорения можно определить из формулы для определения динамического фактора:

$$j = (D - f) \cdot \frac{g}{\delta_{вр}}, \qquad (1.63)$$

Наметив на графике динамической характеристики 5-6 значений скорости, определяют соответствующие значения D и f, и по формуле (1.63) находят ускорения на разных передачах см. рисунок 1.21.

Минимальное значение скорости V_{min} соответствует наименьшим устойчивым оборотам коленчатого вала. В интервале от 0 до V_{min} автомобиль трогается с места при пробуксовке сцепления и постепенном открытии дроссельной заслонки.

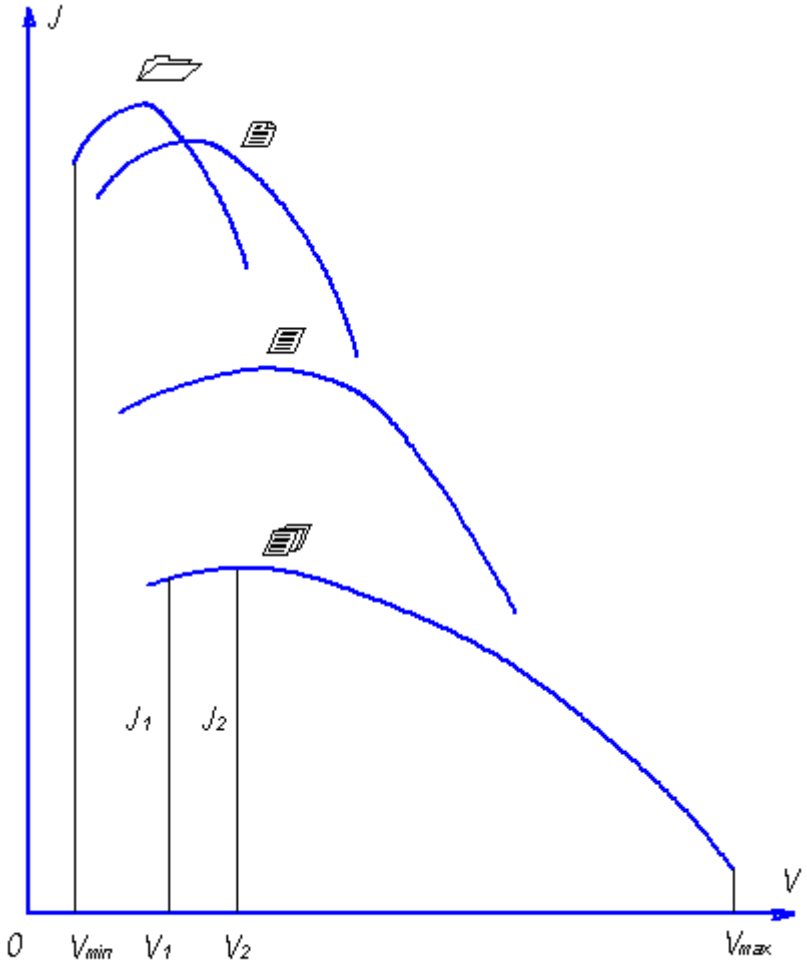


Рисунок 1.21 - График ускорений автомобиля

У пассажирских автомобилей при V_{max} ускорение равно нулю, так как запас мощности при этом отсутствует. У грузовых автомобилей при V_{max} запас мощности имеется, но использовать его невозможно, так как срабатыва-

ет ограничитель оборотов коленчатого вала. Примерные значения максимальных ускорений при разгоне автомобилей указаны в таблице 1.4.

У автомобилей с гидромеханической трансмиссией ускорения могут достигать 6-8 м/с^2. Для определения максимально интенсивного разгона в расчет вводят ускорение, максимально возможное при данной скорости.

Таблица 1.4 – Значения максимальных ускорений автомобилей

Автомобили	Максимальное ускорение, м/с^2	
	на первой передаче	на второй передаче
Легковые	2,0–2,5	0,8–1,2
Грузовые	1,7–2,0	0,25–0,5
Автобусы	1,8–2,3	0,4–0,8

1.7.2 Время разгона автомобиля

Время разгона автомобиля ввиду отсутствия аналитической связи между ускорением и скоростью определяют графоаналитически. Кривую ускорений разбивают на ряд отрезков см. рисунок 1.21 и считают, что в каждом интервале скорости автомобиль разгоняется с постоянным ускорением.

$$j_{ср} = 0{,}5 \cdot (j_1 + j_2), \qquad (1.64)$$

где j_1 и j_2 -ускорения соответственно в начале и в конце выбранного интервала скорости.

При изменении скорости от V_1 до V_2, среднее ускорение:

$$j_{ср} = \frac{V_2 - V_1}{3{,}6 \cdot \Delta t_1} = \frac{\Delta V_1}{3{,}6 \cdot \Delta t_1} \qquad (1.65)$$

Следовательно, время разгона в том же интервале изменения скорости:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta V_1}{3{,}6 \cdot j_{ср}} \qquad (1.66)$$

Общее время разгона от минимально устойчивой скорости V_{min} до конечной V_{max}.

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \ldots + \Delta t_n, \qquad (1.67)$$

По значениям t, определяемым для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная ее от минимального значения V_1, для которого t=0 см. рисунок 1.22. Для скорости V_2 откладывают значение Δt_1, для скорости V_3 –значение $\Delta t_1+\Delta t_2$ и т.д.

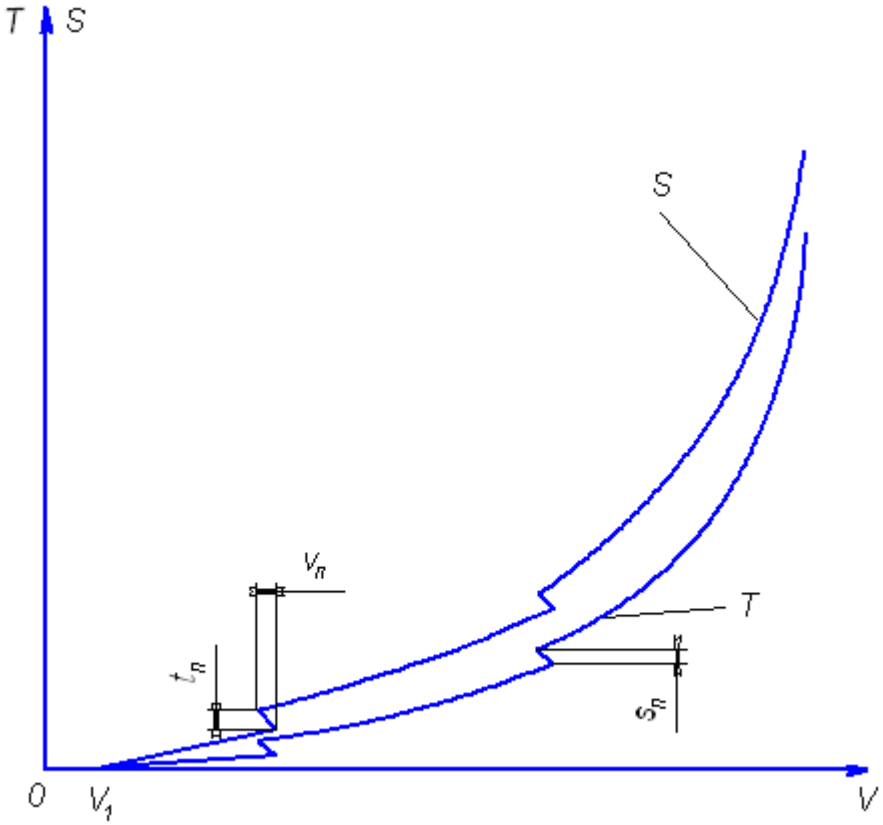


Рисунок 1.22 - График времени и пути разгона автомобиля

Время переключения передач t_n зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя.

Карбюраторный двигатель t_n =0,5–1,5 с

Дизельный двигатель t_n =1–4 с

Величина уменьшения скорости в процессе переключения передач:

$$\Delta V_n = 33 \cdot t_n \cdot \psi \ , \qquad (1.68)$$

1.7.3 Путь разгона автомобиля

При расчете пути разгона приближенно считают, что в каждом интервале изменения скорости автомобиль движется равномерно со скоростью $V_{ср}$.

Так, в интервале $V_1 - V_2$:

$$V_{ср} = 0{,}5 \cdot (V_1 + V_2) \ , \qquad (1.69)$$

При этом допущении путь разгона в этом интервале скоростей:

$$\Delta s_1 = \frac{V_{ср} \cdot \Delta t_1}{3{,}6} = \frac{V_{ср} \cdot \Delta V_1}{13 \cdot j}\ , \qquad (1.70)$$

Общий путь разгона:

$$s = \Delta s_1 + \Delta s_2 + \ldots \Delta s_n\ , \qquad (1.71)$$

Кривую пути разгона автомобиля начинают от минимальной скорости V_1 см. рисунок 1.22 и строят для тех же интервалов скорости, что и кривую t. Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач:

$$S_n = \frac{\left(V_н - 17 \cdot t_n \cdot \psi\right) \cdot t_n}{3{,}6}\ , \qquad (1.72)$$

где $V_н$ –скорость в момент переключения передач.

Контрольные вопросы

1. Как определяются ускорение, путь и время разгона автомобиля?
2. Каковы максимальные значения ускорений у различных типов автомобилей?

1.8 Испытания автомобиля на тяговую динамичность

1.8.1 Виды и методы испытаний

Испытания автомобиля на динамичность заключаются в определении минимальной устойчивой и максимальной скорости движения автомобиля (легкового, грузового), а также в определении возможного максимального ускорения, времени и длины пути разгона, выбега. Немаловажно определить и силу тяги на колесах. Таким образом, можно сказать, что целью испытаний является проверка и подтверждение аналитических зависимостей, рассмотренных в предыдущих главах.

Испытания подразделяются на статические и динамические. В данной главе речь идет о динамических испытаниях. Динамические испытания делятся на дорожные и стендовые.

Дорожные испытания наиболее полно отражают реальные эксплуатационные условия, но точность их невысока.

На стендах создаются стабильные условия испытаний, применяется аппаратура, автоматически обрабатывающая результаты измерений во время экспериментов. Их можно проводить в любое время года. Однако на стендах трудно, а в некоторых случаях невозможно воспроизвести эксплуатационные

условия движения. Поэтому дорожные и стендовые испытания дополняют друг друга.

Перед проведением любых испытаний определяют весовые показатели автомобиля и коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой. Перед началом испытаний все агрегаты следует прогреть, что достигается пробегом автомобиля в течение 0,5-1 ч, В период испытаний температуру охлаждающей среды и масла поддерживают в установленных пределах. Температура воздуха должна быть в пределах 5-25 °С, скорость ветра не более 3 м/с. Испытания проводят на ровном горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием.

Минимальную устойчивую скорость автомобиля при испытаниях определяют на двух последовательно расположенных участках по 100 м каждый с расстоянием между ними 200-300 м.

До въезда на первый участок скорость движения автомобиля уже должна быть постоянной.

На промежуточном участке скорость увеличивают до 5-7 м/с путем резкого открытия дроссельной заслонки. Перед входом на второй участок скорость опять снижают.

Максимальную скорость автомобиля определяют при прохождении участка (обычно длиной 1 км) на высшей передаче с полностью открытой дроссельной заслонкой. Для улучшения обтекаемости в период выезда вентиляционные люки и окна должны быть закрыты. Заезд ведут в двух противоположных направлениях.

Скорость, которую автомобиль развивает после разгона с места с переключением передач и при полном открытии дроссельной заслонки, определяют на горизонтальном участке длиной 400 м, где автомобиль должен двигаться с постоянной скоростью после разгона на пути длиной 1600 м.

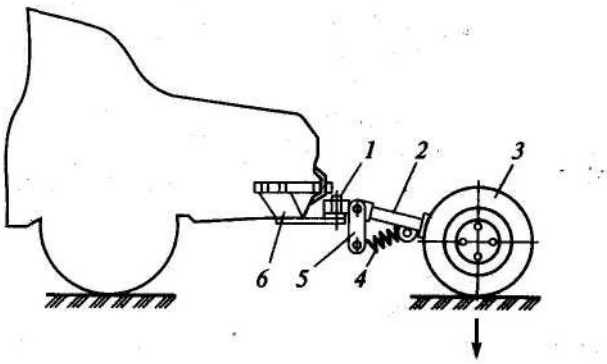
Приемистость автомобиля определяют при разгоне с места и с хода. Разгон с места с переключением передач ведут при полном открытии дроссельной заслонки до достижения требуемой скорости. Разгон на различных передачах производят с заданной начальной скорости до максимальной. При движении на прямой передаче проводят также испытания на приемистость автомобиля путем резкого разгона с начальной скорости 4 м/с до скорости, составляющей 80 % от максимальной на этой передаче.

1.8.2 Аппаратура и стенды для испытания автомобилей

Прибором для измерения скорости автомобиля может служить тахогенератор, установленный непосредственно на колесе автомобиля или на «пятом» прицепном измерительном колесе. Конструкция пятого колеса показана на рисунок 1.23.

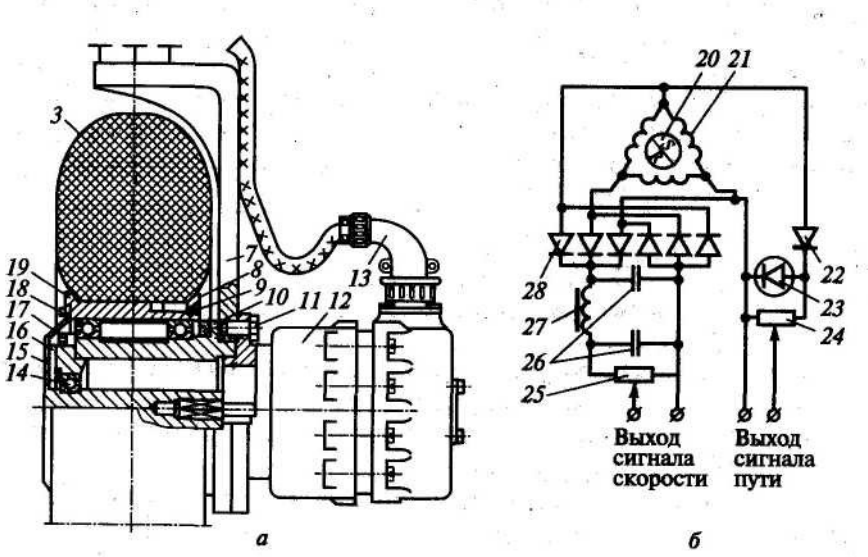
Колесо 3 см. рисунок 1.23 и тахогенератор см. рисунок 1.24 установлены на оси 16, закрепленной на вертикальной платформе 7, которая связана с дышлом 2. На оси 1 свободно вращается втулка с кронштейном 5. Дышло 2 может совершать перемещения в вертикальной плоскости. Подшипники 18

впрессованы в диск 19 колеса 3, фиксируемого запором 8, который удерживает их от осевых смещений. Колесо прижимается к дороге пружиной 4. С автомобилем колесо соединено при помощи основания 6 со стопорным кольцом 9. Подшипники от перемещений в осевом направлении удерживают гайки 17. От пыли и грязи подшипники защищены сальником 10.



1- ось; 2 - дышло; 3 - пятое колесо; 4 - прижимная пружина;
5-кронштейн; 6 - основание

Рисунок 1.23 - Пятое колесо для измерения скорости автомобиля



а-схема привода тахогенератора от пятого колеса, б-измерительная схема формирования электрических сигналов скорости и числа оборотов колеса;

3 - пятое колесо; 7-платформа; 8- запорное устройство; 9 -стопорное кольцо; 10 - прижимная шайба; 11 - болт; 12- тахогенератор; 13 - штепсельный разъем; 14- подшипник; 15- крышка; 16- ось; 17- гайки; /5-подшипник наружный; 19 - диск колеса; 20- якорь тахогенератора; 21 - обмотки тахогенератора; 22 и 28 - диоды; 23- стабилитрон; 24 и 25 - потенциометры; 26 - конденсаторы; 27- катушка индуктивности

Рисунок 1.24 - Элементы прибора для определения скорости автомобиля и пройденного им пути

К платформе 7 болтами 11 крепится тахогенератор 12. Тахогенератор переменного тока состоит из корпуса, внутри которого закреплены башмаки с секционированными обмотками, соединенными последовательно, и магнитного якоря. Вращение якорю тахогенератора передается от диска колеса через валик, связанный с крышкой 15 и установленный в оси 16 на подшипнике 14. Вывод электрического напряжения осуществляется кабелем, подключаемым к тахогенератору посредством штепсельного разъема 13.

При вращении якоря 20 (см. рисунок 1.24, б) в секциях обмотки 21 возникает электрическое напряжение, сдвинутое по фазе в каждой обмотке на 120°. Амплитуда и частота этого напряжения зависят от частоты вращения якоря. В определенных пределах зависимость выходного напряжения от частоты вращения якоря линейна. Переменный ток тахогенератора выпрямляется шестью полупроводниковыми диодами 28, которые одним выводом попарно-встречно подключены к выводам секций, а другими одноименными концами соединены по три вместе. На выходе выпрямителя формируется постоянное, но пульсирующее напряжение. Это напряжение сглаживается фильтром, состоящим из катушки индуктивности 27 и двух конденсаторов 26. Пульсации напряжения во внешней цепи уменьшаются.

Для регулировки напряжения, подаваемого на регистрирующий прибор, на выходе фильтра включен потенциометр 25. От общего провода фильтра и движка потенциометра выходное напряжение подается на регистратор. При большом сопротивлении потенциометра-регулятора амплитуды выходного сигнала конденсаторы 26 фильтра разряжаются во внешнюю цепь медленно. Это может привести к тому, что после остановки автомобиля конденсаторы еще сохранят заряд и регистрирующий прибор будет фиксировать какое-то напряжение. Поэтому для каждого конкретного испытания параметры тахогенератора, емкостей фильтра и сопротивления нагрузки должны быть тщательно согласованы. Это позволит уменьшить постоянную времени фильтра и избежать ошибок при регистрации скорости движения автомобиля.

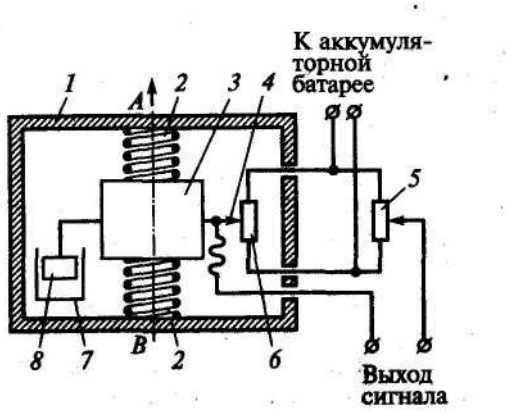
При каждом обороте якоря тахогенератора в каждой из его обмоток возникают электрические синусоидальные импульсы, сдвинутые по фазе. К одной из фазовых обмоток тахогенератора подключают полупроводниковый диод 22, вследствие чего в выходной цепи возникают импульсы тока, амплитуда которых зависит от угловой скорости вращения якоря. Для формирования импульсов постоянной амплитуды выходную цепь диода шунтируют полупроводниковым стабилизирующим диодом 23 (стабилитроном). Параллельно стабилитрону подключают потенциометр 24, служащий делителем напряжения для регулировки амплитуды выходного сигнала.

На выходе такой схемы образуются электрические импульсы прямоугольной формы (один импульс за оборот якоря), которые могут быть поданы на регистрирующий прибор для записи.

Если колесо автомобиля вращается с большой угловой скоростью, то частота следования импульсов велика, подсчитать их на осциллограмме прак-

тически невозможно. В этом случае импульсы записывают не за каждый оборот колеса, а через оборот с помощью релейного или триггерного делителя.

Линейные ускорения автомобиля измеряют акселерометрами - датчиками см. рисунок. 1.25, имеющими инерционную массу 3, установленную в корпусе 1 на пружинах 2, и пневматический демпфер, состоящий из цилиндра 7, соединенного с корпусом, и поршня 8. С инерционной массой жестко связан движок 4 потенциометра 6. Если автомобиль движется без ускорения, натяжение пружин 2 одинаково, и инерционная масса 3 находится в среднем положении.



1 - корпус; 2 - пружина; 5 - инерционная масса; 4-движок; 5 и 6- потенциометры; 7-цилиндр; 8-поршень

Рисунок 1.25 - Схема акселерометра для измерения линейных ускорений автомобиля

Если автомобиль движется с ускорением, направленным вдоль измерительной оси АВ, то инерционная масса смещается, растягивая пружины. Смещение массы при постоянном ускорении, пропорциональное этому ускорению, вызывает перемещение движка потенциометра 6, вследствие чего изменяется величина электрического сигнала на выходе.

Мостовые измерительные схемы для акселерометра состоят из двух потенциометров 5 и 6. Потенциометр 5 служит для балансировки измерительного моста при нейтральном положении инерционной массы. На крайние точки потенциометров подается питание от батареи, а с движков снимается выходной электрический сигнал.

1.8.3 Определение силы тяги

При определении силы тяги измеряют крутящий момент на полуоси ведущего моста. Под действием момента полуось скручивается, при этом угол закручивания пропорционален приложенному крутящему моменту. Для измерения крутильной деформации применяют тензометрические датчики (тензодатчики).

Механические деформации преобразуются в электрический сигнал при помощи тензодатчика, представляющего собой проволочную решетку 8 см. рисунок. 1.26, наклеенную на бумажную подложку. К концам решетки припаяны выводы для включения датчика в измерительную схему. Датчики 8,

приклеиваемые к испытуемой полуоси, как показано на рисунке, испытывают деформации.

1 - вращающийся токосъемник; 2 - изоляционное кольцо;
3 - корпус; 4 - полый рычаг с выводами от тензодатчиков;
5-контактное устройство; 6- медный диск; 7-сердечник;
8- тензодатчик и его разрез по А - А; 9- испытуемый вал

Рисунок 1.26 - Схема устройства для передачи сигналов с тензодатчиков при определении крутильной деформации вала

Один из тензодатчиков, направление петель решетки, которого совпадает с линией закручивания полуоси, растягивается, и его сопротивление увеличивается. Сопротивление другого тензодатчика, который сжимается, уменьшается. Отношение изменения сопротивления тензодатчика к изменению длины проводника в зависимости от материала проволоки (нихром, константан, адванс, элинвар) равно 1,9-3,5. Изменение сопротивления датчиков приводит к изменению тока в электрической цепи. Это изменение тока регистрируется.

Величина электрического сигнала, получаемого от тензодатчика, мала, и выходной сигнал перед подачей на измерительное устройство нужно усилить. Для этого тензодатчики подключают к входу усилителя по мостовой схеме. Мост из тензометров питается переменным током с высокой несущей частотой. Несущей частотой $f_н$ является частота тока питания, а модулирующей $f_м$ - частота изменения сопротивления тензодатчиков. Для нормальной работы тензометрического прибора необходимо, чтобы $f_н/f_м$ = (2-30). Практически $\boxed{f_н/f_м}$ =10.

У большей части тензометрической аппаратуры несущая частота находится в пределах 3-8 или 30-50 кГц. Такая высокая частота тока питания тензодатчиков позволяет исследовать детали автомобиля при высоких частотах изменения нагрузки. Напряжение высокой частоты, необходимое для питания тензодатчиков, вырабатывает специальный электронный генератор.

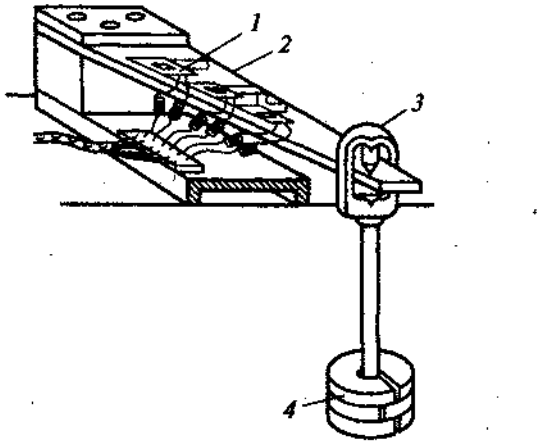
Для балансировки тензометрических мостовых схем они снабжаются балансными элементами. В тензометрическую аппаратуру входят также устройства для калибровки и тарировки измерительных каналов. Те и другие предназначены для регулировки и контроля чувствительности каналов измерения непосредственно перед экспериментом.

Калибровочные устройства вызывают разбаланс мостовой схемы и контролируют выходной сигнал, амплитуда которого меняется регулятором коэффициента усиления, устанавливаемым в нужную позицию при тарировке. Перед проведением тензометрических измерений, перед калибровкой или тарировкой производят балансировку тензометрической мостовой схемы.

Для построения тарировочной характеристики тензоизмерительной аппаратуры желательно применять метод непосредственной тарировки, когда исследуемую деталь нагружают с помощью специальных устройств нагрузками, под которыми она будет находиться в реальных условиях, и при этом регистрируют амплитуду выходного сигнала тензоусилителя. Однако метод непосредственной тарировки не всегда приемлем, и тогда прибегают к косвенному методу.

В этом случае подбирают тензодатчики с одинаковой базой и сопротивлением для двух мостовых схем. Один из мостов наклеивают непосредственно на испытуемую деталь, а другой - на тарировочную балку (балку равного сопротивления), которую желательно изготовлять из того же материала, что и исследуемая деталь см. рисунок 1.27.

Балку 2 нагружают вертикальной силой - грузилом 3 с гирями 4 и по показаниям регистрирующего прибора строят графики зависимости амплитуды выходного сигнала (деформации) от приложенной силы.



1 - тензодатчики; 2- балка равного сопротивления; 3- грузило; 4- гири
Рисунок 1.27-Устройство для тарировки тензодатчиков

Эти графики используют для расшифровки данных, полученных при испытании детали автомобиля, т. е. для определения деформаций, возникающих в детали автомобильного агрегата.

Для снятия сигнала с тензодатчиков, установленных на полуоси автомобиля, применяют токосъемники. На рисунке 1.26 показан вариант снятия показаний с помощью ртутного токосъемника с корпусом, состоящим из двух частей: вращающейся наружной 1 и неподвижной внутренней в виде сердечника 7, с шарикоподшипниками между ними. На сердечнике 7 с помощью пластмассовых втулок закреплены медные диски 6, к каждому из которых припаян провод. Провода от дисков выводятся наружу по полому рычагу 4. Между дисками установлены кольца 2 из изоляционного материала и кольца с медными втулками, к которым подведены проводники от тензодатчиков. Пространство каждой секции заполнено ртутью, проводящей ток от подвижного контакта (втулки) к неподвижному (диску). В рассматриваемом то-

косъемнике установлено также контактное устройство 5 для отметки чисел оборотов полуоси (колеса) на регистраторе. Весь токосъемник защищен от пыли корпусом 3.

Для регистрации исследуемых параметров при дорожных и стендовых испытаниях автомобиля применяются шлейфовые осциллографы или самописцы. Они выпускаются одно и многоканальными. Запись ведут чернилами на бумаге с помощью трубчатого пера или на магнитных носителях, а также на фотографических пленках и бумаге.

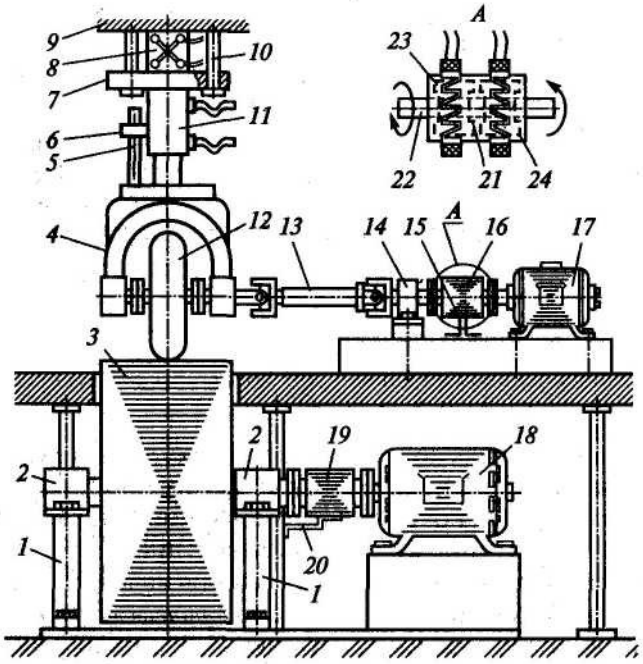
Для расшифровки произведенных записей необходимо иметь тарировочные записи пройденного пути и численные значения действительной скорости автомобиля.

На практике применяют простой метод тарировки приборов по пройденному пути с помощью меток на испытываемом полигоне.

Для этого на протектор шины наносят мелом поперечную линию и автомобиль прокатывают по дороге так, чтобы колесо совершило 5-6 оборотов. На дороге остаются меловые отпечатки. Измерив, расстояние между крайними отпечатками и разделив его на число оборотов колеса, определяют длину окружности колеса в метрах, которой соответствует расстояние между передними фронтами импульсов числа оборотов, записанных на осциллограмме. По числу импульсов, соответствующих числу оборотов колеса, определяют пройденный путь, а, разделив его на число импульсов, соответствующих времени, находят скорость движения автомобиля. Тарировочный заезд проводят несколько раз и график строят по осредненным значениям.

1.8.4 Определение коэффициентов сопротивления качению и сцепления колеса с дорогой

Коэффициент сопротивления качению можно определить на стенде, показанном на рисунке 1.28. Испытуемое колесо 12 устанавливают в вилке 4, прижимаемой с помощью гидроцилиндра 11 к беговому барабану 3. Гидроцилиндр расположен на платформе 7, удерживаемой стойками 10. Между платформой и опорой 9 размещен датчик 8, с помощью которого измеряют силу прижатия колеса к барабану. Вилка 4 удерживается стойкой 5, входящей в направляющую 6, установленную на внешней поверхности гидроцилиндра. Вращение колеса осуществляется от электродвигателя 17; его выходной вал связан с валом колеса карданной передачей 13 и динамометрической муфтой 16. Между муфтой и карданной передачей расположена опора 14. Реактивный момент от корпуса муфты, возникающий вследствие трения в подшипниках, воспринимается рычагом 15.



1 - стойка; 2 - опорный подшипник; 3 - беговой барабан; 4 - вилка; 5-стойка гидроцилиндра; 6-направляющая гидроцилиндра; 7-платформа; 8-датчик; 9-опора; 10 - стойка; 11- гидроцилиндр; 12- испытуемое колесо; 13 - карданный вал; 14- опора муфты; 75 и 20- рычаги; 16 и 19- муфты динамометрические; 17- электродвигатель; 18- генератор; 21, 23 и 24- втулки; 22 - торсион

Рисунок 1.28 - Стенд для определения коэффициента сопротивления качению

Тормозной момент, прикладываемый к валу барабана, создается тормозным генератором 18, выходной вал, которого соединен динамометрической муфтой 19 с валом бегового барабана 3. Вал барабана опирается на подшипники 2, размещенные в стойках 1. Рычаг 20 удерживает корпус динамометрической муфты 19 от проворачивания. Принцип действия динамометрической муфты основан на измерении магнитной проводимости зазоров между зубьями (см. разрез узла А на рисунке 1.28) втулок 21,23 и 24, установленных на торсионе 22. Зазоры меняются при закручивании торсиона.

Работа датчика силы 8 основана на измерении изменения магнитной проводимости ферромагнитного материала, подвергающегося сжатию или растяжению.

При установившемся качении колеса справедливо следующее уравнение:

$$M_т - M_к = \frac{M_б}{U_{бк}}, \qquad (1.73)$$

где $M_т$ - крутящий момент, подведенный к колесу, Н·м;

$M_к$ - момент сопротивления качению, Н·м;

$M_б$ - тормозной момент на валу бегового барабана, Н·м;
$U_{бк}$ - передаточное число от барабана к колесу.

$$U_{бк} = \frac{r_б}{r}, \qquad (1.74)$$

где $r_б$ - радиус барабана, м;
r -радиус колеса, м.
Подставив значение:

$$M_к = Z \cdot r \cdot f, \qquad (1.75)$$

где Z-вертикальная нагрузка, измеряемая датчиком *8,* в уравнение моментов, получим формулу для определения коэффициента сопротивления качению:

$$f = \frac{M_т - M_б \cdot r/r_б}{Z \cdot r} \qquad (1.76)$$

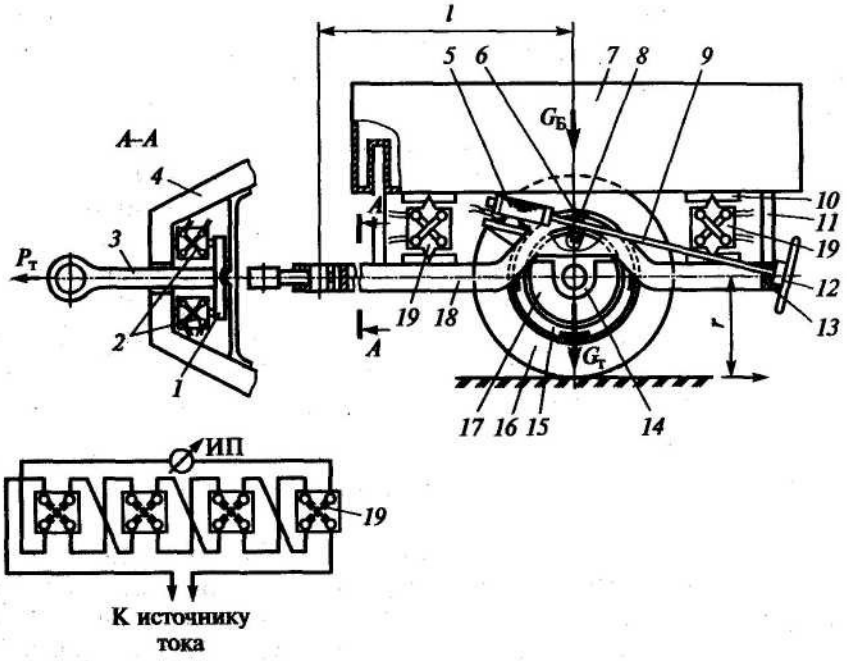
В реальных условиях колесо автомобиля катится по горизонтальной поверхности, а при испытании оно катится по цилиндрической поверхности барабана, поэтому пятно контакта имеет вогнутую форму, что вносит погрешности при определении f .

Более точно коэффициент сопротивления качению определяют в дорожных условиях с помощью динамометрических тележек. В этом случае измеряют вертикальную нагрузку Z на колесо и силу тяги $P_т$, необходимую для буксировки тележки. Величину f рассчитывают по формуле:

$$f = \frac{P_т}{Z}, \qquad (1.77)$$

Динамометрическая тележка используется для определения не только коэффициента сопротивления качению, но и коэффициента сцепления колеса с дорогой. На раме 4 см. рисунок. 1.29 динамометрической тележки на направляющих 11 установлена платформа 7, опирающаяся упорами 10 на датчики силы 19. Кроме того, на ней укреплен подшипник 14, в котором установлен вал с диском 15 и шиной 16. Диск связан с тормозным барабаном 17, имеющим колодочный тормоз с ручным или электрическим приводом. При затормаживании колеса рычаг 8 поворачивают, для чего служит ходовой винт 9, установленный в опорном шаровом подшипнике 13. Поворот винта осуществляется вручную штурвалом 12 или с помощью электромотора 5. Ходовой винт перемещает гайку б, входящую шипами в прорези рычага 8. В передней части рамы -/расположено дышло 3, опирающееся на датчики силы 2. Поперечина 1 удерживает дышло от осевых перемещений. Дышлом 3 динамометрическая тележка крепится к автомобилю.

На грузовую платформу укладывают балласт (гири, песок). Колесо затормаживают и тележку буксируют автомобилем.



1 - поперечина; *2, 19* - датчики силы; *3* - дышло; *4* - рама; 5-электромотор; *6*- гайка ходового винта; 7-платформа; *8*- рычаг; *9* - ходовой винт; *10*- упор; *11* - направляющая; *12*- штурвал; *13, 14*- подшипники; *15* - диск; *16*- шина; *17*- тормозной барабан; *18* - лонжерон рамы.

Рисунок 1.29-Динамометрическая тележка для определения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием и измерительная схема включения датчиков силы

Сила тяги, приложенная к дышлу, измеряется датчиками *2,* а вертикальная нагрузка четырьмя датчиками *19,* соединенными последовательно. Последовательно включены и измерительные обмотки, соединенные с измерительным прибором *ИП.* Датчиков силы тяги два, они тоже соединены последовательно. При таком соединении общая чувствительность измерительной схемы повышается. По величинам силы тяги $\mathbf{P}_т$ и нагрузки от балласта $\mathbf{G}_б$, учитывая собственный вес тележки $\mathbf{G}_т$, рассчитывают коэффициент сцепления колеса с дорогой. При этом следует иметь в виду, что сила тяги, приложенная к раме *4* через поперечину 1 дышла *3* в точках ее контакта с датчиками *2,* располагается на высоте r от дорожного полотна. Сила тяги при буксировке тележки с заторможенным колесом равна силе $\mathbf{P}_{сц}$ сцепления колеса с дорогой, действующей в плоскости дороги. Кроме того, точка приложения силы $\boxed{\mathbf{P}_т}$ находится на расстоянии l от оси колеса.

Практически очень трудно распределить нагрузку на тележке так, чтобы весь вес тележки с балластом приходился бы только на ее колеса. В большинстве случаев часть вертикальной нагрузки приходится и на узел сцепки дышла с тягачом. Действительная нагрузка на колеса при этом оказы-

вается несколько меньше. Результирующая сил $G_т$, $G_б$ и $P_т$ направлена под некоторым углом к дороге, зависящим от радиуса колеса и длины дышла, что уменьшает вертикальную нагрузку на колесо.

Чем больше радиус колеса и меньше расстояние l, тем большая ошибка может быть допущена при расчете. Поэтому, исходя из основного определения коэффициента сцепления φ, расчетную формулу для него уточняют в соответствии с данными, получаемыми от датчиков динамометрической тележки. В этом случае:

$$\varphi = \frac{P_т}{(G_б - G_т) - P_т \cdot r/l} \qquad (1.78)$$

Для определения силы тяги автомобиля используют барабанные или роликовые стенды. На стендах первого типа колеса опираются на барабан относительно большого диаметра, и условия качения шины почти не отличаются от условий качения по плоской дороге. На роликовых стендах сопротивление качению значительно больше сопротивления на дороге из-за большой деформации шин.

При испытаниях автомобиля на установившихся режимах движения нагрузка на двигатель и трансмиссию может создаваться механическим, гидравлическим или индукторным тормозом. Реже используют тормозные стенды в виде балансирных машин.

Контрольные вопросы

1. Каковы должны быть условия испытаний автомобиля на динамичность? Какие параметры определяют при этих испытаниях?
2. Объясните методы измерения и регистрации времени, скорости и пути при динамических испытаниях автомобиля.
3. Как и с помощью каких технических средств измеряется сила тяги и крутящий момент при динамических испытаниях автомобиля?
4. Как экспериментально определяются коэффициенты сопротивления качению и сцепления колеса с дорожным покрытием?
5. Объясните принцип действия динамометрического стенда с беговыми барабанами с воспроизведением суммарного дорожного сопротивления.
6. Как производится тарировка датчика скорости и обработка осциллограмм записи исследуемого процесса? Как оценивается точность проведенных измерений?

2 Методика расчета тягово-динамических и топливно-экономических свойств автомобиля

Расчет тягово-динамических и топливно-экономических свойств автомобиля выполняется после изучения дисциплины «Теория эксплуатационных свойств» и оформляется в виде курсовой работы

2.1 Содержание и объем работы, задание

Основными элементами курсовой работы являются:

1.1 Определение полной массы автомобиля и распределение ее по осям;

1.2 Расчет координат центра тяжести автомобиля;

1.3 Выбор шин;

1.4 Расчет и построение скоростной характеристики двигателя;

1.5 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля;

1.5.1 передаточного числа главной передачи,

1.5.2 передаточных чисел коробки передач,

1.5.3 передаточные числа раздаточной коробки передач,

1.6 Расчет и построение силового баланса автомобиля;

1.7 Расчет и построение мощностного баланса автомобиля;

1.8 Расчет и построение динамического паспорта автомобиля;

1.8.1 Динамическая характеристика автомобиля,

1.8.2 Расчет номограммы нагрузок,

1.8.3 Расчет графика контроля буксования,

1.9 Расчет и построение графиков;

1.9.1 ускорения при разгоне,

1.9.2 времени разгона,

1.9.3 пути разгона,

1.10 Расчет и построение топливно-экономической характеристики;

1.11 Сравнительная характеристика и анализ спроектированного автомобиля.

Расчет характеристик тяговых свойств и топливной экономичности автотранспортных средств (АТС) может быть выполнен в одном из двух вариантов: проверочный или проектировочный.

Проверочный расчет включает расчет основных характеристик тяговых свойств и топливной экономичности серийных (как отечественных, так и зарубежных) АТС на основании имеющихся технических характеристик.

Проектировочный вариант является основным. Содержанием этого варианта является подбор внешней характеристики двигателя и передаточных чисел трансмиссии с последующим расчетом основных характеристик тяговых свойств и топливной экономичности АТС.

Для выполнения проектировочного варианта задается часть параметров и тяговых свойств АТС:

- тип автотранспортного средства;

- тип двигателя;
- тип трансмиссии;
- грузоподъемность (пассажировместимость);
- максимальная скорость;
- обороты двигателя при максимальной мощности.

Недостающие параметры выбираются студентами самостоятельно.

Объем курсовой работы:

расчетно-пояснительная записка – 20-25 страниц текста;

1 лист формата А-1 - тягово-скоростные и топливно-экономические характеристики АТС (возможно выполнение на миллиметровой бумаге формата А-1).

Расчетно-пояснительная записка должна соответствовать требованиям СТП 101 -01 «Стандарт предприятия. Общие требования и правила оформления выпускных квалификационных работ, курсовых проектов (работ), отчетов по РГР, по УИРС, по производственной практике и рефератов».

Расчетно-пояснительная записка должна иметь следующие разделы:

1) титульный лист;

2) содержание работы;

3) введение, в котором должно быть отражены задачи, стоящие перед автомобилестроением, а также цель и задачи курсовой работы;

4) основную часть;

5) заключение;

6) список использованных источников.

Записка пишется на листах белой бумаги формата А-4 с одной стороны. Текст может быть рукописным, а может быть отпечатан на машинке или на персональном компьютере. Рукописный текст должен быть разборчивым и аккуратным.

Листы графической части можно выполнять на графо – выводящем устройстве (плоттере).

2.2 Расчет тяговой динамики

2.2.1 Полная масса автомобиля и распределение ее по осям

Полная масса автомобиля определяется по следующей зависимости:

$$m = m_a + (75 + m_б) \times n + m_г, \quad (2.1)$$

где m_a - собственная масса автомобиля, кг;

$m_б$ - масса багажа, кг;

n - число пассажиров, включая водителя;

$m_г$ - грузоподъемность автомобиля, кг.

Для легковых автомобилей, $m_б$ = 10 -16 кг; для автомобилей повышенной проходимости $m_б$ =25 кг;

Собственная масса m_a автомобилей определяется следующим образом.

Легковые автомобили, автобусы:

$$m_a = k_и \times n, \quad (2.2)$$

где $k_и$ - коэффициент использования веса, кг/пассажира

Грузовые автомобили:

$$m_a = k_c \times m_г, \quad (2.3)$$

где k_c - коэффициент снаряженного веса.

Значения $k_и$ и k_c приведены в таблицах 2.1, 2.2 и 2.3.

Таблица 2.1-Легковые автомобили

Наименование показателя	Значение			
n, пасс	4	5	7	10
$k_и$, кг/пасс	250	285	355	375

Таблица 2.2 -Автобусы

Наименование показателя	Значение				
n, пасс	10	30	50	70	90
$k_и$, кг/пасс	168	145	130	100	70

Таблица 2.3 -Грузовые автомобили

Наименование показателя	Значение					
$m_г$, кг	1000	2000	4000	6000	8000	10000
k_c,	1,25	0,8	0,75	0,8	0,85	0,9

У легковых автомобилей вес распределяется между передними и задними осями примерно поровну. На переднюю ось грузовых автомобилей при

полном использовании грузоподъемности приходится около 20-30 % нагрузки, заднюю ось, соответственно, порядка 70 — 80 %.

Пример расчета полной массы автомобиля приведен в приложении А. 1.1.

2.2.2 Расчет координат центра тяжести автомобиля

Расчет координат центра тяжести производится по формулам:

$$a = m_2 \times L/m, \quad (2.4)$$

$$b = m_1 \times L/m, \quad (2.5)$$

где a,b – соответственно расстояние от передней балки и задней балки до центра тяжести автомобиля, м;

L – база автомобиля, м;

m_1 ,m_2 – соответственно масса автомобиля, приходящаяся на переднюю и заднюю ось, кг.

Высота центра тяжести принимается в пределах h=(0,25 – 0,3) L.

Пример расчета координат центра тяжести автомобиля приведен в приложении А.1.2

2.2.3 Выбор шин

Максимальная нагрузка $m_ш$ на одну шину:

$$m_{ш1} = m_1 / i_1, \quad (2.6)$$

$$m_{ш2} = m_2 / i_2, \quad (2.7)$$

где i_1, i_2 – соответственно количество шин, установленных на передней и задней осях.

По максимальной нагрузке $m_ш$, приходящейся на одну шину и по максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче выбирают тип и размер шины /6/.

Выбрав тип и размер шины, определяют номинальный радиус колеса $r_н$, который принимают в данном расчете за радиус качения r, м:

$$r_н \approx r = 0{,}0127 \times (d + 1{,}7 \times B), \quad (2.8)$$

где d и B - соответственно диаметр обода и ширина профиля шины в дюймах.

В задании максимальная скорость движения автомобиля может быть не указана. Ее следует определить, как указано в 2.2.5.1

Выбор шин автомобиля приведен в приложении А.1.3

2.2.4 Расчет скоростной характеристики двигателя

Скоростная характеристика двигателя — это зависимость мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала.

В случае, если максимальная мощность двигателя N_{max} известна, внешнюю скоростную характеристику двигателя можно рассчитать по формуле (1.1).

Принимая: а=в=с=1-для автомобилей с карбюраторным двигателем;

а=0,53, в=1,56, с=1,09 – с дизельным двигателем.

Необходимо найти 6-8 значений мощности в диапазоне от минимального устойчивого числа оборотов двигателя, n_{min} до n_{max}, включая n_N.

Частоту n_{min} следует принимать:

a) Легковые автомобили с карбюраторным двигателем n_{min} =800 – 1000 мин$^{-1}$;
b) Грузовые автомобили с карбюраторным двигателем n_{min} =500 – 600 мин$^{-1}$;
c) Грузовые с дизельным двигателем n_{min} =400 — 500 мин$^{-1}$.

Максимальное число оборотов двигателя принимается:

a) для легковых автомобилей:
   - карбюраторный двигатель n_{max} =(1,05 - 1,16) n_N;
   - дизельный двигатель n_{max} = n_N;
b) для грузовых автомобилей n_{max}= n_N.

2.2.4.1 Определение максимальной мощности автомобиля

Если максимальная мощность не задана, то она определяется следующим образом:

а) легковые автомобили.

Максимальная мощность двигателя выбирается из условий обеспечения заданных динамических качеств при максимальной скорости движения.

Минимальный динамический фактор $D_{в.min}$ при этом рассчитывается по формуле

$$D_{в.min} = \psi = 0{,}0165 \cdot [1 + 0{,}01 \cdot (V_{max} - 50)], \qquad (2.9)$$

где ψ - коэффициент суммарного дорожного сопротивления при максимальной скорости;

V_{max} – максимальная скорость автомобиля, км/ч.

Для нахождения N_{max} вначале определяется мощность сопротивления $N_д + N_в$ при V_{max}, представляющая собой мощность на ведущих колесах.

$$N_д + N_в = m \cdot g \cdot D_{в.min} \cdot V_{max}/3600 + k \cdot F \cdot V_{max}^3/46656, \qquad (2.10)$$

где $N^д$ - мощность суммарного дорожного сопротивления, кВт;

$N^в$ - мощность сопротивления воздуха, кВт;

m - полная масса автомобиля, Н;

g-ускорение свободного падения, м/с^2;

k-коэффициент обтекаемости;

k= 0,2 — 0,35 Н с^2 / м^4;

F-лобовая площадь автомобиля, м^2;

F =1,6 — 2,8 м^2

Ее также можно вычислить по формуле, зная габаритные ширину и высоту автомобиля;

$$F = 0{,}78 \cdot B_a \cdot H_a, \qquad (2.11)$$

где B_a, H_a – габаритные размеры автомобиля соответственно высота и ширина, м;

После определения мощности сопротивления дороги и воздуха, определяется мощность двигателя при максимальной скорости в кВт:

$$N_{V.max} = (N_д + N_в)/\eta \qquad (2.12)$$

где η -КПД трансмиссии:

для легковых автомобилей η = 0,90 - 0,92;

для грузовых η = 0,85 - 0,90;

для автомобилей повышенной проходимости η = 0,78 - 0,85.

Далее находят максимальную мощность двигателя.

$$N_{max} = N_{v.max} \cdot [a \cdot n_{max}/n_N + b \cdot (n_{max}/n_N)^2 - c \cdot (n_{max}/n_{max})^3], \qquad (2.13)$$

б) грузовые автомобили, автобусы и др. АТС

Максимальную мощность двигателя определяют из условия обеспечения выбранного минимального $D_{в.min}$ динамического фактора на прямой передаче при максимальной скорости движения.

Минимальный динамический фактор $D_{вmin}$ для грузовых автомобилей и автобусов выбирается в интервале от 0,030 до 0,045.

Коэффициент обтекаемости k и лобовая площадь F принимаются соответственно:

грузовые автомобили 0,50 — 0,65 Н с^2 / м^4 и 3 - 5 м^2

автобусы 0,37 - 0,43 Н с^2 / м^4 и 4,5 - 6,5м^2

Лобовая площадь автотранспортного средства, м^2 может быть также при наличии данных, определена по ниже приведенной формуле.

$$F = 1{,}05 \cdot B_a \cdot H_a, \qquad (2.14)$$

Потребная мощность при максимальной скорости определяется аналогично легковым автомобилям формула (2.10)и принимается равной максимальной мощности двигателя.

Момент двигателя для принятых оборотов коленчатого вала определяется по формуле:

$$M_e = 9555{,}3 \cdot N_e / n_e, \text{ Н м} \qquad (2.15)$$

Пример расчета скоростной характеристики двигателя приведен в приложении А.1.4

2.2.5 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля

2.2.5.1 Передаточное число главной передачи

Передаточное число главной передачи i_0 определяется исходя из обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля:

$$i_0 = 0{,}377 \cdot n_{max} \cdot r / (i_k \cdot i_{рк} \cdot V_{max}), \qquad (2.16)$$

где r - радиус качения колеса, м;

n_{max} - максимальные обороты коленчатого вала двигателя, об/мин

$i_к$ - передаточное число коробки передач на высшей передаче;

$i_{рк}$ - передаточное число раздаточной коробки на повышенной передаче;

V_{max} - максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче, км/ч.

Если высшей передачей является прямая передача, то $i_к = 1$ если ускоряющая, то $i_к$ следует задаться в пределах 0,7 — 0,85.

Передаточным числом раздаточной коробки на повышенной ступени следует задаться в пределах $i_{рк}$=1 – 1,5.

Максимальная скорость движения легковых автомобилей в задании может быть не указана, в этом, случае ее следует найти из условия равенства тяговой мощности $N_т$, подводимой к ведущим колесам и мощностей сопротивлений:

$$N_т = N_д + N_в, \qquad (2.17)$$

После преобразований формула (2.17) примет вид:

$$N_{v.max}\ \eta = m \cdot g \cdot \psi \cdot V_{max}/3600 + k \cdot F \cdot V^3_{max}/46656, \qquad (2.18)$$

где $N_{v.max}$ — мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля, кВт;

ψ - коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

$$\psi = f \pm i$$

где f – коэффициент сопротивления качения;

i – уклон дороги.

При уклоне дороги равным нулю:

$$\psi = f = 0{,}015 \cdot (1 + 13 \cdot V^2/20000), \qquad (2.19)$$

Уравнение (19) решается графически. Для этого, задавшись 4-мя значениями ожидаемой V_{max}, строят кривую $N_д + N_в$, далее проводят горизонтальную линию, соответствующую мощности $N_т$ на ведущих колесах при n_{max}. Точка пересечения этих линий даст искомую максимальную скорость движения автомобиля.

Пример расчета передаточного числа главной передачи приведен в приложении А.1.5.1

2.2.5.2 Передаточные числа коробки передач

При определении передаточных чисел коробки передач вначале необходимо найти передаточное число первой ступени. Оно определяется из условия преодоления автомобилем максимального сопротивления дороги Ψ_{max1}:

$$M_{max} \cdot \eta \cdot i_{k1} \cdot i_o \cdot i_{рк}/r \geq m \cdot \psi_{max1}, \qquad (2.20)$$

Отсюда

$$i_{k1} \geq m \cdot \psi_{max1} \cdot r/(M_{max} \cdot \eta \cdot i_o \cdot i_{рк}), \qquad (2.21)$$

где ψ_{max1} — коэффициент суммарного сопротивления дороги, преодолеваемого автомобилем на первой передаче;

ψ_{max1} =0,30 — 0,40.

Меньшие значения относятся к легковым автомобилям, большие к грузовым;

Для автомобилей повышенной проходимости ψ_{max1}=0,40 — 0,45;

Во избежание буксования ведущих колес должно быть соблюдено также неравенство

$$M_{max} \cdot \eta \cdot i_{k1} \cdot i_o \cdot i_{рк}/r \leq m_2 \cdot g \cdot \varphi \cdot m_{p2}, \qquad (2.22)$$

$$i_{k1} \leq m_2 \cdot g \cdot \varphi \cdot m_{p2} \cdot r/(M_{max} \cdot \eta \cdot i_o \cdot i_{рк}), \qquad (2.23)$$

где φ — коэффициент сцепления, φ =0,6 — 0,8;

m_2 - масса автомобиля, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, Н.

m_{p2}, - коэффициент перераспределения нормальных реакций, m_{p2}= 1,2

Передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач:

$$i_{k_m} = \sqrt[n-1]{i_{k1}^{n-m}}, \qquad (2.24)$$

где n - число ступеней коробки передач;

m - порядковый номер рассчитываемой передачи.

При наличии ускоряющих передач последние выбирают в пределах 0,7 — 0,85 от прямой.

Пример расчета передаточных чисел коробки передач приведен в приложении А.1.5.2

2.2.5.3 Передаточные числа раздаточной коробки передач

Передаточное число повышенной ступени раздаточной коробки принимается в пределах $i_{р.к.пов}$=1,0-1,5

Для раздаточной коробки передаточное число понижающей передачи определяется из условия отсутствия буксования автомобиля по следующей зависимости:

$$i_{р.к.пон} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot r/(M_{max} \cdot \eta \cdot i_o \cdot i_{k1}), \quad (2.25)$$

Полученное значение должно обеспечивать минимальную скорость движения автомобиля 2 – 5 км/ч. Проверка производится по формуле:

$$V_{min} = 0{,}377 \cdot r \cdot n_{min}/(i_{k1} \cdot i_{р.к.пон} \cdot i_o), \text{ км/ч}, \quad (2.26)$$

где n_{min} = 800 — 1000 об/ мин — для легковых автомобилей,

n_{min} = 500 — 600 об/ мин — для грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями,

n_{min} =400 — 500 об/ мин — с дизельными.

2.2.6 Расчет силового баланса автомобиля

Силовой баланс автомобиля выражается зависимостью:

$$P_т = P_д + P_в + P_и, \quad (2.27)$$

Тяговая сила на ведущих колесах автомобиля на каждой из передач определяется, как;

$$P_{т.m} = M_e \cdot i_{k.m} \cdot i_{р.к} \cdot \eta / r, \quad (2.28)$$

где m – порядковый номер передачи;

M_e – крутящий момент на валу двигателя при соответствующих оборотах (или скорости движения автомобиля), Н·м

Скорость движения автомобиля V, км/ч определяется по формуле (1.54).

Сила сопротивления дороги:

$$P_д = m \cdot g \cdot \psi, \quad (2.29)$$

Для расчетов принимается: i = 0;

Сила сопротивления воздуха движению автомобиля:

$$P_в = k \cdot F \cdot V^2 / 13, \quad (2.30)$$

Значения коэффициента обтекаемости:

a) легковых автомобилей можно принять k = 0,2 — 0,35 Н с^2 /м^4,

b) грузовых автомобилей k=0,6 — 0,7 Н с^2 /м^4,

Силы сопротивления движению автомобиля зависит от скорости движения машины, поэтому $P_д + P_в$ можно подсчитать при целых значениях скорости.

Пример расчета силового баланса автомобиля приведен в приложении А.1.6

2.2.7 Расчет мощностного баланса автомобиля

Мощностной баланс автомобиля в общем виде можно представить как:

$$N_т = N_e \eta = N_к + N_п + N_в + N_и, \quad (2.31)$$

где $N_т$ - мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля, кВт;

N_e - мощность на коленчатом валу двигателя, кВт;

$N_п$ - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема, кВт;

$N_к$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, кВт;

$N_в$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$N_и$ - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля, кВт.

$$N_к = P_к \cdot V/1000 = m \cdot f \cdot \cos\alpha \cdot V/3600, \quad (2.32)$$

$$N_п = P_п \cdot V/1000 = m \cdot \sin\alpha \cdot V/3600, \quad (2.33)$$

$$N_в = P_в \cdot V/1000 = k \cdot F \cdot V^3/46656, \quad (2.34)$$

$$N_и = P_и \cdot V/1000 = m \cdot \delta_{вр} \cdot j \cdot V/3600, \quad (2.35)$$

При построении мощностного баланса нужно помнить, что значение $N_в$ откладывается от прямой $N_к$, уклон дороги i = 0.

Составляющую мощностного баланса $N_и$, находят для каждой передачи:

$$N_и = N_з = N_e \eta - (N_к + N_в), \quad (2.36)$$

Пример расчета мощностного баланса автомобиля приведен в приложении А.1.7

2.2.8 Расчет динамического паспорта автомобиля

2.2.8.1 Динамическая характеристика автомобиля

Значения динамического фактора D от скорости движения на различных передачах в коробке и полной нагрузке на автомобиль определяется:

$$D_m=(P_{m_m}-P_в)/(m\cdot g)\ , \qquad (2.37)$$

где - $P_{т\,m}$ - тяговая сила на ведущих колесах на m-передаче, Н;
$P_в$ - сила сопротивления воздуха, Н;

2.2.8.2 Расчет номограммы нагрузок

Для определения динамического фактора в случае частичной загрузки автомобиля динамическую характеристику следует дополнить номограммой нагрузок. Масштаб номограммы нагрузок определяется:

$$a_0=a\cdot D_0/\mathrm{D}\ , \qquad (2.38)$$

где D_0 – динамический фактор автомобиля при нулевой загрузке;
a_0 –масштаб динамического фактора при нулевой загрузке;
a – масштаб динамического фактора при полной загрузке.

Динамический фактор при нулевой загрузке определяется:

$$D_0=D\cdot \mathrm{m}/\mathrm{m}_a \qquad (2.39)$$

2.2.8.3 Расчет графика контроля буксования

График контроля буксования рассчитывается по формуле:

$$D_{\text{сц}.x}=\square\cdot m_{p.2}\cdot m_{2\text{x}}/\mathrm{m}_x\ , \qquad (2.40)$$

где φ - коэффициент сцепления.
$m_{p\,2}$ - коэффициент перераспределения массы для задней ведущей оси автомобиля;
m_x – полная масса автомобиля при x (промежуточной) загрузке, кг;
$m_{2.2.x}$ – часть массы m_x, приходящаяся на ведущие колеса, кг.

Коэффициент перераспределения массы найдем из формулы:

$$m_{p.2} = 1/\left[1 - \square \cdot (h/L)\right], \qquad (2.41)$$

где h – высота центра тяжести груженого автомобиля, м.

$$h = (m_a \cdot h_a + m_г \cdot h_г) \cdot (m_a + m_г),$$

Отношение h/L можно принять равным 0,3 и тогда формула (2.41) для коэффициента $m_{p\,2}$ примет вид:

$$m_{p.2} = 1/(1 - 0{,}3 \cdot \square), \qquad (2.42)$$

Граничные значения динамического фактора по сцеплению (ненагруженного и полностью груженого автомобиля) определятся выражениями:

$$D_{\text{сц}.a} = \square \cdot m_{p.2} \cdot m_{2\text{a}} / \text{m}_a, \qquad (2.43)$$

$$D_{\text{сц}} = \square \cdot m_{p.2} \cdot m_2 / \text{m}, \qquad (2.44)$$

Пример расчета динамического паспорта автомобиля приведен в приложении А.1.8

2.2.9 Определение ускорений, времени и пути разгона автомобиля

2.2.9.1 Определение ускорений

Для определения ускорений автомобиля используются расчетные данные динамической характеристики D и V.

Ускорение j, м/с^2 определяется из выражения:

$$j_m = (D_m - \psi) \cdot \text{g}/\delta_{\text{вр}_m}, \qquad (2.45)$$

где ψ - коэффициент суммарного дорожного сопротивления, при i=0

$$\psi = f = 0{,}015 \cdot (1 + V^2/20000),$$

$\delta_{\text{вр}}$ - коэффициент учета вращающихся масс.

$$\delta_{\text{вр}} = 1{,}03 + 0{,}05 \cdot i^2_{k.m}, \qquad (2.46)$$

где g - ускорение свободного падения.

$i_{\text{к m}}$ - передаточное число на m-ой передаче.

2.2.9.2 Определение времени разгона автомобиля

При проведении расчетов полагают, что разгон автомобиля на каждой передаче производится до достижения максимальных оборотов двигателя.

Для определения времени разгона кривые ускорений (начиная с 1-ой передачи) разбиваются на 3-4 интервала. В каждом интервале определяют среднее ускорение:

$$j_{cp.i} = (j_i + j_{i+1})/2, \quad (2.47)$$

где j_i, j_{i+1} ускорения соответственно в начале и в конце i интервала скорости,

При изменении скорости от V_i до V_{i+1}, среднее ускорение в этом интервале:

$$j_{cp.i} = (V_{i+1} - V_i)/\Delta t_i, \quad (2.48)$$

Следовательно, время разгона в том же интервале изменения скорости:

$$\Delta t = \Delta V_i / j_{cp.i}, \quad (2.49)$$

Время переключения передач принимается по таблице 2.4.

Таблица 2.4 - Время переключения передач

Тип коробки передач	Время переключения передач, с	
	Карбюраторные двигатели	Дизельные двигатели
Без синхронизаторов	1,3 — 1,5	1 – 5
С синхронизаторами	0,2 — 0,5	1 – 1,5

Падение скорости за время переключения передач определяют по зависимости:

$$\Delta V_п = 9{,}3 \cdot t_п \cdot \psi, \quad (2.50)$$

Расчет времени разгона нА.1 и т.д. передачах производится с учетом уменьшения скорости за время переключения передач.

2.2.9.3 Определение пути разгона автомобиля

Путь разгона определяется в тех же интервалах изменения скорости

$$\Delta S_i = V_{ср.i} \cdot \Delta t_i, \qquad (2.51)$$

где $V_{ср\,i}$ — средняя скорость движения в i-ом интервале, км/ч;

$$V_{ср.i} = (V_i + V_{i+1})/2, \qquad (2.52)$$

Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач, м

$$\Delta S_п = (V_н - 17 \cdot t_п \cdot \psi) \cdot t_п / 3{,}6, \qquad (2.53)$$

где $V_н$ - скорость в момент начала переключения передачи, км/ч.

Пример расчета ускорений, времени и пути разгона автомобиля приведен в приложении А.1.9

2.3 Расчет топливной экономичности автомобиля

Экономическая характеристика представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости движения для различных дорожных условий.

Путевой расход топлива $q_п$, л/100 км определяется по формуле:

$$q_п = g_e \cdot N_e / (10 \cdot V \cdot \rho_т), \qquad (2.54)$$

где g_e — удельный эффективный расход топлива, г/ кВт ч.;

N_e - мощность двигателя, необходимая для равномерного движения с данной скоростью, кВт;

V - скорость движения автомобиля, км/ч;

$\rho_т$ - плотность топлива, кг/л;

$\rho_т$ = 740 кг/м^3 - для бензина, ($\rho_т$=0,74 кг/л)

$\rho_т$ = 800 кг/м^3 - для дизельного топлива

Удельный эффективный расход топлива, зависящий от числа оборотов коленчатого вала и степени использования мощности двигателя (степени открытия дроссельной заслонки карбюратора или хода рейки топливного насоса) может быть определен приближенным методом И.С. Шлиппе:

$$g_e = g_N \cdot k_{об} \cdot k_и, \qquad (2.55)$$

где g_N - удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя г/кВт ч.;

$k_{об}$ - коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя;

$k_и$ - коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя.

g_N = 298,6 г/кВт ч - для карбюраторных двигателей;

g_N = 258,4 г/кВт ч - для дизельных.

Коэффициент, $k_{об}$ определяется по выражению:

$$k_{об} = 1{,}25 - n_e/n_N + (n_e/n_N)^2 - 0{,}24\cdot(n_e/n_N)^3, \qquad (2.56)$$

где n_e – текущие (принятые) значения чисел оборотов коленчатого вала двигателя (из скоростной характеристики двигателя);

Определив отношение n_e/n_N найдем значение коэффициента $k_{об}$.

Коэффициент, $k_и$ определяется по выражению:

Для карбюраторных двигателей:

$$k_и = 3{,}27 - 8{,}22\cdot И + 9{,}13\cdot И^2 - 3{,}18\cdot И^3, \qquad (2.57)$$

Для дизельных двигателей:

$$k_и = 1{,}2 + 0{,}14\cdot И - 1{,}8\cdot И^2 + 1{,}46\cdot И^3, \qquad (2.58)$$

где И – степень использования мощности двигателя.

Степень использования мощности двигателя определяется:

$$И = (N_д + N_в)/N_e\cdot\eta = (N_д + N_в)/N_т, \qquad (2.59)$$

где $N_д+N_в$ – мощность автомобиля, необходимая для равномерного движения с заданной скоростью.

$N_e\,\eta = N_т$ – тяговая мощность автомобиля (при 100 % открытии дроссельной заслонки или полном ходе рейки топливного насоса), соответствующая той же заданной скорости.

Определяем ряд значений скоростей на данной передаче (как правило, на высшей передаче) по формуле (1.54):

Затем найдем «И» для каждой скорости по формуле (2.59), а затем по формулам (2.57, 2.58) найдем ряд значений $k_и$

Далее по формулам (2.55, 2.54) определяются g_e и $q_п$ соответственно.

Дорожно-экономическая характеристика строится для двух значений коэффициента суммарного дорожного сопротивления:

ψ_1 - принимается по расчету,

ψ_2 - принимается равным 0,03.

Пример расчета топливно-экономической характеристики автомобиля приведен в приложении А.1.10

2.4 Сравнительная характеристика и анализ спроектированного автомобиля

В этой главе необходимо дать сравнительную характеристику тягово-скоростных свойств рассчитанного автомобиля с характеристиками подобных автомобилей (2 – 3 автомобиля, включая зарубежный аналог)

Выводы: Произвести сравнительный анализ этих свойств в виде кратких выводов.

Пример сравнительного анализа спроектированного автомобиля приведен в приложении А.1.11

Исходные данные на выполнение курсовой работы приведены в приложении Б.

Исходные данные выбираются из таблицы по вариантам в соответствии с последней и предпоследней цифрами номера (шифра) зачетной книжки.

Краткие технические характеристики отечественных автомобилей приведены в приложении В.

Список использованных источников

1 Иванов, В.В. Основы теории автомобиля и трактора: учебник / В.В. Иванов, В.А. Иларионов, М.М. Морин. - М.: Высшая школа, 1977. - 248 с.

2 Иларионов, В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля: учебник / В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1968. – 167с.

3 Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория: учебник / А.И. Гришкевич. - Минск.: Вышейшая школа, 1986. - 208 с.

4 Литвинов, А.С. Автомобиль:Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с. – ISBN 5-217-00099-6/

5 Туревский, И.С. Теория автомобиля: учебное пособие / И.С. Туревский. М.: Высш. шк., 2005.: - 240 с. : ил. – ISBN 5-06-004615-X.

6 Армейские автомобили. В 3 кн. Кн. 1 Теория / А.С. Антонов [и др.]; под редакцией А.С. Антонова – М.: Воениздат, 1970. – 523 с.

7 Копотилов, В.И. Автомобили: Теоретические основы: учебное пособие для вузов/ В.И. Копотилов. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 403с.

8 Приходько, В.М. Автомобильный справочник / В.М Приходько [и др.]; под редакцией В.М Приходько - М.: Машиностроение, 2004 - 704 с. : ил. – ISBN 5-217-03197-2.

Приложение А

(обязательное)

Пример расчета эксплуатационных свойств автомобиля

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Транспортный факультет

Кафедра автомобили и безопасность движения

Задание на курсовую работу

Расчёт эксплуатационных свойств автомобиля

Исходные данные:

Тип автомобиля ----------легковой;
Тип двигателя ----------карбюраторный;
Колесная формула ---------- 4×2;
Грузоподъемность (пассажировместимость) ---------- 5 чел.;
Максимальная мощность двигателя, N_{max} ----------55,2 кВт;
Максимальная скорость автомобиля, V_{max} ---------- -;
Число оборотов коленчатого вала при N_{max}, n_N ----------4000 мин$^{-1}$;
Коэффициент сопротивления дороги, Ψ_{max1} ----------0,30;
Коэффициент сопротивления дороги, Ψ_{min} ----------0,015.

Рассчитать и построить:

1) Тягово – динамические характеристики автомобиля;
2) График топливной экономичности автомобиля.

Произвести сравнительный анализ автомобилей.

Дата выдачи задания "____"_____200__г.

Руководитель Петров А.Б.

Исполнитель

студент группы 07 ААХ Иванов В.Г.

Срок защиты проекта "____"_____200__г.

А.1 Расчет тяговой динамики автомобиля

А.1.1 Определение полной массы автомобиля и распределение ее по осям

Полная масса автомобиля определяется по следующей зависимости:

$$m = m_a + (75 + m_б) \times n + m_г, \qquad (А.1)$$

где m_a - собственная масса автомобиля, кг;

$m_б$ - масса багажа, кг

n - число пассажиров, включая водителя;

$m_г$ - грузоподъемность автомобиля, кг.

Собственная масса m_a автомобилей определяется следующим образом:

$$m_a = k_и \times n, \qquad (А.2)$$

где $k_и$ - коэффициент использования веса, кг/пассажира

$k_и$ =285 кг/пасс n=5 $m_б$=16 кг. см. с. 56

m_a=285·5=1425 кг.

m=1425+(75+16)·5=1880 кг

Распределим вес автомобиля по осям: 40 процентов на переднюю ось и 60 процентов на заднюю.

m_1=0,4·1880=752 кг m_{a1}=0,5·1425=712,25 кг

m_2=0,6·1880=1128 кг m_{a2}=0,5·1425=712,5 кг

А.1.2 Расчет координат центра тяжести автомобиля

Расчет координат центра тяжести производится по формулам:

$$a = m_2 \times L/m, \qquad (А.3)$$

$$b = m_1 \times L/m, \qquad (А.4)$$

где a,b – соответственно расстояние от передней балки и задней балки до центра тяжести автомобиля, м;

L – база автомобиля, м;

m_1 ,m_2 – соответственно масса автомобиля, приходящаяся на переднюю и заднюю ось, кг.

L=2,0 м /7/

a=1128·2/1880=1,2 м

b=752·2/1880=0,8 м

Высота центра тяжести принимается в пределах h=(0,25 – 0,3) L

h=0,25·2=0,5 м

А.1.3 Выбор шин

Максимальная нагрузка $m_ш$ на одну шину:

$$m_{ш1} = m_1 / i_1, \quad (A.5)$$

$$m_{ш2} = m_2 / i_2, \quad (A.6)$$

где i_1, i_2 – соответственно количество шин, установленных на передней и задней осях.

$m_{ш1}$= 752/2=376 кг

$m_{ш2}$= 1128/2=564 кг

По максимальной нагрузке $m_ш$, приходящейся на одну шину и по максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче выбираем тип и размер шины.

Шина ИЯ-170 Размер 6,70-15

$$r_н \approx r = 0{,}0127 \times (d + 1{,}7 \times B), \quad (A.7)$$

r =0,0127·(15+1,7·6,7)=0,335 м

Радиус качения шины r =0,335 м

А.1.4 Расчет скоростной характеристики двигателя

В случае, если максимальная мощность двигателя N_{max} известна, внешнюю скоростную характеристику двигателя можно рассчитать по формуле:

$$N_e = N_{max} \cdot \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (A.8)$$

где a, b, c - коэффициенты, учитывающие тип двигателя, форму камеры сгорания двигателя;

n_N – значение частоты оборотов коленчатого вала при максимальной мощности, об/мин;

n_e-текущее значение оборотов, для которого определяется мощность

а=в=с=1-для автомобилей с карбюраторным двигателем;

Найдем значения мощности двигателя в зависимости от частоты коленчатого вала начиная с n_{min}=700 мин$^{-1}$ через шаг 700.

N_{max}=75 л.с. (55,2 кВт)

$$n_{max} = (1{,}05 - 1{,}16)\, n_N = 1{,}05 \cdot 4000 = 4200 \text{ мин}^{-1}$$

Для n_{min}=700 мин$^{-1}$

$$N_e = 55{,}2 \cdot [1 \cdot 700/4000 + 1 \cdot (700/4000)^2 - 1 \cdot (700/4000)^3] = 11{,}08 \text{ кВт}$$

Остальные расчеты делаются аналогично, и полученные данные сводятся в таблицу А.1.

Момент двигателя для принятых оборотов коленчатого вала определяется по формуле:

$$M_e = 9555{,}3\, N_e / n_e, \text{ Н·м} \qquad (А.9)$$

$$M_e = 9555{,}3 \cdot 11{,}08/700 = 151{,}25 \text{ Н·м}$$

Остальные расчеты делаются аналогично и полученные данные сводятся в таблицу А.1.

Таблица А.1 - Значения мощности и крутящего момента

Наименование показателя	Значение						
n_e, мин$^{-1}$	700	1400	2100	2800	3500	4000	4200
N_e, кВт	11,08	23,71	36,21	46,75	53,58	55,2	54,91
M_e, Н·м	151,2	161,86	164,74	159,5	146,28	131,86	124,94

На основании этих значений строятся графики зависимости мощности и крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала см. рисунок А.1.

А.1.5 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля

А.1.5.1 Передаточное число главной передачи

Передаточное число главной передачи i_0 определяется исходя из обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля по формуле (2.16).

Принимаем передаточное число на высшей передаче i_{k4}=1.

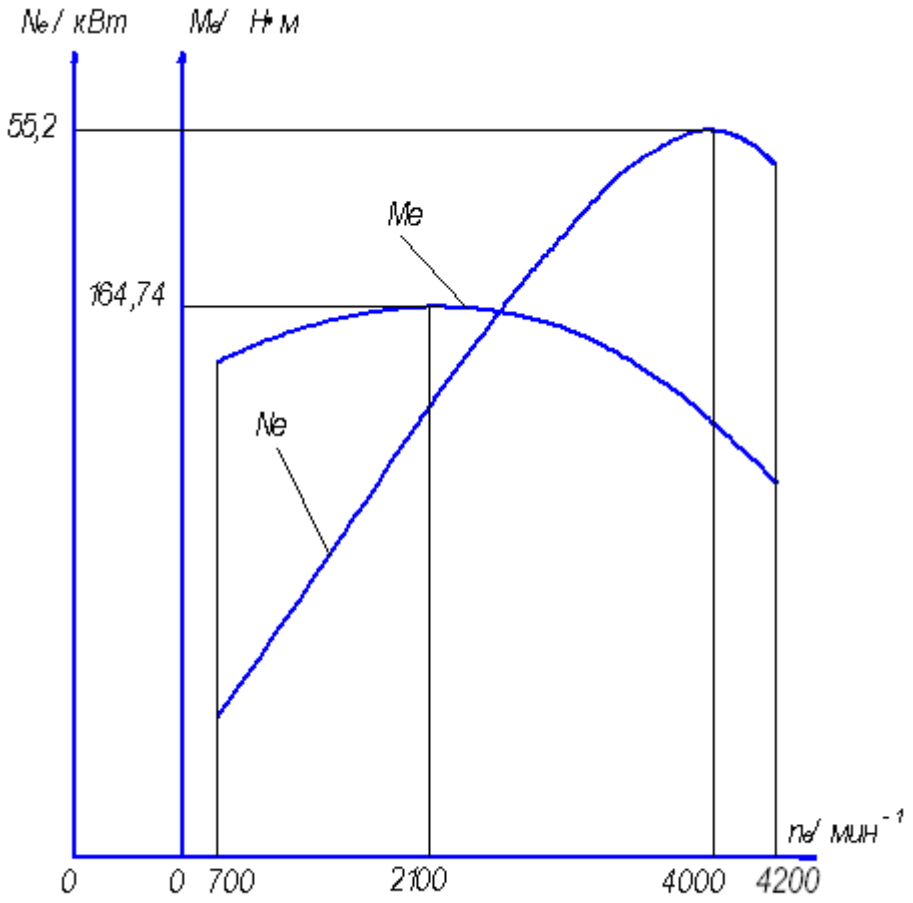


Рисунок 1.1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

Максимальная скорость движения нам не задана. Ее найдем из условия равенства тяговой мощности и мощностей сопротивления по формуле (2.18).

Уравнение (2.18) решаем графически. Для этого, задавшись 4- мя значениями ожидаемой V_{max}, строят кривую $N_д + N_в$, далее проводят горизонтальную линию, соответствующую мощности $N_т$ на ведущих колесах при n_{max}. Точка пересечения этих линий даст искомую максимальную скорость движения автомобиля см. рисунок А.2.

$N^{v.max}$=54,91 кВт η=0,92 /2/

$N_т = N_{v.max} \cdot \eta = 54,91 \cdot 0,92 = 50,52$ кВт

Для скорости 110 км/ч

$\Psi = f = 0,015(1 + V^2/20000) = 0,015 \cdot (1+110^2/20000) =$

$= 0,015 \cdot 1,605 = 0,024$

$N_д + N_в = m \Psi V_{max}/3600 + k F V^3_{max}/46656 =$

$= 18800 \cdot 0,024 \cdot 110/3600 + 0,21 \cdot 2 \cdot 110^3/46656 = (13,8+12) = 25,8$ кВт

Для скорости 120 км/ч

$f=0,015\cdot(1+120^2/20000) = 0,026$

$N_д+N_в=18800\cdot0,026\cdot120/3600+0,21\cdot2\cdot120^3/46656=$

$=16,29+15,5=31,79$ кВт

Для скорости 140 км/ч

$f=0,015\cdot(1+140^2/20000) = 0,03$

$N_д+N_в=18800\cdot0,03\cdot140/3600+0,21\cdot2\cdot140^3/46656=$

$=21,93+24,7=46,63$ кВт

Для скорости 160 км/ч

$f=0,015\cdot(1+160^2/20000) = 0,034$

$N_д+N_в=18800\cdot0,034\cdot160/3600+0,21\cdot2\cdot160^3/46656=$

$=28,41+36,9=65,31$кВт

Построив выше приведенные кривые определим $V_{max}=142$ км/ч см. рисунок А.2.

$i_0=0,377\cdot4200\cdot0,335/(1\cdot142)=3,735$

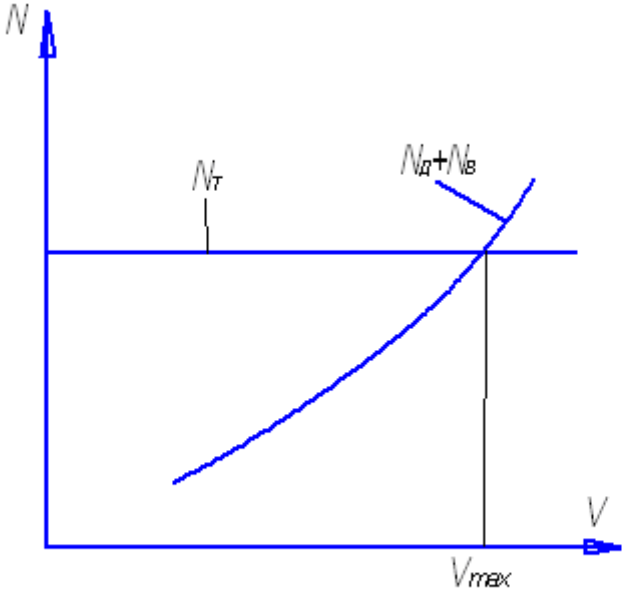


Рисунок А.2 - График определения максимальной скорости

А.1.5.2 Передаточные числа коробки передач

При определении передаточных чисел коробки передач вначале необходимо найти передаточное число первой ступени i_{k1}. Оно определяется из условия преодоления автомобилем максимального сопротивления дороги ψ_{max1} по формуле (2.21):

Принимаем:

$\psi_{max1} = 0,30$ /1/

$$i_{k1} = 18800 \cdot 0,3 \cdot 0,335 / (164,74 \cdot 0,92 \cdot 3,735) = 3,34$$

Во избежание буксования ведущих колес должно быть соблюдено также неравенство (2.23).

Принимаем $\varphi = 0,6$; $m_{p2} = 1,2$

$$3,34 \leq 11280 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot 0,335/(164,74 \cdot 0,92 \cdot 3,735) = 4,81$$

Буксование отсутствует.

Передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач определим из формулы(2.24):

Передаточное число второй ступени:

$$i_{k2} = \sqrt[3]{3,34^2} = 2,23$$

Передаточное число третьей ступени:

$$i_{k3} = \sqrt[3]{3,34^1} = 1,49$$

А.1.6 Расчет силового баланса автомобиля

Силовой баланс автомобиля выражается зависимостью (2.27). Тяговая сила на ведущих колесах автомобиля на каждой из передач определяется формулой (2.28).

M_e – крутящий момент на валу двигателя при соответствующих оборотах или скорости движения автомобиля, Н· м см. таблицу А.1.

Первая передача

$P_{т1}$=151,25·3,34·1·3,735·0,92/0,335 =1387,3 Н· м

Скорость движения автомобиля V, км/ч см. формулу (1.54) при этой силе тяги:

V_1=0,377·0,335·700/(3,34·1·3,735) =7,08 км/ч

Остальные расчеты для каждой ступени коробки передач и чисел оборотов коленвала двигателя делается аналогично и сводятся в таблицу А.2.

Таблица А.2 - Значения силы тяги автомобиля

Наименование показателя	Значение						
n_e, мин$^{-1}$	700	1400	2100	2800	3500	4000	4200
M_e, Н ·м	151,25	161,86	164,74	159,5	146,28	131,86	124,94
$P_{т1}$, Н	5181,5	5544,9	5643,9	5464,7	5011,6	4517,5	4280,6
V_1, км/ч	7,08	14,17	21,26	28,34	35,43	40,5	42,5
n_e, мин$^{-1}$	700	1400	2100	2800	3500	4000	4200
$P_{т2}$, Н	3459,6	3702,5	3770,9	3650,9	3348,4	3018,2	2860,6
V_2,км/ч	10,6	21,22	31,84	42.4	53,1	60,7	63,7
$P_{т3}$, Н	2311,6	2473,8	2517,8	2442,3	2235,7	2015,3	1909,5
V_3,км/ч	15,9	31,8	47,3	63,5	79,4	90,8	95,31
$P_{т4}$, Н	1551,4	1660,2	1689,8	1636,0	1500,4	1352,5	1281,5
V_4,км/ч	23,7	47,3	71,0	94,7	118,3	135,3	142,0

Силу сопротивления дороги определим по формуле (2.29).

Расчет силы сопротивления дороги ведем для скоростей от 0 до V_{max} через интервал равный 20 км/ч.

$P_д$=18800·0,015=282 Н

Остальные расчеты выполняем аналогично и сводим в таблицу А.3.

Силу сопротивления воздуха движению автомобиля определим по формуле (2.30):

Принимаем k = 0,21 Н с^2 /м^4;F=2 м^2.

Расчет силы сопротивления воздуха ведем для скоростей от 0 до V_{max} через интервал равный 20 км/ч.

$P_в$=0,21·2·20^2/13=12,9 Н

Остальные расчеты выполняем аналогично и сводим в таблицу А.3.

Таблица А.3 - Значения $P_д$ и $P_в$ в зависимости от скорости

Наименование показателя	Значение								
V, км/ч	0	20	40	60	80	100	120	140	160
Коэффициент, f	0,015	0,015	0,015	0,015	0,018	0,022	0,026	0,03	0,034
$P_д$, Н	282	282	282	282	338,4	413,6	488,8	564	639,2
$P_в$, Н	0	12,9	51,7	116,3	206,8	323,1	465,2	633,2	827,0
$P_д$+ $P_в$,Н	282	294,9	333,7	398,3	545,2	736,7	954	1197,2	1466,2

На основании значений таблиц А.2 и А.3 строится график силового баланса автомобиля см. рисунок А.3.

А.1.7 Расчет мощностного баланса автомобиля

Мощностной баланс автомобиля определяется зависимостью:

$$N_{т.m} = N_к + N_п + N_в + N_и \quad (А.10)$$

где $N_{т.m}$ - мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля на m-ой передаче, кВт;

$N_к$.- мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, кВт;

$N_п$ - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема, кВт;

$N_в$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$N_и$ - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля, кВт.

$$N^{т.m} = N^{e} \cdot \eta \quad (А.11)$$

где N_e - мощность на коленчатом валу двигателя, кВт;

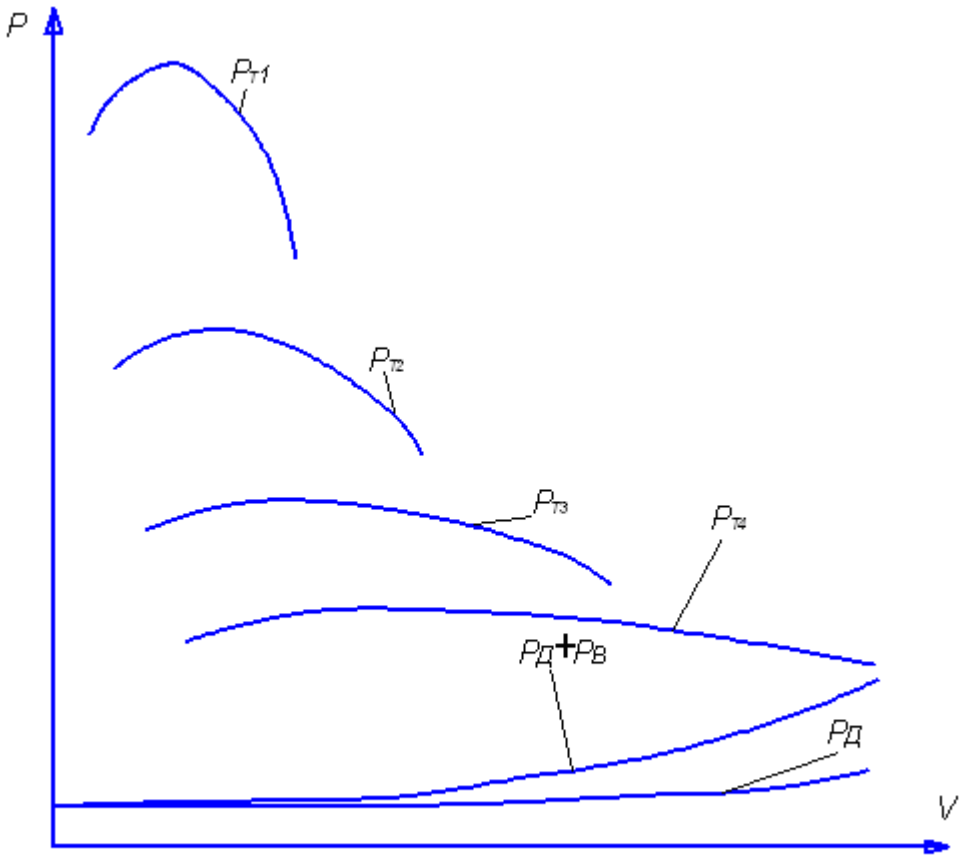


Рисунок А.3 - График силового баланса автомобиля

Скорость движения автомобиля V, км/ч при этой мощности определим по формуле (1.54).

$$V_1=0,377\cdot0,335\cdot700/(3,34\cdot1\cdot3,735) =7,08 \text{ км/ч}$$

Остальные расчеты выполняем аналогично и сводим в таблицу А.4.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, определим по формуле:

$$N_{к.m} = P_{к.m} V/3600 = m f \cos\alpha V/3600, \quad (А.12)$$

Так как i=0, то cosα =1.

$$N_{к1}=18800\cdot0,015\cdot7,08/3600 =0,555 \text{ кВт}$$

Остальные расчеты выполняем аналогично и сводим в таблицу А.4.

Мощность сопротивления подъему равна нулю так как i=0.

$$N^{п}=0$$

Мощность сопротивления воздуха определяется по формуле:

$$N_{в.m} = P_{в.m} V/3600 = k F V^3/46656, \quad (А.13)$$

$$N^{в1}= 0,21\cdot2\cdot7,08^3/46656=0,0031 \text{ кВт}$$

Остальные расчеты выполняем аналогично и сводим в таблицу А.4.

Мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля, определяется как разность между тяговой мощностью и суммой мощностей сопротивления дороги и воздуха.

$$N_и= N_т-(N_д+ N_в) \quad (А.14)$$

$$N_{и.1}=10,19-(0,555+0,0031)=0,558 \text{ кВт}$$

Остальные расчеты выполняем аналогично и сводим в таблицу А.4.

Таблица А.4 - Значения мощностей автомобиля

Передача	Число оборотов двигателя, ne, об/мин	V ,км/чСкорость,	ΨКоэффициент,	N_e, кВтдвигателя,Мощность	$N_т$, кВтмощность,Тяговая	Мощность сопротивления, кВт		Запас мощности, кВт
						дороги	воздуха	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	700	7,08	0,015	11,08	10,19	0,555	0,0031	9,63
	1400	14,17	0,015	23,71	21,8	1,11	0,025	20,67
	2100	21,26	0,015	36,21	33,3	1,67	0,087	31,5
	2800	28,34	0,015	46,75	43,0	2,22	0,204	40,6
	3500	35,43	0,015	53,58	49,3	2,78	0,4	46,1
	4000	40,5	0,015	55,2	50,8	3,17	0,57	47,1
	4200	42,5	0,015	54,91	50,5	3,33	0,69	46,3
2	700	10,6	0,015	11,08	10,19	0,83	0,01	9,35
	1400	21,22	0,015	23,71	21,8	1,66	0,086	20,1
	2100	31,84	0,015	36,21	33,3	2,49	0,291	30,5
	2800	42.4	0,015	46,75	43,0	3,32	0,686	39
	3500	53,1	0,015	53,58	49,3	4,15	1,34	43,8
	4000	60,7	0,015	55,2	50,8	4,75	2,01	44,0
	4200	63,7	0,018	54,91	50,5	4,98	2,32	43,2
3	700	15,9	0,015	11,08	10,19	1,24	0,036	8,91
	1400	31,8	0,015	23,71	21,8	2,49	0,3	19,0
	2100	47,3	0,015	36,21	33,3	3,71	0,95	28,6
	2800	63,5	0,018	46,75	43,0	4,95	2,34	35,7
	3500	79,4	0,019	53,58	49,3	8,29	4,51	36,5
	4000	90,8	0,021	55,2	50,8	9,96	6,74	34,1
	4200	95,31	0,022	54,91	50,5	11,4	7,79	31,3
4	700	23,7	0,015	11,08	10,19	1,86	0,12	8,21
	1400	47,3	0,015	23,71	21,8	3,7	0,95	17,5
	2100	71,0	0,019	36,21	33,3	6,67	3,22	23,4
	2800	94,7	0,022	46,75	43,0	10,9	7,64	24,5
	3500	118,3	0,025	53,58	49,3	15,4	14,9	19,0
	4000	135,3	0,028	55,2	50,8	20,5	22,3	8,0
	4200	142	0,03	54,91	50,5	22,2	25,	3,3

На основании значений таблицы А.4 строится график мощностного баланса автомобиля см. рисунок А.4.

А.1.8 Расчет динамического паспорта автомобиля

А.1.8.1 Динамическая характеристика автомобиля

Динамический фактор автомобиля на различных передачах определяется по формуле (2.37).

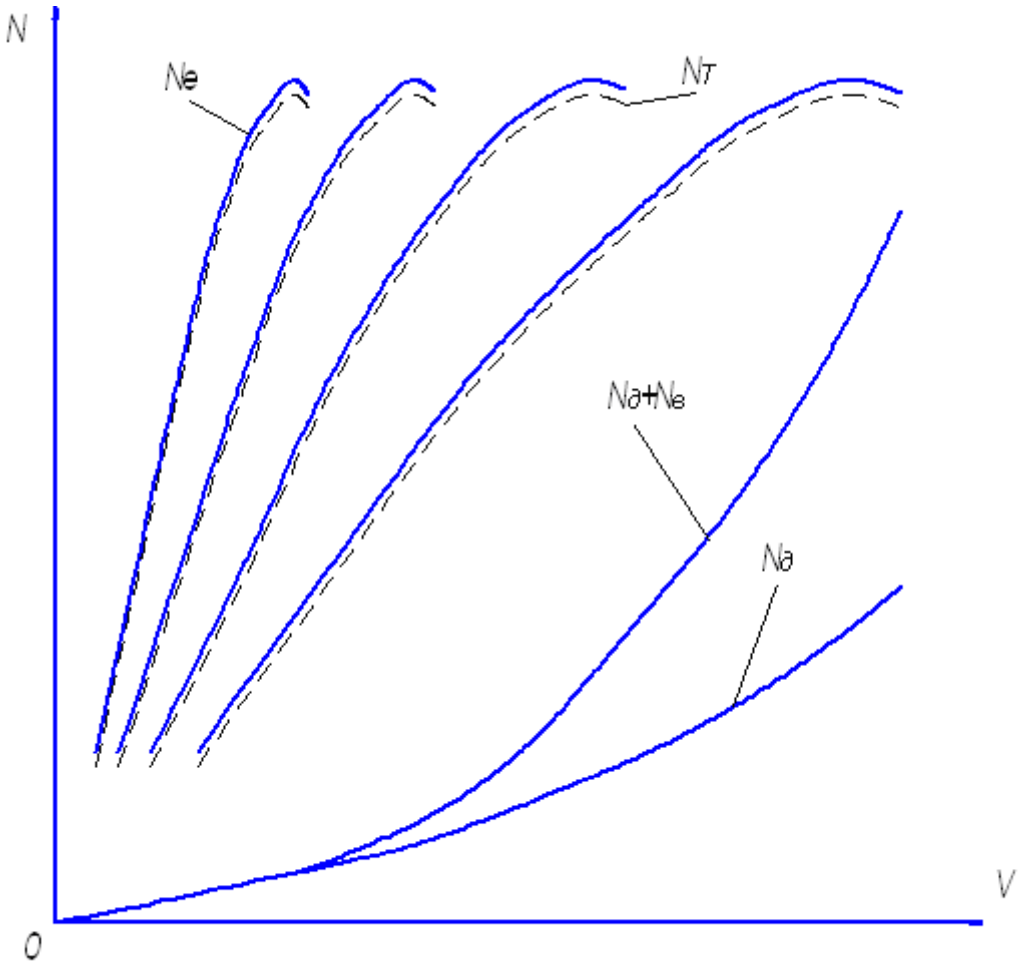


Рисунок А.4 - График мощностного баланса автомобиля

Скорость движения автомобиля на различных передачах и соответствующие ей силу тяги $P_т$ возьмем из таблицы А.2.

Силу сопротивления воздуха определим по формуле (2.30).

$$P^{в1} = 0{,}21 \cdot 2 \cdot 7{,}08^{2} / 13 = 1{,}61 \text{ Н}$$

$$D^{1} = (5181{,}5 - 1{,}61) / 18800 = 0{,}28$$

Остальные расчеты для следующих скоростей и передач делаем аналогично, и полученные данные сводим в таблицу А.5.

Таблица А.5 - Значения динамического фактора автомобиля.

Наименование показателя		Значение						
1 передача	V, км/ч	7,08	14,17	21,26	28,34	35,43	40,5	42,5
	$P_т$, Н	5181,5	5544,9	5643,9	5464,7	5011,6	4517,5	4280,6
	$P_в$, Н	1,61	6,48	14,6	25,9	40,6	53,0	58,4
	D, Н/Н	0,28	0,294	0,299	0,289	0,264	0,237	0,224
2 передача	V, км/ч	10,6	21,22	31,84	42,4	53,1	60,7	63,7
	$P_т$, Н	3459,6	3702,5	3770,9	3650,9	3348,4	3018,2	2860,6
	$P_в$, Н	3,63	14,5	32,8	58,1	91,1	119,0	131,1
	D, Н/Н	0,183	0,196	0,199	0,191	0,173	0,154	0,145
3 передача	V, км/ч	15,9	31,8	47,3	63,5	79,4	90,8	95,31
	$P_т$, Н	2311,6	2473,8	2517,8	2442,3	2235,7	2015,3	1909,5
	$P_в$, Н	8,16	32,7	72,3	130,3	203,7	266,4	293,5
	D, Н/Н	0,123	0,13	0,13	0,123	0,108	0,093	0,085
4 передача	V, км/ч	23,7	47,3	71,0	94,7	118,3	135,3	142,0
	$P_т$, Н	1551,4	1660,2	1689,8	1636,0	1500,4	1352,5	1281,5
	$P_в$, Н	18,1	72,3	162,9	289,7	452,1	591,4	651
	D, Н/Н	0,081	0,084	0,081	0,071	0,055	0,04	0,034

А.1.8.2 Расчет номограммы нагрузок

Масштаб номограммы нагрузок определим из формулы:

$$a_0 = aD_0/D, \qquad (A.15)$$

где D_0 – динамический фактор автомобиля при нулевой загрузке;
a_0 –масштаб динамического фактора при нулевой загрузке;
a – масштаб динамического фактора при полной загрузке.
Динамический фактор при нулевой загрузке определяется:

$$D_0 = D\, m/m_a,$$

D = 0,299 таблица А.5.

D_0=0,299·18800/14250=0,394

Масштаб номограммы нагрузок:

a^0=0,1/20·0,394/0,299=0,0066

Для построения номограммы нагрузок необходимо влево от начала координат (ось абсцисс), соответствующего 100 – процентной нагрузки, откладывают уменьшающийся до нуля процент нагрузки автомобиля. В той точке оси абсцисс, где нагрузка равна нулю процентов, проводят вторую ось ординат, на которой откладывают значения динамического фактора D_0 ненагруженного автомобиля в масштабе a_0. Равные значения величин D_0 и D соединяют прямыми линиями см. рисунок А.5.

А.1.8.3 Расчет графика контроля буксования

График контроля буксования рассчитываем по формулам (2.42, 2.43, 2.44).

Для коэффициента φ = 0,1

$m_{p\,2}$=1/(1-0,3·0,1)=1,03

$D_{сц.а}$=0,1·1,03·7125/14250=0,0515

$D_{сц}$=0,1·1,03·11280/18800=0,0618

Подставив в формулы (2.42, 2.43, 2.44) значения φ = 0,1 — 0,7 с шагом 0,1, определим $D_{сц}$ для груженного и пустого автомобиля. Полученные данные сведем в таблицу А.6.

Таблица А.6 - Динамический фактор автомобиля по сцеплению

Наименование показателя	Значение						
φ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$D_{сц.а}$	0,0515	0,106	0,165	0,226	0,295	0,366	0,441
$D_{сц}$	0,0618	0,127	0,198	0,271	0,354	0,439	0,529

Величины $D_{сц.а}$ и $D_{сц.}$ откладываем на соответствующих осях в масштабах, принятых для этих осей a_0 и а. Величины $D_{сц.а}$ и $D_{сц.}$, определенные для одного и того же значения коэффициента, соединяют прямыми линиями.

На основании значений таблиц А.5 и А.6 строится динамический паспорт автомобиля см. рисунок А.5.

А.1.9 Определение ускорений, времени и пути разгона автомобиля

А.1.9.1 Определение ускорений

Ускорение j, м/с^2 определяем из выражения (2.45), а коэффициент учета вращающихся масс по формуле (2.46).

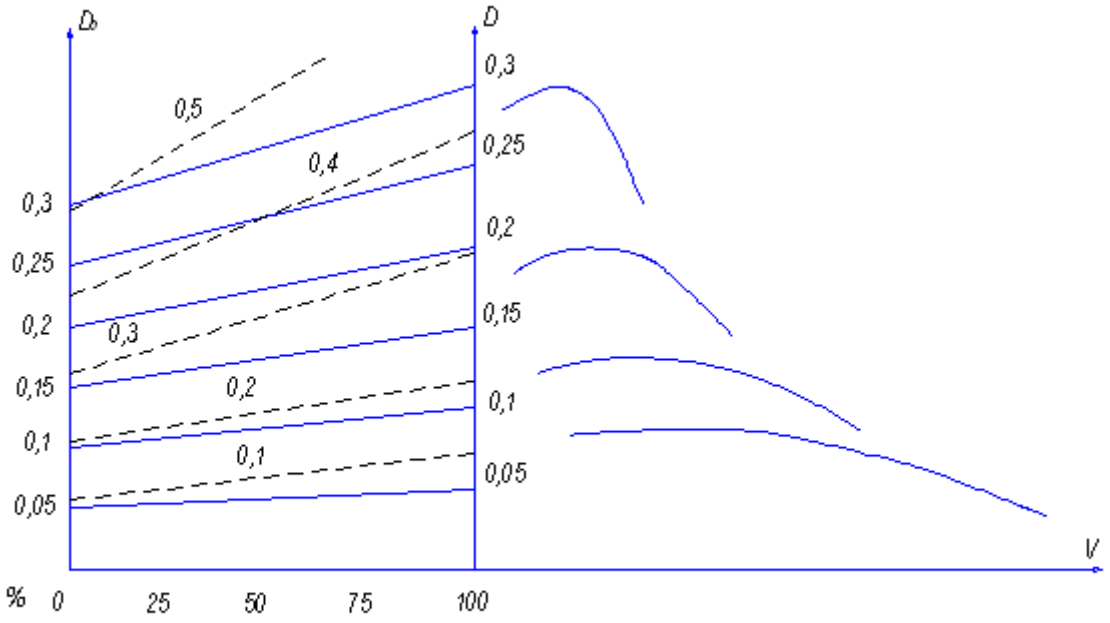


Рисунок А.5 - Динамический паспорт автомобиля

Первая передача

$\delta_{вр1}=1,03+0,05\cdot3,34^2=1,59$

$D_1=0,28$ таблица А.5, $\psi_1=0,015$

$j^1=(0,28-0,015)\cdot9,81/1,59=1,635$

Для остальных значений скоростей ускорение определяется аналогично, и полученные данные сводятся в таблицу А.7.

Вторая передача

Для второй и последующих передач расчет выполняется аналогично, и полученные данные сводятся в таблицу А.7.

Таблица А.7 - Значения ускорений автомобиля

Наименование показателя			Значение						
1 передача	Коэффициент, $\delta_{вр}=1,59$	D_1	0,28	0,294	0,299	0,289	0,264	0,237	0,224
		Ψ	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
		V_1, км/ч	7,08	14,17	21,26	28,34	35,43	40,5	42,5
		j_1 м/с^2	1,63	1,72	1,75	1,69	1,53	1,37	1,29
2 передача	Коэффициент, $\delta_{вр}=1,29$	D_2	0,183	0,196	0,199	0,191	0,173	0,154	0,145
		Ψ	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,018
		V_2, км/ч	10,6	21,22	31,84	42,4	53,1	60,7	63,7
		j_2 м/с^2	1,28	1,38	1,4	1,34	1,2	1,06	0,96
3 передача	Коэффициент, $\delta_{вр}=1,14$	D_3	0,123	0,13	0,13	0,123	0,108	0,093	0,085
		Ψ	0,015	0,015	0,015	0,018	0,019	0,021	0,022
		V_3, км/ч	15,9	31,8	47,3	63,5	79,4	90,8	95,31
		j_3 м/с^2	0,93	0,99	0,9	0,9	0,76	0,62	0,54

4 передача	Коэффициент, $\delta_{вр}$=1,08	D_4	0,081	0,084	0,081	0,071	0,055	0,04	0,034
		Ψ	0,015	0,015	0,019	0,022	0,025	0,028	0,03
		V_4, км/ч	23,7	47,3	71,0	94,7	118,3	135,3	142
		j_4 м/с^2	0,6	0,63	0,56	0,45	0,27	0,11	0,036

По данным таблицы А.7строим графики ускорений автомобиля на различных передачах см. рисунок А.6.

А.1.9.2 Определение времени разгона автомобиля

Время разгона автомобиля определяется в соответствии с пунктом 2.2.9.2.

Для этого кривую ускорений 1-ой передачи разбиваем на интервалы в соответствии с таблицей А.7. В каждом интервале определяем среднее ускорение по формулам (2.47, 2.48), а затем по формуле (2.49) время разгона в этом интервале.

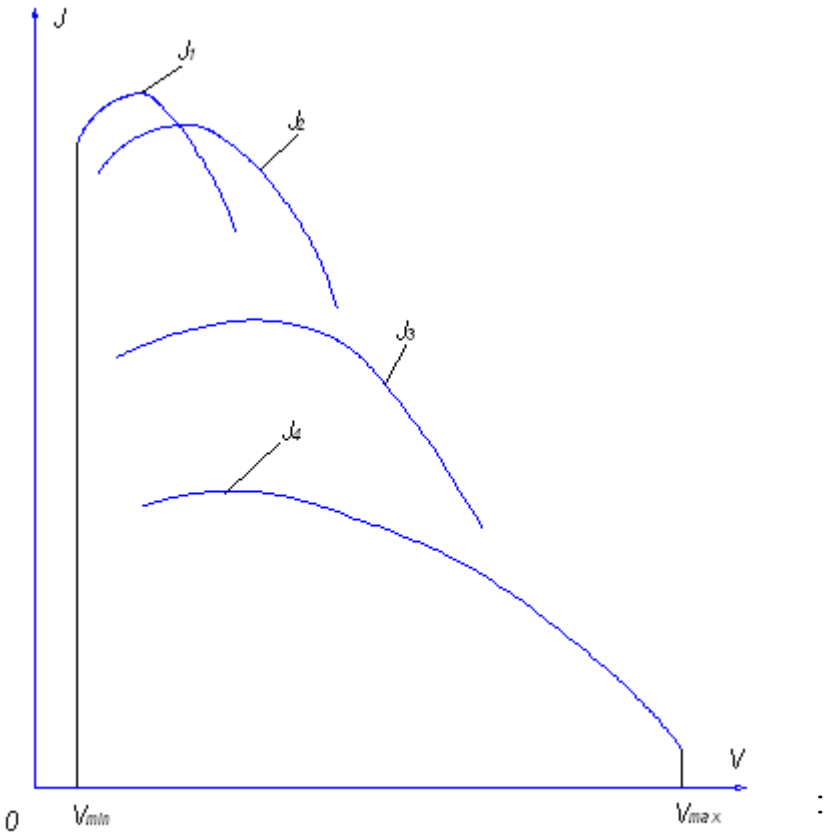


Рисунок А.6 - График ускорений автомобиля

$j_{ср.1}=(14,17-7,08)/(3,6\cdot\Delta t_{1})$

$\Delta t_1=(14,17-7,08)/j_{ср.1}=(14,17-7,08)/(3,6\cdot1,68)=1,17$ с

Для остальных интервалов скоростей ускорение определяется аналогично и полученные данные сводятся в таблицу А.8.

При переключении передач с первой на вторую происходит падение скорости, которое определяется по формуле (2.50).

$t^{п}=0,5$ с таблица 2.4

$\Delta V_п=33\cdot0,5\cdot0,015=0,248$ км/ч

Вторая передача

Скорость начала разгона автомобиля на второй передаче:

$V_{н2}=V_{к1}-\Delta V_п=42,5-0,248=42,25$ км/ч

Эта скорость соответствует интервалу $V_1=42,25$ км/ч до $V_2=53,1$ км/ч см. таблицу А.7.

$j_{ср.7}=(1,34+1,2)/2=1,27$ м/с^2

$\Delta t_7=(53,1-42,4)/(3,6\cdot1,27)=2,34$ с

Для остальных интервалов скоростей и последующих передач расчет осуществляется аналогично приведенному выше. Полученные данные сводятся в таблицу А.8.

А.1.9.3 Определение пути разгона автомобиля

Путь разгона определяем в тех же интервалах изменения скорости по формулам (2.51, 2.52).

Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач определяется по формуле (2.53).

По полученным данным строят график пути разгона автомобиля. Путь разгона, также как и время, наносится на график нарастающим итогом.

Первая передача

$V_{ср\ 1}=(7,08+14,17)/2=10,63$ км/ч

$\Delta S^1=10,63\cdot1,17/3,6=3,45$ м

Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач:

$\Delta S_п=(42,5-17\cdot0,5\cdot0,015)\cdot(0,5/3,6)=5,88$ м

Для остальных интервалов скоростей путь определяется аналогично и полученные данные сводятся в таблицу А.8.

Вторая передача

Для второй и последующих передач расчет выполняется аналогично, и полученные данные сводятся в таблицу А.8.

На основании значений таблицы А.8 строится график времени и пути разгона автомобиля см. рисунок А.7.

Таблица А.8 - Значения времени и пути разгона автомобиля

Передача автомобиля № 1								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
n об/мин.	V_i	V_{i+1}	V_{cpi}	j_i	j_{i+1}	j_{cpi}	Δt_i	ΔS_i
700	7,08	14,17	10,6	1,63	1,72	1,68	1,17	3,45
1400	14,17	21,26	17,7	1,72	1,75	1,74	1,13	5,56
2100	21,26	28,34	24,8	1,75	1,69	1,72	1,14	7,85
2800	28,34	35,43	31,9	1,69	1,53	1,61	1,22	10,8
3500	35,43	40,5	38,0	1,53	1,37	1,45	0,97	10,2
4000	40,5	42,5	41,5	1,37	1,29	1,33	0,42	4,84
4200	42,5			1,29				
Время переключения передачи $t_п$, с							0,5	-
Падение скорости за время переключения $\Delta V_п$, км/ч						0,25	-	-
Приращение пути за время переключения $\Delta S_п$, м								3,45
ИТОГО							6,55	46,15
Передача автомобиля № 2								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
n об/мин.	V_i	V_{i+1}	V_{cpi}	j_i	j_{i+1}	j_{cpi}	Δt_i	ΔS_i
700								

1400								
2100								
2800	42,25	53,1	47,8	1,34	1,2	1,27	2,32	30,8
3500	53,1	60,7	56,9	1,2	1,06	1,13	1,87	29,6
4000	60,7	63,7	62,2	1,06	0,96	1,01	0,83	14,3
4200	63,7			0,96				
Время переключения передачи $t_п$, с							0,5	-
Падение скорости за время переключения $\Delta V_п$, км/ч						0,248	-	-
Приращение пути за время переключения $\Delta S_п$, м								8,82
ИТОГО							5,52	83,52

Продолжение таблицы А.8

Передача автомобиля № 3								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
n об/мин.	V_i	V_{i+1}	V_{cpi}	j_i	j_{i+1}	j_{cpi}	Δt_i	ΔS_i
700								
1400								
2100								
2800	63,4	79,4	71,4	0,9	0,76	0,83	5,35	106,2
3500	79,4	90,8	85,1	0,76	0,62	0,69	4,58	108,4
4000	90,8	95,31	93,0	0,62	0,54	0,58	2,14	55,8
4200	95,31			0,54				
Время переключения передачи $t_п$, с							0,5	-
Падение скорости за время переключения $\Delta V_п$, км/ч						0,385	-	-
Приращение пути за время переключения $\Delta S_п$, м								13
ИТОГО							12,57	283,47
Передача автомобиля № 4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
n об/мин.	V_i	V_{i+1}	V_{cpi}	j_i	j_{i+1}	j_{cpi}	Δt_i	ΔS_i
700								
1400								

2100								
2800	94,7	118,3	106,5	0,45	0,27	0,36	18,2	538
3500	118,3	135,3	126,8	0,27	0,11	0,19	24,3	853
4000	135,3	142	138,5	0,11	0,036	0,073	25,4	977
4200	142			0,036				
Время переключения передачи $t_п$, с							-	-
Падение скорости за время переключения $\Delta V_п$, км/ч						-	-	-
Приращение пути за время переключения $\Delta S_п$, м								-
ИТОГО							67,9	2368
Всего							92,54	2781

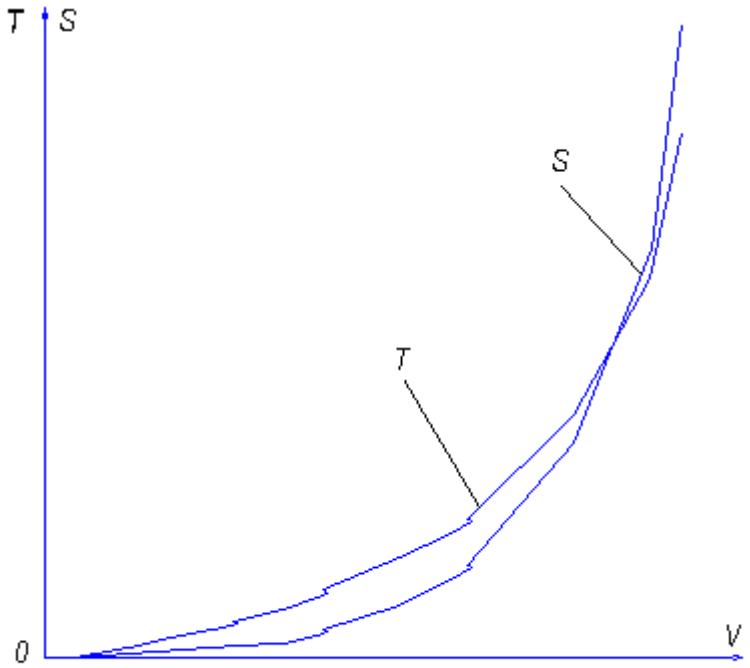


Рисунок А.7 - График времени и пути разгона автомобиля

А.1.10 Расчет топливной экономичности автомобиля

Путевой расход топлива $q_п$, л/100 км определяем по формуле (2.54):

Удельный эффективный расход топлива определяется по выражению (2.55).

g_N = 298,6 г/кВт ч - для карбюраторных двигателей

Коэффициент $k_{об}$ зависит от отношения текущего значения частоты вращения коленчатого вала к частоте вращения при максимальной мощности.

n_e – текущие (принятые) значения чисел оборотов коленчатого вала двигателя (из скоростной характеристики двигателя) см. таблицу А.1.

$n^e/ n^N=700/4000=0,175$

Определив отношение n_e/ n_N по формуле (2.56) найдем значение коэффициента $k_{об.}$

$$k_{об} =1,25- n_e/ n_N +(n_e/ n_N)^2 - 0,24\cdot(n_e/ n_N)^3=1,25-0,175+$$
$$+0,175^2 - 0,24\cdot0,175^3= 1,25-0,175+0,031-0,24\cdot0,005 =1,11$$

Для остальных значений чисел оборотов делается аналогично, и данные сводятся в таблицу А.9.

Коэффициент $k_и$ зависит от степени использования мощности двигателя

Степень использования мощности двигателя определяется выражением (2.56).

Расчет ведем для двух значений коэффициента:

ψ_1 – расчетный. $\psi_2=0,03$

$N_e \eta = N_т$ – тяговая мощность автомобиля (при 100 % открытии дроссельной заслонки или полном ходе рейки топливного насоса), соответствующая той же заданной скорости.

Значения всех мощностей для расчетного ψ_1 для различных скоростей движения автомобиля возьмем из таблицы А.4.

$n=700$ мин$^{-1}$; $V=23,7$ км/ч

$N_д=1,86$ кВт $N_в=0,12$ кВт $N_т=10,19$ кВт

$$И= (1,86+0,12)/10,19=0,194$$

$$k_и = 3,27 - 8,22\cdot И+ 9,13\cdot И^2 - 3,18 \cdot И^3=3,27 - 8,22\cdot0,194+$$
$$+9,13\cdot 0,194^2 - 3,18 \cdot 0,194^3=3,27 - 8,22\cdot0,194+$$
$$+9,13\cdot0,038- 3,18 \cdot0,007=2$$

Расчет для остальных значений скоростей автомобиля делается аналогично, и данные сводятся в таблицу А.9.

$$g_e=298,6\cdot1,11\cdot2,0=686,8 \text{ г/кВт ч}$$

$$q_п=686,8\cdot1,98/(10\cdot23,7\cdot0,740)=7,75 \text{ л/100 км}$$

Расчет для остальных значений скоростей автомобиля делается аналогично и данные сводятся в таблицу А.9.

Таблица А.9 - Значения путевого расхода $q_п$ автомобиля

Параметры	Коэффициент сопротивления дороги, Ψ_1						
n_e, об/мин	700	1400	2100	2800	3500	4000	4200
n_e/ n_N	0,175	0,35	0,525	0,7	0,875	1,00	1,05
V, км/ч	23,7	47,3	71,0	94,7	118,3	135,3	142
$N^д+N^в$, кВт	1,98	4,65	9,89	18,54	30,3	42,8	47,2
$N_т$, кВт	10,19	21,8	33,3	43,0	49,3	50,8	50,5
$И= N_д+N_в/ N_т$	0,195	0,213	0,296	0,431	0,614	0,842	0,934
$k_и$	2,0	1,957	1,68	1,44	0,998	0,984	0,993
$k_{об}$	1,11	1,03	0,975	0,965	0,987	1,01	1,045
g_e, г/кВт ч	686,8	601,8	489,1	414,9	294,1	296,7	309,8
$q_п$, л/100 км	7,75	7,99	9,2	10,9	10,1	12,6	13,9

Продолжение таблицы А.9

Параметры	Коэффициент сопротивления дороги, Ψ_2=0,03						
n_e, об/мин	700	1400	2100	2800	3500	4000	4200
n_e/ n_N	0,175	0,35	0,525	0,7	0,875	1,00	1,05
V, км/ч	23,7	47,3	71,0	94,7	118,3	135,3	142
$N^д+N^в$, кВт	3,83	8,36	14,6	29,34	46,4	62,4	79,5
$N_т$, кВт	10,19	21,8	33,3	43,0	49,3	50,8	50,5
$И= N_д+N_в/ N_т$	0,37	0,38	0,44	0,68	0,94	1,22	1,57
$k_и$	1,38	1,37	1,38	0,99	0,99	-	-
$k_{об}$	1,15	1,03	0,975	0,965	0,987	1,01	1,045
g_e, г/кВт ч	473,8	421,3	401,2	285,2	291,7	-	-
$q_п$, л/100 км	10,3	10,06	11,1	11,3	15,4	-	-

По значениям таблицы А.9 вычерчивается график топливно-экономической характеристики автомобиля см. рисунок А.8.

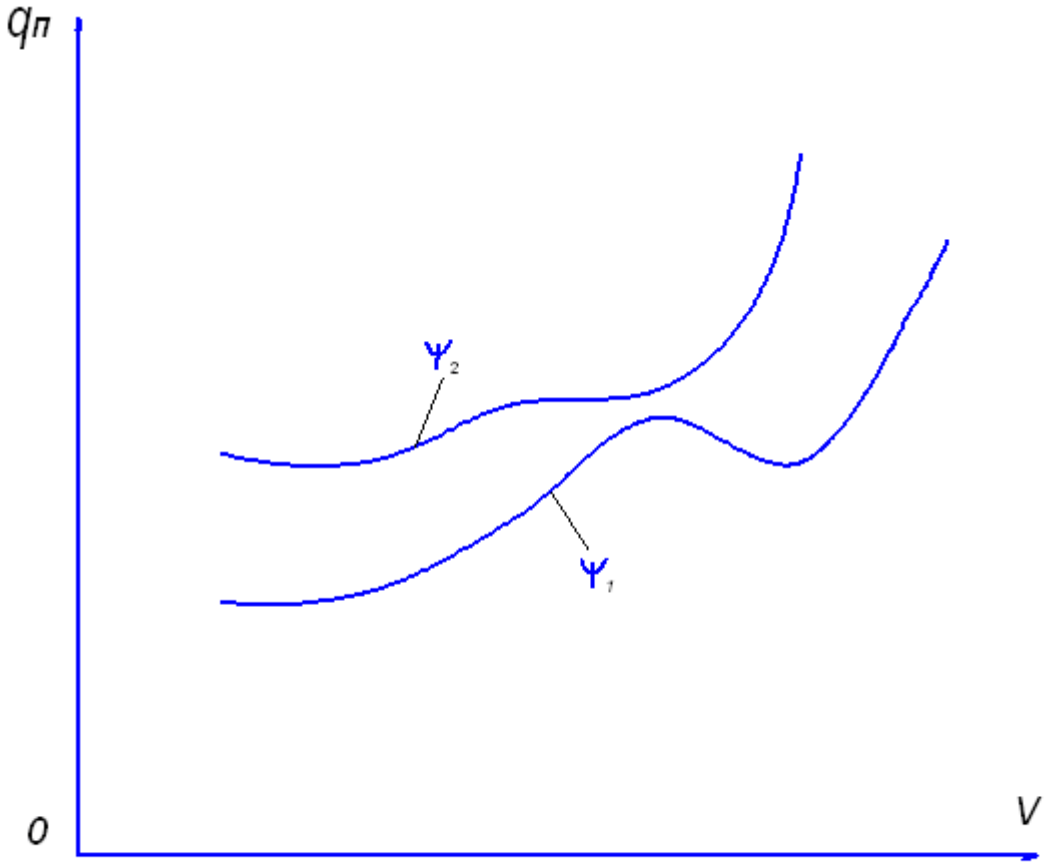


Рисунок А.8 - График топливной экономичности автомобиля

А.1.11 Сравнительная характеристика и анализ спроектированного автомобиля

Сравним спроектированный автомобиль с таким же подобным. Прототипом нашего автомобиля выберем автомобиль ГАЗ-21 «Волга». Параметры сравнения сведем в таблицу А.10.

Таблица А.10 - Основные параметры спроектированного автомобиля и его прототипа

Марка, модель	1. Прототип	2. Спроектированный автомобиль
Мощность, кВт, (л.с.)	55,2 (75)	55,2(75)
Крутящий момент, Н·м	170	164,7
Число передач КПП	4	4
База, мм	2,0	2,0
Собственная масса, кг	1450	1425
Полная масса, кг	1875	1880

Разгон с места до 100 км/ч	22	30,2
Максимальная скорость, км/ч	130	142

Из сравнения приведенных параметров можно сказать, что при равных мощностных и весовых параметрах, спроектированный автомобиль уступает своему аналогу в динамичности. Это связано скорей с неправильным подбором передаточных чисел коробки передач.

Приложение Б

(обязательное)

Исходные данные для курсовой работы

Таблица Б.1 - Исходные данные для выполнения курсовой работы

Показатели	Последняя цифра шифра студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип автомобиля	Легковой	Легковой	Грузовой	Грузовой	Грузовой	Автобус	Автобус	Автобус	Грузовой	Грузовой
Колесная формула	4×2	4×2	4×2	4×4	4×2	4×2	4×2	4×2	4×2	4×2
Тип двигателя	Карбюраторный		Дизельный	Карбюраторный						Дизельный
Количество пассажиров, чел	-	-	-	-	-	67	45	28	-	-
Грузоподъемность, кг	400	500	8000	2000	2500	-	-	-	5250	10000
Максимальная мощность, N_{max}, кВт, (л.с.)	58,8 (80)	-	117,8 (160)	88,3 (120)	47,8 (65)	110,4 (150)	-	-	-	-
Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, n_N, мин$^{-1}$	5500	5000	2200	3400	2500	3400	3200	3200	3200	2300
Максимальная скорость, V_{max} км/ч	-	100	-	-	-	-	75	80	110	100
	Предпоследняя цифра шифра студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Коэффициент, Ψ_{max1}	0,35	0,34	0,32	0,38	0,34	0,27	0,3	0,3	0,32	0,33
Коэффициент, Ψ_{min}	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015

Приложение В

(справочное)

Технические характеристики автомобилей

В.1 Легковые автомобили

В.1.1 Автомобили ВАЗ

Таблица В.1.1 - Автомобили ВАЗ-2107, ВАЗ-2108, ВАЗ-2109

Параметр	ВАЗ-2107	ВАЗ-2108	ВАЗ-2109
1	2	3	4
Компоновочная схема	Заднеприводный с продольным расположением силового агрегата	Переднеприводной с поперечным расположением силового агрегата	
Габаритные размеры, мм:			
длина	4145	4006	4006
ширина	1680	1650	1650
высота	1435	1402	1402
База, мм	2424	2460	2460
Грузоподъемность, кг	400	425	425
Масса снаряженного автомобиля, кг	1030	920	945
Вместимость, чел.	5	5	5
Объем багажного отделения, $м^3$	-	-	-

Продолжение таблицы В.1.1

1	2			3				4		
Двигатель	Карбюраторный			Карбюраторный				Карбюраторный		
			с системой впрыска				с системой впрыска			с системой впрыска
Рабочий объем двигателя, л	1,45	1,57	1,69	1,1	1,3	1,5	1,5	1,3	1,5	1,5
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	52,5 (5600)	54,8 (5400)	58,8 (5200)	38,7 (5800)	46,1 (5600)	49,8 (5600)	51,5 (4800)	46,1 (5600)	49,8 (5600)	51,5 (4800)
Крутящий момент, Н • м	104	116	127,4	77,1	93,2	100,4	118	93,2	100,4	118
Максимальная скорость, км/ч	150	150	155	139	148	154	157	148	154	157
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	17	16	17	17	16	14	14	16	14	14
Расход топлива на 100 км пути, л: при скорости, км/ч:										
90	7	7,4	6,5	5,9	5,4	5,7	5,7	5,4	5,7	5,7
120	9,6	9,9	8,9	8,3	8	7,7	7,7	8	7,7	7,7
в городском цикле	9,6	9,6	8,9	7,9	7,9	8,7	8	7,9	8,7	8
Шины	165/80R 13	175/70R 13	175/70R 13	165/70R 13	165/70R 13	175/70R 13	175/70R 13	165/70R 13	165/70R 13	175/70R 13
Уровень шума в салоне при скорости движения 100 км/ч, дБ, не более	76			76						

Таблица В.1.2 - Автомобили ВАЗ-21099, ВАЗ-21108, ВАЗ-2115, ВАЗ-2120, ВАЗ-2130

Параметр	ВАЗ-21099		ВАЗ-21108	ВАЗ-2115	ВАЗ-2120	ВАЗ-2130
1	2	3	4	5	6	7
Компоновочная схема	Переднеприводной с поперечным расположением силового агрегата					
Габаритные размеры, мм:						
дайна	4205		4440	4330	4200	4200
ширина	1650		1676	1415	1725	1725
высота	1402		1425	1620	1690	1690
База, мм	2460		2665	2460	2700	2700
Грузоподъемность, кг	425		425	425	600	600
Масса снаряженного автомобиля, кг	940		1100	970	1400	1400
Вместимость, чел.	5		5	5	7	7
Объем багажного отделения, $м^3$		0,427	0,45	0,427	0,3 (0,5 — сложен 3-й ряд сидений; 1,25 — сложены 2-й и 3-й ряды сидений)	
Двигатель	Карбюраторный	Карбюраторный с впрыском топлива	ВАЗ-2112, 16 клапанный с управляемым многоточечным впрыском топлива	Карбюраторный с электронной системой впрыска топлива	Карбюраторный с управляемым многоточечным впрыском топлива	

Продолжение таблицы В.1.2

1	2	3	4	5	6	7
Рабочий объем двигателя, л	1,5	1,5	1,5	1,5	1,7	1,7
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	50,8 (5600)	52,5 (4800)	68 (5600)	50,8-52,5 (5600)	59 (5200)	61 (5400)
Крутящий момент, Н • м	102,4 (3400)	120,0 (2800)	130/3300	102,4-120 (3400)	133 (3200)	135 (3000)
Максимальная скорость, км/ч	154	160	170	155	135	135
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	13,5	13	13	13	20	20
Расход топлива нА.100 км пути, л: при скорости, км/ч:						
90	5,9	5,5	6	5,7	10,3	10,3
120	8	7,5	7,8	7,8	11,8	11,8
в городском цикле	8,8	8,4	9,1	8,9	12,3	12,3
Шины	165/70R13	175/70R13		165/70R13; 175/70R13		
Уровень шума в салоне при скорости движения 100 км/ч, дБ, не более		74	—	74	74	74

Параметр	ЛадА.110		ЛадА.111	
Габаритные размеры, мм:				
длина	4263		4284	
ширина	1676		1676	
высота	1425		1495	
Грузоподъемность, кг	475		500	
Масса снаряженного автомобиля, кг	1040	1080	1030	1080
Объем багажного отделения,	0,45		0,45	
Двигатель	Четырехрядный восьмиклапанный	Четырехрядный шестнадцатиклапанный	Четырехрядный восьмиклапанный	Четырехрядный шестнадцатиклапанный
Рабочий объем двигателя, л	1,5		1,5	
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	56 (5600)	69 (5600)	57,5 (5400)	69 (5600)
Крутящий момент, Н • м (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	118 (3000)	130 (3600)	118(3000)	130 (3600)
Максимальная скорость, км/ч	170	185	165	180
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	14	12	15	13
Расход топлива на 100 км пути, л: при скорости, км/ч:				
90	5,3	5,5	5,3	5,4
120	7,1	7,2	7,1	7
в городском цикле	8,8		8,9	8,8

Параметр	ЛадА.11113-01 "Ока"	ЛадА.112	ЛадА.1119	
Габаритные размеры, мм:				
длина	3210	4170	3850	
ширина	1420	1676	1670	
высота	1400	1430	1500	
Грузоподъемность, кг	340	475	475	
Масса снаряженного автомобиля, кг		1080	1040	
Объем багажного отделения, м	0,18-0,4	0,4	0,25	
Двигатель	ВАЗ 11113	Шестнадцатиклапанный с электронной системой управления впрыском топлива	Четырехрядный восьмиклапанный	Четырехрядный шестнадцатиклапанный
Рабочий объем двигателя, л	0,749	1,5	1,6	
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	44,2	66 (5600)	56,8 (5600)	66 (5600)
Крутящий момент, Н • м (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)		130 (3600)	133(3200)	136,8 (3400)
Максимальная скорость, км/ч	130	185	170	180
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	24	12	12,9	11,5
Расход топлива на 100 км пути, л: при скорости, км/ч:				
90	4,5	5,3	5,3	5,5
120	—	6,8	7Д	7,2
в городском цикле	5,8	8,8	9,8	

Параметр	Нива - Ландоле	Лада – Нива Пикап		Лада – НивА. 1,7/i	Лада - Нива – Форс VIP	Лада - Нива-2131	
Габаритные размеры, мм:							
длина	4040	4540		3720	4040	4240	
ширина	1680	1640		1680	1680	1680	
высота	1750	1680 (1980 с тентом)		1750	1750	1640	
Число мест	5	5		4	4	5	
База, мм	2500			2200	2500	2700	
Грузоподъемность, кг	450	300		400	420	500	
Масса снаряженного автомобиля, кг	1200	1300			1700	1350	
Двигатель	ВАЗ21213 с системой рециркуляции ОГ	ВАЗ-21213	ВАЗ-2130	Восьмиклапанный с распределенным впрыском топлива	ВАЗ-21213 с системой рециркуляции ОГ	С распределенном впрыском топлива	
						ВАЗ-21214	ВАЗ-2130-20
Рабочий объем двигателя, л	1,69	1,69	1,79	1,69	1,69	1,96	1,79
Мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$)	59,5 (5000)	59	61	58 (5400)		59	62
Максимальная скорость, км/ч	140	132		137	125	132	
Контрольный расход топлива, л, на 100 км пути при скорости движения 90 км/ч	11,5			8,3	11		

В.1.2 Автомобили ИЖ

Параметр	ИЖ-2126-060	ИЖ-21261	ИЖ-2717	ИЖ-27171	ИЖ-27171-060	ИЖ-27171-064
1	2	3	4	5	6	7
Колесная формула	4х4	4х2			4х4	
Кузов	"Хэтчбек" цельнометаллический несущего типа	Универсал цельнометаллический несущего типа	Фургон цельнометаллический несущего типа, задняя дверь — двустворчатая	Пикап цельнометаллический несущего типа, откидные борта		
Габаритные размеры, мм:						
длина	4053	4053	4400	4400	4480	
ширина	1660	1942	1677	1677	1942	
высота	1450	1437	1740	1397	1690	
База, мм	2480	2470	2700		2710	
Дорожный просвет, мм	155		169		190	
Объем багажного отсека, $м^3$	0,958		3,5	3		
Масса снаряженного автомобиля, кг	1090	1000	1100	1010	1150	
Полная масса автомобиля, кг		1400	1750		1850	
Двигатель	Бензиновый четырехтактный карбюраторный ВАЗ-21213	Бензиновый четырехтактный УЗАМ-331	Бензиновый четырехтактный карбюраторный			Дизель четырехтактный
			УЗАМ-3313 или ВАЗ-2106		ВАЗ-21213	ВАЗ-343
Рабочий объем цилиндров, л	1,69	1,816	1,816	1,568	1,690	1,796

Продолжение таблицы В.1.6

1	2	3	4	5	6	7

Максимальная мощность, кВт	78,8	72,8	85	73	78,8	63,5
Максимальный крутящий момент, Н •м	127	140	135	116	127	110
Объем топливного бака, л	45		64			
Коробка передач	Механическая	пятиступенчатая. Все передачи переднего хода синхронизированы				
Расход топлива на 100 км пути при скорости движения						
90 км/ч, л	8,5	6	7,3	6,9	9,5	8,1
Максимальная скорость, км/ч	145		120			

В.2 Грузовые автомобили

В.2.1 Автомобили ГАЗ

Таблица В.2.1 - Автомобили семейства "Газель"

Наименование	ГАЗ-3302	33027ГАЗ-	33023ГАЗ-	330273ГАЗ-	2705ГАЗ-	27057ГАЗ-	2705"Комби"ГАЗ-	ГАЗ-27057"Комби"	ГАЗ-3221	32217ГАЗ-	32212ГАЗ-	322172ГАЗ-	32213ГАЗ-	322173ГАЗ-	322132ГАЗ-	32214ГАЗ-
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Общая характеристика	Бортовой-автомобиль с двухдверной металлической кабиной.		Бортовой автомобиль со сдвоенной двухдверной металлической кабиной.		Автомобиль-фургон с двухдверным металлическим кузовом.		Автомобиль-фургон с металлическим кузовом и двумя рядами сидений.		Микроавтобус имеет салон с круговым остеклением,		Микроавтобус имеет салон с круговым остеклением, низкой перегородкой.		Микроавтобус имеет салон с круговым остеклением,		Микроавтобус имеет салон купейного исполнения,	Автомобиль скорой медицинской помощи.
Колесная формула	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x4
Число мест	3		6		3		7		9(8)		7(6)		14(13)		14(13)	6
Грузоподъемность, кг	1500	1250	1000	800	1350	1100	950	750	—		—		—		—	—
Масса снаряженного автомобиля, кг	1850	2100	2050	2300	2000	2220	2090	2310	2400	2720	2240	2660	2240	2660	2360	2650
Полная масса автомобиля, кг	3500								3250	3470	3250	3470	3250	3720	3250	
Максимальная скорость, км/ч	115	100	115	100	115	100	115	100	115	100	115	100	115	100		

Продолжение таблицы В.2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Время разгона до скорости 60 км/ч, с	14(17)															
Расход топлива на 100 км пути при скорости движения 60 км/ч, л	11 (8,5)	12,5 (10,5)	11(8,5)	12,5 (10,5)	11 (8,5)	12,5 (10,5)	П (8,5)	12,5 (10,5)	11 (8,5)	12,5 (10,5)	И (8,5)	12,5 (10,5)	11 (8,5)	12,5 (10,5)	11(8,5)	
Шины	175R 16C, 185/ 7 5R16 C	195R 1 6C	175R1 6 c, 185/75 R16C	195R1 6 C	175R 1 6C, 185/7 5R16 C	195R 1 6C	175R1 6 c, 185/75 R16C	195R1 6 C	175R 1 6C, 185/7 5R16 C	195R 1 6C	175R1 6 c, 185/75 R16C	195R16 C	175R 1 6C, 185/7 5 R16C	195R1 6C	175R 16C 185/75R16C	
Размеры колеи колес, мм:																
передних	1700	1720	1700	1720	1700	1720	1700	1720	1700	1720	1700	1720	1700	1720	1700	1700
задних	1560															
Габаритные раз-меры, мм:																
длина	5440		5470		5500											
ширина					2500											
высота	2570 по тенту				2274											

Таблица В.2.2 - Автомобили семейства "Соболь"

Наименование	ГАЗ-2310	ГАЗ-2752-0000	ГАЗ-2752-0000 "Комби". ГАЗ-2752-0006 "Комби"	ГАЗ-2217-000, ГАЗ-22171-0004JHB	ГАЗ-2217-0005, ГАЗ-22171-0005
1	2	3	4	5	6
Общая характеристика	Грузовой автомобиль с двухдверной кабиной	Автомобиль-фургон со средней крышей, металлическим кузовом	Автомобиль-фургон со средней (низкой) крышей, металлическим кузовом и двумя рядами сидений.	Микроавтобус с низкой (средней) крышей, с круговым остеклением, в купейном исполнении.	Микроавтобус с низкой (средней) крышей, с круговым остеклением, с сиденьями по ходу движения
Колесная формула	4x2				
Число мест	3		7	6	10
Масса снаряженного автомобиля, кг	1750	1880	1970	2130	
Полная масса автомобиля, кг	2800				
Максимальная скорость движения, км/ч	120				
Время разгона до скорости движения, с:					
60 км/ч	12				
100 км/ч	35				
Расход топлива на 100 км пути при скорости движения, л:					
60 км/ч	9,5 (7,2)				
80 км/ч	10,7 (8,7)				
Шины	185/75R16C			185/75R16C, 225/60R16	

Продолжение таблицы В.2.2

1	2	3	4	5	6
Размеры колеи колес, мм:					
передних	1700				
задних	1700				
Габаритные размеры, мм:					
длина	4840				
ширина	2380				
высота	2570 (по тенту)	2200	2200 (2100[4])		
Сцепление	Однодисковое сухое с гидравлическим приводом				
Коробка передач	Механическая пятиступенчатая				
Передаточные числа передач:					
первой	4,05				
второй	2,34				
третьей	1,395				
четвертой	1				
пятой	0,849				
заднего хода	3,51				
Главная передача	Гипоидная. Передаточное число 4,556				

В.2.2 Автомобили ЗИЛ

Таблица В.2.3 - Бортовые автомобили ЗИЛ-5301АО, ЗИЛ-433360, ЗИЛ-433420, ЗИЛ-133Г40, ЗИЛ-433100, ЗИЛ-534330

Параметры	ЗИЛ-5301АО	ЗИЛ-433360	ЗИЛ-433420	ЗИЛ-133Г40		ЗИЛ-433100	ЗИЛ-534330
1	2	3	4	5		6	7
Колесная формула	4х2	4х2	6х6	6х4		4х2	4х2
Полная масса автомобиля, кг	6950 (допустимая)	11000	11170	17700		12000	14500 (конструктивная)
Масса перевозимого груза, кг	3000	6000	3750	10000		6000	8000
Полная масса автопоезда, кг	—	19000	15370	29200		23500	26000
Максимально допустимые нагрузки на колеса, кгс:							
передние	2350	3000	4040	4370		4000	4500
задние	4900	8000	7130	13330		8000	10000
Максимальная скорость, км/ч, не менее	95	90	85	85		95	96
Время разгона до скорости движения 60 км/ч, с	30	37	31,5	50		33	—
Двигатель							
Модель	Д-245.12С ММЗ	ЗИЛ-508.10	ЗИЛ-6451	ЗИЛ-645	ЗИЛ-6454	ЗИЛ-645	ЯМЗ-236А
Тип	Дизель L-образный	Карбюраторный V-образный	Дизель V-образный				
Число цилиндров	6			8			6

Продолжение таблицы В.2.3

1	2	3	4	5		6	7	
Рабочий объем, л	4,75	6	8,74	8,74	9,56	8,74	11,15	
Степень сжатия	15,1	7,1	18,5	18,5	18,7	18,5	16,5	
Мощность (при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$), кВт	80 (2400)	110(3200)	125 (2800)	136 (2800)	147 (2800)	136 (2800)	143 (2100)	
Крутящий момент (при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$), Н-м	350 (1300-1700)	402 (1800-2000)	490 (1400—1600)	510 (1400-1600)	570 (1400—1600)	510 (1400-1600)	716 (1200-1400)	
Коробка передач	Пятиступенчатая			Девятиступенчатая с задним планетарным демультипликатором			Для одиночного автомобиля — механическая пятиступенчатая. Для автопоезда — механическая восьмиступенчатая.	
Передаточные числа передач:							пятиступенчатая	восьмиступенчатая
первой	6,45	7,44	6,39	11,4			5,22	7,3
второй	3,56	4,1	3,56	8,26			2,9	4,86
третьей	1,98	2,29	2,14	6,1			1,52	3,5
четвертой	1,275	1,47	1,23	4,52			1	2,48
пятой	1	1	1	3,33			0,664	2,09
шестой	—	—	—	2,48			—	1,39
седьмой	—	—	—	1,83			—	1
восьмой	—	—	—	1,355			—	0,71
девятой	—	—	—	1			—	—
заднего хода	6,15	7,09	5,75	8			5,22	10,46
Шины	Бескамерные, 225/75R16C	Камерные, 260R508	Камерные, 14,75/80R20	Радиальные камерные, 260R508				

Таблица В.2.4 - Бортовые автомобили ЗИЛ-432720, ЗИЛ-432730, ЗИЛ-5301Т, ЗИЛ-5301Я, ЗИЛ-5301Д, ЗИЛ-432910, ЗИЛ-433110, ЗИЛ-630900

Наименование	ЗИЛ-432720	ЗИЛ-432730	ЗИЛ-5301Т	ЗИЛ-5301Я	ЗИЛ-5301Д	ЗИЛ-432910	ЗИЛ-433110	ЗИЛ-630900
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Назначение	Для всех видов дорог и местности		Для города			Для всех видов дорог		Для дорог общей сети
Колесная формула	4х4		4х2					6х4
Масса перевозимого груза, кг	2300 (2000)·	2400	2690	2900	3000	6000		10000
Полная масса автомобиля, кг	7375 (7075)·	8120 (допустимая)	6950 (допустимая)			11000	12000	18110
Распределение нагрузки на колеса, кгс:			Нагрузка максимально допустимая					
передние	3020 (3015)·	4060	2350			3000	4000	4500
задние	4355 (4060)·	4060	4900			8000	8000	13610
Максимальная скорость, км/ч	70		95			90		85
Контрольный расход топлива на 100 км пути при скорости движения 60 км/ч, л	19		12			17,5	28	23,7
Двигатель	Дизель					Карбюраторный		Дизель
Модель	Д-245.12-90 ММЗ		Д-245.12С ММЗ			ЗИЛ-0550	ЗИЛ-508.10	ЯМЗ-236А
Расположение и число цилиндров	L4					V8		V6
Рабочий объем, л	4,75					6,28	6	11,15
Степень сжатия	15,1					18	7Д	16,5
Мощность (при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$), кВт	80 (2400					97 (2800)	110(3200)	143 (2100)

Продолжение таблицы В.2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Крутящий момент (при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$), Н • м	350 (1300-1700)					375 (1600-1800)	402 (1800-2000)	716 (1200-1400)
Коробка передач	Механическая трехходовая, с пятью передачами для движения вперед и одной для движения назад		Пятиступенчатая на базе ЗИЛ-130			Пятиступенчатая		Восьмиступенчатая с задним планетарным демультипликатором
Передаточные числа передач:								
первой	7,44		6,45			7,44		7,3
второй	4,1		3,56			4,1		4,86
третьей	2,29		1,98			2,29		3,5
четвертой	1,47		1,275			1,47		2,48
пятой	1		1			1		2,09
шестой	—		—			—		1,39
седьмой	—		—			—		1
восьмой	—		—			—		0,71
заднего хода	7,09		6,15			7,09		10,46
Колеса и шины	Шины радиальные камерные 12.00R20 мод. КИ-113.		Шины бескамерные 225/75R16C			Шины радиальные камерные 260R508		
Рулевое управление	Рулевой механизм с гидравлическим усилителем. Рабочая пара винт с гайкой на циркулирующих шариках. Передаточное число — 20		Рулевой механизм с встроенным гидравлическим усилителем. Рабочая пара винт с гайкой на циркулирующих шариках и рейка с зубчатым сектором.			Рулевой механизм с гидравлическим усилителем. Рабочая пара винт с гайкой на циркулирующих шариках. Передаточное число — 20		

Таблица В.2.5 - Седельные тягачи ЗИЛ-442100, ЗИЛ-442160, ЗИЛ-442300, ЗИЛ-541700, ЗИЛ-541730, ЗИЛ-541760, ЗИЛ-640900, ЗИЛ-13305А

Наименование	ЗИЛ-442100	ЗИЛ-442160	ЗИЛ-442300	ЗИЛ-541700	ЗИЛ-541730	ЗИЛ-541760	ЗИЛ-640900	ЗИЛ-13305А
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Назначение	Для всех видов дорог						По дорогам общей сети	
Колесная формула	4х2						6х4	
Масса снаряженного седельного тягача, кг	5025	4100	5275	5900	6180	5750	7080	6670
Нагрузка на седельно-сцепное устройство, кгс	6200	6400	5800	8100			11 350	
Полная масса буксируемого полуприцепа, кг	18 175	14 400	18 175	19 100			25 800	
Полная масса автопоезда, кг	23 500	18 725	23 600	25 000			33 030	32 620
Распределение нагрузки на колеса, кгс:								
передние	3450	2530	3250	4200	4500		4400	
задние	8000	8105	8000		10 000		13 770	
Максимальная скорость автопоезда, км/ч	85	80	85	95	90		80	
Контрольный расход топлива автопоезда на 100 км пути при скорости движения 60 км/ч, л	24,4	33	24,4	29	31		34	
Двигатель	Дизель	Карб-ный	Дизель					
Модель	ЗИЛ-645	ЗИЛ-508.10	ЗИЛ-645	ЗИЛ-6453.10	ЯМЗ-236А			ЗИЛ-6454
Расположение и число цилиндров	V8				V6			V8
Рабочий объем, л	8,74	6	8,74		11,15			9,56
Степень сжатия	18,5	7,1	18,5		16,5			18,7
Мощность (при частоте вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$), кВт	136 (2800)	110 (3200)	136 (2800)	154 (2500)	143 (2100)			147 (2800)

Продолжение таблицы В.2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Крутящий момент (при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$), Н • м	510 (1400—1600)	402 (1800—2000)	510 (1400-1600)	660 (1600)	716 (1200-1400)			570 (1400—1600)
Коробка передач	Девятиступенчатая с задним планетарным демультипликатором	Пятиступенчатая	Девятиступенчатая с задним планетарным демультипликатором	Восьмиступенчатая механическая, состоит из основной четырехступенчатой коробки и двухступенчатого демультипликатора.		Восьмиступенчатая	Девятиступенчатая	
						с задним планетарным демультипликатором.		
Передаточные числа:								
первой	9,65	7,44	9,65			7,3		11,4
второй	6,33	4,1	6,33			4,86		8,28
третьей	4,5	2,29	4,5			3,5		6,1
четвертой	3,33	1,47	3,33			2,48		4,52
пятой	2,7	1	2,7			2,09		3,33
шестой	1,9	—	1,9			1,39		2,48
седьмой	1,35	—	1,35			1		1,83
восьмой	1	—	1			0,71		1,355
девятой	0,81	—	0,81			—		1
заднего хода	6,77	7,09	6,77			10,46		8
Колеса и шины	Колеса дисковые 7,0—20. Шины радиальные камерные 260R508							
Рулевое управление	Рулевой механизм с гидравлическим усилителем. Рабочая пара — винт с гайкой на циркулирующих шариках. Передаточное число — 20							

В.2.3 Автомобили КамАЗ

Таблица В.2.6 - Автомобили КамАЗ-43101, КамАЗ-43114

Наименование	КамАЗ-43101	КамАЗ-43114
Назначение	Бортовой автомобиль-тягач, предназначен для перевозки различных грузов, людей, буксировки прицепов и прицепных систем по всем видам дорог и местности.	Бортовой автомобиль-тягач, предназначен для перевозки различных грузов, людей, буксировки прицепов и прицепных систем по всем видам дорог и местности.
Колесная формула	6х6	6х6
Габаритные размеры (длина х ширина х высота), мм	7895 х 2500 х 3200	7980 х 2500 х 3200
Масса снаряженного автомобиля, кг	8350	9030
Масса перевозимого груза, га	6000	6000
Полная масса автомобиля, кг	14790	15420
Допустимая полная масса прицепа, кг:		
по всем видам дорог	7000	12000
по дорогам, допускающим осевую нагрузку 60 кН (6 тс)	10000	
Полная масса автопоезда, кг		27420
Двигатель	КамАЗ-7403.10	КамАЗ-7403.10
Максимальная мощность двигателя, кВт (л. с.)	191 (260)	191 (260)
Максимальный крутящий момент двигателя, Н • м (кгс • м)	785 (80)	785 (80)
Максимальная скорость, км/ч	85	90
Шины	1220 х 400-533 или 425/85 R21	425/85 R21
Распределение массы снаряженного автомобиля на дорогу, кг:		
через передний мост	4300	4500
через заднюю тележку	4050	4530
То же, для автомобилей полной массы, кг:		
через передний мост	5005	5380
через заднюю тележку	9785	10040
Время разгона до 60 км/ч полностью нагруженного автомобиля, с, не более	800	1000

Таблица В.2.7 - Автомобили КамАЗ-43115, КамАЗ-44108

Наименование	КамАЗ-43115	КамАЗ-44108
Назначение	Автомобиль-тягач транспортного назначения — модификация автомобиля-тягача мод. 43114, служит для перевозки различных грузов и буксирования прицепов.	Автомобильное шасси предназначено для монтажа различного специализированного оборудования.
Колесная формула	6х6	6х6
Габаритные размеры (длина х ширина х высота), мм	7980 х 2500 х 3530	7265 х 2500 х 3335
Масса снаряженного автомобиля, кг	8730	8815
Масса перевозимого груза, кг	7000	
Полная масса автомобиля, кг	16130	18965
Допустимая полная масса прицепа, кг:		
по всем видам дорог	12000	
по дорогам, допускающим осевую нагрузку 60 кН (6 тс)		
Полная масса автопоезда, кг		32000
Двигатель	КамАЗ-7403.10	КамАЗ-7403.10, КамАЗ-740.11-240 (Евро-1),
Максимальная мощность двигателя, кВт (л. с.)	191 (260);	191 (260); 176 (240);
Максимальный крутящий момент двигателя, Н • м (кгс • м)	785 (80)	785 (80); 833 (85);
Максимальная скорость, км/ч	90	80
Шины	425/85 R21	425/85 R21
Распределение массы снаряженного автомобиля на дорогу, кг:		
через передний мост	4350	4840
через заднюю тележку	4380	3975
То же, для автомобилей полной массы, кг:		
через передний мост	5200	5435
через заднюю тележку	10930	13530
Время разгона до 60 км/ч полностью нагруженного автомобиля, с, не более	980	1300

Таблица В.2.8 - Автомобили КамАЗ-43118, КамАЗ-4326

Наименование	КамАЗ-43118	КамАЗ-4326
Назначение	Автомобильное шасси предназначено для монтажа различного специализированного оборудования..	Бортовой автомобиль-тягач предназначен для перевозки различных грузов, людей, буксировки прицепов и прицепных систем по всем видам дорог.
Колесная формула	6x6	4x4
Габаритные размеры (длина x ширина x высота), мм	8735 x 2500 x 3320	7850 x 2500 x 3250
Масса снаряженного автомобиля, кг	8600	7300
Масса перевозимого груза, кг	12000	4000
Полная масса автомобиля, кг	20750	11600
Допустимая полная масса прицепа, кг:		
по всем видам дорог		7000
по дорогам, допускающим осевую нагрузку 60 кН (6 тс)		
Полная масса автопоезда, кг		18600
Двигатель	КамАЗ-7403.10, КамАЗ-740.11-240 (Евро-1), КамАЗ-740.13-260 (Евро-1)	КамАЗ-7403.10, КамАЗ-740.11-240, V8 (Евро-1)
Максимальная мощность двигателя, кВт (л. с.)	191 (260); 176 (240); 191 (260)	191 (260); 176 (240)
Максимальный крутящий момент двигателя, Н • м (кгс • м)	785 (80); 833 (85); 931 (95)	785 (80); 833 (85)
Максимальная скорость, км/ч	90	90
Шины	425/85 R21	425/85 R21
Распределение массы снаряженного автомобиля на дорогу, кг:		
через передний мост	4700	4470
через заднюю тележку	5700	2830
То же, для автомобиля полной массы, кг:		
через передний мост	5550	5600
через заднюю тележку	15150	6000
Время разгона до 60 км/ч полностью нагруженного автомобиля, с,	1600	1000
не более		

В.2.4 Автомобили КрАЗ

Таблица В.2.9 - Автомобили КрАЗ-5131ВЕ, КрАЗ-5133В2, КрАЗ-6130С4, КрАЗ-6133М6, КрАЗ-6322, КрАЗ-65032, КрАЗ-65053-310, КрАЗ-65055, КрАЗ-7133С4-Д10

Наименование	КрАЗ-5131ВЕ	КрАЗ-5133В2	КрАЗ-6130С4	КрАЗ-6133М6	КрАЗ-6322	КрАЗ-65032	КрАЗ-65053-310	КрАЗ-65055	КрАЗ-7133С4-Д10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Назначение	Для перевозки различных грузов и людей, буксировки транспортных и специальных прицепов.	Для перевозки различных грузов и буксировки прицепов	Самосвал для перевозки сыпучих грузов	Сортиментовоз для перевозки сортиментов длиной до 6 м.	Автомобиль высокой проходимости	Самосвал для перевозки строительных грузов	Контейнеровоз	Самосвал используется при разработке карьеров	Самосвал
Колесная формула	4х4	4х2	6х4		6х6			5х4	8х6
Масса снаряженного автомобиля, кг	10950	9475	12900	12200	12700	13100	12150	12275	14200
Допустимая полная масса, кг	16350	18000	28000	28800	22925	28200	20000 (прицепа)	28350	29500
Распределение нагрузки, кгс:									
на передний мост	7300	6500	6000	6800	6925	6250	6000	5900	12000
на заднюю тележку	9050	11500	22000	22000	16000	21950	22000	22450	17500
Грузоподъемность, кг	5100	8300	15000	16500	10000	15000	15625	16000	20500
Допустимая полная масса прицепа, кг:									
на грунтовой дороге	7000	18000	—	46800 (автопоезда)	10000			—	

Продолжение таблицы В.2.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
на дорогах с усовершенствованным покрытием	10000	36000	—		30000			—	
Двигатель	Дизель ЯМЗ-238Д с турбонаддувом					Дизель ЯМЗ-238Б с турбонаддувом			Дизель ЯМЗ-238Д Е2 с турбонаддувом
Число цилиндров	8								
Рабочий объем, л	14,86								
Мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, ($мин^{-1}$)	234 (2100)		212 (2000)	234 (2100)		212 (2000)	220 (2000)	212 (2000)	243 (2100)
Максимальный крутящий момент, Н • м (частота вращения коленчатого вала, ($мин^{-1}$)	1185 (1200—1400)		1140 (1200—1400)	1185 (1200—1400)		1140(1200-1400)	1180 (1200—1400)	1140(1200-1400)	1274 (1200—1400)
Шины	1300 х х 530-533	12.00R20			1300 х х 530-533	12.00R20			
Максимальная скорость, км/ч	85	100	90	78	85	72	90		

Таблица В.2.10 – Автомобили КрАЗ-6443, КрАЗ-64431, КрАЗ-6446, КрАЗ-6322, КрАЗ-63221, КрАЗ-65101,

КрАЗ-65053, КрАЗ-7133Н

Наименование	КрАЗ-6443	КрАЗ-64431	КрАЗ-6446	КрАЗ-6322, КрАЗ-63221	КрАЗ-65101	КрАЗ-65053	КрАЗ-7133Н
1	2	3	4	5	6	7	8
Назначение	Седельный тягач	Тягач для буксировки полуприцепов.	Седельный тягач для перевозки различных грузов в сцепе с полуприцепом.	Шасси для комплектации установками специального и промышленного назначения.	Шасси для монтажа специального оборудования, может эксплуатироваться по дорогам с твердым покрытием		
Колесная формула	6х6	6х4	6х6	6х6	6х4		8х4
Масса снаряженного автомобиля, кг	10730	9650	11400	11550	9200	9500	10500
Допустимая полная масса автомобиля, кг	27960	26800	22225	22725	26000	28000	29000
Распределение нагрузки, кгс:							
на передний мост	6000	5350	6255	6725	6000		6100
на заднюю тележку	21960	21450	15970	16000	20000	22000	4400
Допустимая нагрузка на седельно-сцепное устройство, кгс	17000	17000	10600	—	—		—
Допустимая полная масса буксируемого полуприцепа (прицепа), кг	48000	32300	23000	30000	20000		
Допустимая полная масса автопоезда, кг	58960	42000	56225	—	—		—
Грузоподъемность, кг				11000	16570	18250	18400

Продолжение таблицы В.2.10

1	2	3	4	5	6	7	8
Двигатель	Дизель ЯМЗ-238Д с турбонаддувом				Дизель ЯМЗ-238М2	Дизель ЯМЗ-238Б с турбонад-дувом	Дизель ЯМЗ-238ДЕ2
Число цилиндров	8						
Расположение цилин-дров	V-образное						
Диаметр поршня, мм	130						
Ход поршня, мм	140						
Рабочий объем, л	14,86						
Мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	234 (2100)				170 (2100)	212 (2000)	243 (2100)
Максимальный крутя-щий момент, Н • м (ча-стота вращения колен-чатого вала, мин$^{-1}$)	1185(1200)				855 (1200-1400)	1140 (1200 — 1400)	1225 (1250-1450)
Шины	12.00R20		1300 х 530-533		12.00R20		
Максимальная ско-рость, км/ч	60	88	85		80	90	

В.2.5 Автомобили МАЗ

Таблица В.2.11 - Автомобили -5551, МАЗ-555102, МАЗ-555402, МАЗ-551605, МАЗ-651705

Наименование	МАЗ-5551, МАЗ-555102		МАЗ-555402	МАЗ-551605	МАЗ-651705
Назначение	Для перевозки различных сыпучих грузов		Полноприводной автомобиль для перевозки различных сыпучих грузов	Для перевозки различных сыпучих грузов	Полноприводной автомобиль для перевозки различных сыпучих грузов
Колесная формула	4х2		4х4	6х4	6х6
Грузоподъемность, кг				20000	19000
номинальная/допустимая	10000		7000/8500		
Полная масса автомобиля, кг	17620	18000		33000	
номинальная/допустимая			16000/17500		
Масса снаряженного автомобиля, кг	7470	8000	9000	12800	13625
Двигатель:	ЯМЗ-236М2	ЯМЗ-236НЕ2, Евро-2		ЯМЗ-238ДЕ2, Евро-2	
мощность/частота вращения, кВт (л. с.)/ мин$^{-1}$	132 (180)/2100	169 (230)/2100		243 (330)/2100	
крутящий момент/ частота вращения, Н • м (кгс • м)/мин$^{-1}$	667 (68)/1250—1450	882 (90)/1200-1400		1225 (125)/1200-1400	
Шины, размер	12.00R20				
Объем платформы, м^3	5,4			10,5	
База, мм	3300		3750	3350 + 1400	3900 + 1400
Максимальная скорость, км/ч	83		75	92	75

Таблица В.2.12 - Автомобили МАЗ-543203, МАЗ-543205, МАЗ-543208, МАЗ-543302, МАЗ-544020, МАЗ-544008

Наименование	МАЗ-543203	МАЗ-543205	МАЗ-543208	МАЗ-543302	МАЗ-544020	МАЗ-544008
Назначение	Седельные тягачи для перевозки различных грузов в составе автопоездов				Седельные тягачи нового поколения	
Колесная формула	4х2					
Грузоподъем-ность, кг	8500					
номинальная/до-пустимая	8800/10 300				8750/10 550	8750/10 300
Полная масса ав-томобиля, кг				15 350		
номинальная/до-пустимая	16 200/17 700	16 500/	18 000		16 500/18 300	16 950/18 500
Масса снаряжен-ного автомобиля, кг	7300	7500	7600	6700	7600	8050
Полная масса ав-топоезда, кг	36 000	40 000		25 350		
номинальная/до-пустимая					40 000/44 000	
Двигатель:	ЯМЗ-23БЕ2	ЯМЗ-238ДЕ2	ЯМЗ-75И	ЯМЗ-236НЕ2	MAHD2866LF20	ЯМЗ-7511 Евро-2
мощность, кВт (л. с.)/ частота враще-ния, мин$^{-1}$	189 (250)/ 2000	243 (330)/ 2100	294 (400) /1900	169 (230)/ 2100	294 (400) /2000	294 (400)/ 1900
крутящий момент, Н • м (кгс • м)/ча-стота вращения, мин$^{-1}$	1030 (105) /1200-1400	1225 (125) /1200—1400	1715 (175) /1100-1300	882 (90) /1200-1400	1730 (176) /1000-1500	1715 (175) /1100-1300
Шины, размер	11.00.R20				315/80R22,5; 315/70R22.5	
База, мм	3550			3300	3600	
Максимальная скорость, км/ч	100			90	100	

Таблица В.2.13 - Автомобили МАЗ-642205, МАЗ-642208, МАЗ-643008, МАЗ-643068, МАЗ-642505-220,

МАЗ-642508-020, МАЗ-642505-230, МАЗ-642508-030

Наименование	МАЗ-642205	МАЗ-642208	МАЗ-643008	МАЗ-643068	МАЗ-642505-220	МАЗ-642508-020	МАЗ-642505-230	МАЗ-642508-030
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Назначение	Для перевозки в составе автопоездов различных грузов		Седельные тягачи нового поколения для перевозки в составе автопоездов различных грузов		Тягачи с односкатной ошиновкой для перевозки в составе автопоездов различных грузов по всем видам дорог		Полноприводные тягачи с двухскатной ошиновкой для перевозки в составе автопоездов различных грузов по всем видам дорог	
Колесная формула	6х4				6х6			
Грузоподъемность, кг					11 500		17 600	
номинальная/допустимая	14 500/16 500	14 700/16 500	14 700/15 600	14 700/15 850				
Полная масса автомобиля, кг					23 550		28 900	
номинальная/допустимая	24 500/26 500		25 050/26 000	24 600/25 800				
Масса снаряженного автомобиля, кг	9800	9900	10 250	9800	11900		11300	
Полная масса автопоезда, кг	44 000							
номинальная/допустимая		44 000/52 000		44 000/55 000	39 400/44 000		49300/54 300	
Двигатель:	ЯМЗ-238ДЕ2 Евро-2	ЯМЗ-7511 Евро-2		МАЛ D2866LF20 Евро-2	ЯМЗ-238ДЕ2 Евро-2	ЯМЗ-7511 Евро-2	ЯМЗ-238ДЕ2 Евро-2	ЯМЗ-7511 Евро-2
мощность, кВт (л. с.)/ частота вращения, мин$^{-1}$	243 (330)/ 2100	294 (400)/ 1900		294 (400)/ 2000	243 (330)/ 2100	294(400)/ 1900	243 (330)/ 2100	294 (400)/ 1900

Продолжение таблицы В.2.13

1	2	3	4	5	6	7	8	9
крутящий момент, Н • м (кгс • м)/частота вращения, мин$^{-1}$	1225 (125)/ 1200-1400	1715 (175)/ 1100-1300		1730(176)/ 1000-1500	1225 (125)/ 1200-1400	1715 (175)/ 1100-1300	1225 (125)/ 1200-1400	1715(175)/ 1100—1300
Коробка передач	ЯМЗ-238М	МАЗ-543205		ZF165151	МАЗ-543205			
Число передач	8	9		16	9			
Раздаточная коробка,			—		Одноступенчатая			
передаточное число					1,107			
Ведущие мосты	Двухступенчатые с планетарной колесной передачей							
Рулевое управление	Рулевой механизм со встроенным распределителем и вынесенным цилиндром							
Тормозная система	Пневматическая, двухпроводная с раздельным приводом осей, тормозные механизмы барабанного типа. Включает стояночную, запасную и вспомогательную системы, устанавливается АБС							
Шины, размер	11.00R20		315/80R22,5; 295/80R22.5		1350 х 550-533R с регулируемым давлением		12.00R20	
База, мм	2900 + 1400		3250 + 1350 (1400 с рессорной подвеской)		4200 + 1400		3780 + 1400	
Максимальная скорость, км/ч	100				80		75	

Таблица В.2.14 – Автомобили МАЗ-533602, МАЗ-533605, МАЗ-533608, МАЗ-533702-220, МАЗ-437040-021, МАЗ-437040-022

Наименование	МАЗ			МАЗ-533702-220	МАЗ	
	533602	533605	533608		437040-021	437040-022
Назначение	Бортовые автомобили соответствуют требованиям TIR для перевозки грузов в системе транзитных перевозок МДП, в составе автопоездов			Для перевозки различных грузов	Для перевозок различных грузов в городских условиях, пригородных и региональных перевозках	
Колесная формула	4х2					
Грузоподъемность, кг	7800/9300	7700/9200	7600/9100	8700	4800	4700
Полная масса автомобиля, кг,						
номинальная/допустимая		16500/18000		16000	10100	
Масса снаряженного автомобиля, кг	8700	8800	8900	7150	5150	5230
Полная масса автопоезда, кг,	28000	40000		28000	—	
Двигатель:	ЯМЗ-236НЕ2 Евро-2	ЯМЗ-238ДЕ2 Евро-2	ЯМЗ-7511 Евро-2	ЯМЗ-236 236НЕ2 Евро-2	ММЗД-245.9.540	
Мощность, кВт(л. с.)/ мин$^{-1}$	169 (230)/ 2100	243 (330)/ 2100	294 (400)/ 1900	169(230)/ 2100	100(136)/ 2400	
Крутящий момент Н • м (кгс • м/ мин$^{-1}$	882(90)/ 1200-1400	1225(125)/ 1200-1400	1715(175)/ 1100-1300	882(90)/ 1200-1400	460 (46,9)/ 1500	
Коробка передач	ЯМЗ-236П	ЯМЗ-238М	МАЗ-543205	ЯМЗ-236П	САА3-695Д	
число передач	5	8	9	5	5	
Шины, размер	11.00R20				235/75R17,5	
База, мм	4900			3950	3700	4200
Максимальная скорость, км/ч	100			85	100	

Таблица В.2.15 – Автомобили МАЗ-531605, МАЗ-630305, МАЗ-630308, МАЗ-631705-20, МАЗ-631708-20

Наименование	МАЗ-531605	МАЗ		МАЗ	
		630305	630308	631705-20	631708-20
Назначение	Полноприводной автомобиль с односкатной ошиновкой для перевозки людей и грузов по всем видам дорог	Бортовые автомобили соответствуют требованиям TIR для транспортировки грузов в системе транзитных перевозок МДП, в составе автопоездов		Полноприводные автомобили с односкатной ошинковкой для перевозки людей и грузов по всем видам дорог	
Колесная формула	4х4	6х4		6х6	
Грузоподъемность, кг	6000	12700/14700	12600/14600	12800	
Полная масса автомобиля, кг,	17150	24500/26500		24950	
Масса снаряженного автомобиля, кг	10000	11800	11900	12800	
Полная масса автопоезда, кг,	37150	42000	44000	45000	55000
Двигатель:	ЯМЗ-238ДЕ: Евро-2		ЯМЗ-7511, Евро-2	ЯМЗ-238ДЕ2, Евро-2	ЯМЗ-7511, Евро-2
Мощность, кВт(л. с.)/ мин$^{-1}$	243(330) /2100		294(400)/ 1900	243(330)/ 2100	294(400)/ 1900
Крутящий момент Н • м (кгс • м)/ мин$^{-1}$	1225 (125) /1200-1400		1715(175)/ 1100-1300	1225(125)/ 1200- 140Q-	1715(175)/ 1100-1300
Рулевое управление	Рулевой механизм со встроенным распределителем и вынесенным цилиндром				
Шины, размер	1350 х 550-533R с регулируемым давлением	11.00R20		1350 х 550-533R с регулируемым давлением	
База, мм	4600	4590+ 1400		4200 + 1400	
Максимальная скорость, км/ч	85	100		85	

В.2.6 Автомобили УАЗ

Таблица В.2.16 - Автомобили УАЗ-31512, УАЗ-31514, УАЗ-3159, УАЗ-3162, С-31625

Наименование	УАЗ-31512	УАЗ-31514	УАЗ-3159	УАЗ-3162	С-31625
Колесная формула	4х4				
Число мест	5 + 2		5+4		
Габаритные размеры, мм	4025 х 1785 х 1990	4025 х 1485 х 2020	4550 х 1962 х 2100	4630 х 1828 х 1948	
Дорожный просвет, мм	220 (300 при редукторных мостах)		300	210	
Глубина преодолеваемого брода, м	0,7		—	—	
Наибольший уровень					
преодолеваемого подъема при					
полной массе, °	31		—	—	
Масса снаряженного автомобиля, кг	1600	1750	2000	2040	2020
Полная масса, кг	1600	1750	2800	2840	2820
Грузоподъемность, кг	750		—	800	—
Максимальная скорость, км/ч	110		140	150	140
Расход топлива при скорости 90 км/ч, л/100 км	16,2		16,4	10,4	10,7
Двигатель	УМЗ 4178.10 карбюраторный		ЗМЗ 409 с впрыском топлива	ЗМЗ-4092.10 с впрыском топлива	УМЗ 4213.10 с впрыском топлива
Рабочий объем	2,445		2,7		2,89
Мощность, л. с.	92		132,6		102
Максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м)	159,8 (16,3) при 2200-2500 мин$^{-1}$		223,7 (22,8) при 4000 мин$^{-1}$		211 (21,5) при 2800 мин$^{-1}$
Коробка передач	Механическая, четырехступенчатая		Механическая, пятиступенчатая, синхронизированная		
Раздаточная коробка	Двухступенчатая		Мелкомодульная, двухступенчатая		
Тормозная система	Двухступенчатая, с вакуумным усилителем, тормозные механизмы барабанного типа			Передние тормозные механизмы дисковые, задние — барабанного типа	
Шины	215/90-15С, 215/90R15С, 225/75R16, 225R16С,		245/75R16 или 225/75R16	225/75R16	

УАЗ-39095;Таблица В.2.17 - Автомобили УАЗ-3303, УАЗ-39094 "Фермер", УАЗ-39095, УАЗ-2206

Наименование	УАЗ-3303	УАЗ-39094 "Фермер"	УАЗ-39095	УАЗ-2206
Колесная формула	4х4			
Число мест в кабине	2	5	2	9-11
Габаритные размеры, мм	4460х1940х2070	4881х1974х2355	4818х1974х2355	4440х1940х2100
Дорожный просвет, мм	220	205	205	220
Наибольший преодолеваемый подъем при полной массе, °	30	30	30	30
Масса снаряженного автомобиля, кг	1650	1900	1880	1855
Полная масса, кг	2650	3050	3050	2780
Грузоподъемность, кг	1000 (2 чел. + 850 кг)	1150	1170 (2 чел. + 1020 кг)	11чел. + 100 кг или 2 чел. + 775 кг
Максимальная скорость, км/ч	100(110)	105	105	110(117)
Расход топлива при скорости 90 км/ч, л/100 км	16,4 (15,5)	18	18,0	16,5 (15,5)
Двигатель	УМЗ 4178.10 (УМЗ 4218.10), карбюраторный	УМЗ 4218.10, карбюраторный		УМЗ 4178.10 (УМЗ 4218.10), карбюраторный
Топливо		Бензин А-76		
Рабочий объем двигателя, л	2,445			
Мощность, л. с.(кВт)	92 (98)	98 (84)		92 (98)
Максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м)	159,8 (16,3) при 2200-2500 мин-1			
Коробка передач	Механическая, четырехступенчатая			
Раздаточная коробка	Двухскоростная			
Тормозная система	Двухконтурная, с вакуумным усилителем, с тормозными механизмами барабанного типа			
Шины	215/9О-15С,	225/75R16		215/90-15С,

В.2.7 Автомобили УралАЗ

Таблица В.2.18 - Автомобили Урал-4320-10, Урал-4320-31, Урал-4320-0911-30, Урал-4320-0611-31

Наименование	Урал-4320-10	Урал-4320-31	Урал-4320-0911-30	Урал-4320-0611-31
1	2	3	4	5
Назначение	Для перевозки различных грузов, людей, буксирования прицепов по всем видам дорог и местности (заснеженная, песчаная, болотистая и др.)		Автомобиль с увеличенными монтажными и грузовыми параметрами для перевозки грузов, людей, буксирования прицепов по всем видам дорог и местности	Автомобиль общетранспортного назначения для перевозки различных грузов и буксирования прицепов по всем видам дорог и местности
Колесная формула	6х6	6х6	6х6	6 хб
Полная масса, кг	13625	14900	19800	15865
Масса перевозимого груза, кг	5000	6000	10000	7000
Распределение полной массы автомобиля, кг:				
на передний мост	4635	4925	5090	4900
на заднюю тележку	8990	9975	14710	10965
Полная масса буксируемого прицепа, кг	11500	11500	11500	11500
Максимальная скорость, км/ч	75	82	75	82
Двигатель:	ЯМЗ-236М2, V-образный шестицилиндровый дизель	ЯМЗ-238М2, V-образный восьмицилиндровый дизель	ЯМЗ-238М2	ЯМЗ-238М2

Продолжение таблицы В.2.18

1	2	3	4	5
номинальная мощность при 2100 мин$^{-1}$, кВт (л. с.)	132 (180)	176 (240)	176 (240)	176 (240)
максимальный крутящий момент при 1350 мин$^{-1}$, Н-м (кгс-м)	667 (68)	883 (90)	883(90)	883 (90)
Коробка передач	Механическая, пятиступенчатая, трехскоростная			
Раздаточная коробка	Механическая, двухступенчатая с блокируемым межосевым дифференциалом			
Ведущие мосты	Проходного типа с верхним расположением главной передачи			
Платформа:	Металлическая с задним откидным бортом, оборудована съемными дугами и тентом, боковыми откидными и съемной средней скамейками			
внутренние размеры, мм	3890 х 2330 х 1000		3890 х 2330 х 1000	5685 х 2346 х 1000
число мест для перевозки людей	27		27	39
Шины	14,00-20 146 G ОИ-25 с регулируемым давлением		1200 х 500-508 156F ИД-П284 с регулируемым давлением	14,00—20 146 G ОИ-25 с регулируемым давлением
Контрольный расход топлива при скорости 60 км/ч, л на 100 км	29	35	40	38
Габаритные размеры автомобиля, мм	7380 х 2500 х х 2925	7630 х 2500 х х 2925	9545 х 2500 х 2895	7865 х 2500 х 2785
Дорожный просвет, мм	400	400	360	400

Таблица В.2.19 - Автомобили Урал-43206, Урал-5323-20, Урал-5323-21, Урал-6361-01

Наименование	Урал-43206	Урал-5323-20	Урал-5323-21	Урал-6361-01
1	2	3	4	5
Назначение	Для перевозки грузов, людей, буксирования прицепов по всем видам дорог и местности	Автомобиль многоцелевого назначения для перевозки различных грузов, людей, буксирования прицепов по всем видам дорог и местности	Автомобиль многоцелевого назначения для перевозки различных грузов, людей, буксования прицепов по всем видам дорог и местности	Для перевозки различных грузов, буксирования прицепов по дорогам 1—5 категорий
Колесная формула	4х4	8х8	8х8	6х6
Полная масса, кг	12150	21610	21900	20550
Масса перевозимого груза, кг	4200	10000	10000	10000
Распределение полной массы автомобиля, кг:				
на передний мост	4625	9580	9995	5810
на заднюю тележку	7525	12030	11905	14740
Полная масса буксируемого прицепа, кг	5000	12000	12000	12000
Максимальная скорость, км/ч	85	85	85	80
Двигатель:	ЯМЗ-236М2 дизель	ЯМЗ-238Б дизель с турбонаддувом	ЯМЗ-238Б дизель с турбонаддувом	КамАЗ-740.11-240 дизель с турбонаддувом, отвечающий требованиям "Евро-1"
номинальная мощность при 2100 мин$^{-1}$, кВт (л. с.)	132 (180)	220 (300)	220 (300)	176 (240)

Продолжение таблицы В.2.19

1	2	3	4	5
максимальный крутящий момент при 1350 мин$^{-1}$, Н ·м (кгс -м)	667 (68)	1180(120)	1180(120)	833 (85)
Коробка передач	Механическая, пятисту-пенчатая, трехскорост-ная	Механическая, восьмиступенчатая, трехскоростная		Механическая, пятиступен-чатая, трехскоростная
Раздаточная коробка	Механическая, двухступенчатая с блокируемым межосевым дифференциалом			
Ведущие мосты	Проходного типа с верхним расположением главной передачи			
Число мест для перевозки людей	27	34		
Шины	1200 х 500-508 156F ИД-П284 с регулируе-мым давлением	14,00-20 146 G ОИ-25 с регулируемым давлением	14,00-20 146 G ОИ-25 с регулируемым давлением	1200 х 500-508 156F ИД-П284 с регулируемым давлением
Контрольный расход топлива при скорости 60 км/ч, л на 100 км	24	40	40	35
Габаритные размеры автомобиля, мм	7475 х 2500 х 2965	8545 х 2500 х 3165	8600 х 2500 х 3191	9030 х 2500 х 3098
Дорожный просвет, мм	360	400	400	360

Таблица В.2.20 - Автомобили Урал-44202-10, Урал-44202-10, Урал-63614-01, Урал-5423

Наименование	Урал-44202-10	Урал-44202-10 с гидроманипулятором	Урал-63614-01	Урал-5423
Назначение	Седельный тягач для эксплуатации с полуприцепами по всем видам дорог	Седельный тягач для эксплуатации с полуприцепами по всем видам дорого, а также для погрузки, разгрузки и транспортировки разнообразных грузов	Седельный тягач для эксплуатации по дорогам 1—5 категорий с полуприцепами, имеющими присоединительные размеры по ГОСТ 12105—74 для вертикальной нагрузки на седло свыше 8,5 тс	Седельный тягач для эксплуатации по всем вида дорог и местности со специальными полуприцепами, имеющими присоединительные размеры по ГОСТ 12105-74
Колесная формула	6х6	6х6	6х6	8х8
Масса снаряженного тягача, кг	7765	9570	8885	11030
Полная масса автопоезда, кг	26565	26585	34035	39230
Максимальная нагрузка на седельно-сцепное устройство, кгс	7500	6000	11000	10000
Максимальная скорость, км/ч	65	75	80	80
Двигатель:	ЯМЗ-236М2 дизель	ЯМЗ-236М2 дизель	КамАЗ-740.11-240 дизель с турбонаддувом, отвечающий требованиям "Евро-1"	ЯМЗ-238Б дизель с турбонаддувом
номинальная мощность, кВт *(л с)*	132 (180) при 2100 мин$^{-1}$	132 (180) при 2100 мин$^{-1}$	176 (240) при 2200 мин$^{-1}$	220 (300) при 2000 мин-1
максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м)	667 (68) при 1350 мин$^{-1}$	667 (68) при 1350 мин$^{-1}$	833 (85) при 1400 мин$^{-1}$	1180 (120) при 1300 мин-1
Шины	0-47А.1100х400-533 149F постоянного давления	1200 х 50Q-508 149F ИД-П284 с регулируемым давлением	1200 х 500-508 156F ИД-П284 с регулируемым давлением	14,00-20 146G ОИ-25 с регулируемым давлением
Дорожный просвет, мм	340	360	360	400

Таблица В.2.21 - Автомобили Урал-5557-10, Урал-5557-31, Урал-55571-30

Наименование	Урал-5557-10	Урал-5557-31	Урал-55571-30
Назначение	С двусторонней боковой разгрузкой для перевозки насыпных и навалочных грузов, в том числе сельскохозяйственных, по всем видам дорог и в полевых условиях, оборудован гидровыводами для самосвального прицепа		С задней разгрузкой для перевозки насыпных и навалочных грузов по всем видам дорог в условиях промышленного и гражданского строительства
Колесная формула	6x6	6x6	6x6
Полная масса, кг	16450	16775	20725
Распределение полной массы, кг			
на передний мост	4495	4775	5015
на заднюю тележку	11955	12000	15710
Масса перевозимого груза, кг	7000	7000	10000
Масса буксируемого прицепа, кг	11500	11500	11500
Максимальная скорость, км/ч	72	72	72
Двигатель:	ЯМЗ-236М2 дизель	ЯМЗ-238М2 дизель	ЯМЗ-238М2 дизель
номинальная мощность, кВт (л. с.)	132 (180) при 2100 $мин^{-1}$	176 (240) при 2100 $мин^{-1}$	176 (240) при 2100 $мин^{-1}$
максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м)	667 (68) при 1350 $мин^{-1}$	883 (90) при 1350 $мин^{-1}$	883 (90) при 1350 $мин^{-1}$
Коробка передач	Механическая, пятиступенчатая, трехскоростная		
Раздаточная коробка	Механическая, двухступенчатая с блокируемым межосевым дифференциалом		
Ведущие мосты	Проходного типа с верхним расположением главной передачи		
Шины	1200 x 500-508 149F ИД-П284 с регулируемым давлением	1200 x 500-508 156F ИД-П284 с регулируемым давлением	1200 x 500-508 156F ИД-П284 с регулируемым давлением
Габаритные размеры автомобиля, мм	7700 x 2500 x 2650	7950 x 2500 x 2740	7735 x 2500 x 2980
Дорожный просвет, мм	360	360	360

Таблица В.2.22 - Автомобили Урал-63615-01, Урал-44202-31-9516

Наименование	Урал-63615-01	Урал-44202-31-9516
Назначение	С задней разгрузкой для перевозки насыпных и навалочных грузов в условиях промышленного и гражданского строительства. Эксплуатируется по дорогам 1—5 - ой категорий	Автопоезд в составе седельного тягача "Урал-4420231" и самосвального полуприцепа с задней разгрузкой мод. 9516 для перевозок насыпных и навалочных грузов по всем видам дорог
Колесная формула	6х6	6х6
Полная масса, кг	20560	30400
Распределение полной массы, кг:		
на передний мост	5800	—
на заднюю тележку	14760	
Масса перевозимого груза, кг	9500	15000
Масса буксируемого прицепа, кг	12000	—
Максимальная скорость, км/ч	80	72
Двигатель:	КамАЗ-740.11-240 дизель с турбонаддувом, отвечающий требованиям Евро-1	ЯМЗ-238М2 дизель
номинальная мощность, кВт (л. с.)	176 (240) при 2200 $мин^{-1}$	176 (240) при 2100 $мин^{-1}$
максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м)	833 (85) при 1400 $мин^{-1}$	883 (9) при 1350 $мин^{-1}$
Коробка передач	Механическая, пятиступенчатая, трехскоростная	
Раздаточная коробка	Механическая, двухступенчатая с блокируемым межосевым дифференциалом	
Ведущие мосты	Проходного типа с верхним расположением главной передачи	
Шины	1200 х 500-508 156F ИД-П284 с регулируемым давлением	1200 х 500-508 156F ИД-П284 с регулируемым давлением (тягач) 9.00 R20 (260Р-508) (полуприцеп)
Габаритные размеры автомобиля, мм	7660 х 2500 х 3096	—
Дорожный просвет, мм	360	360