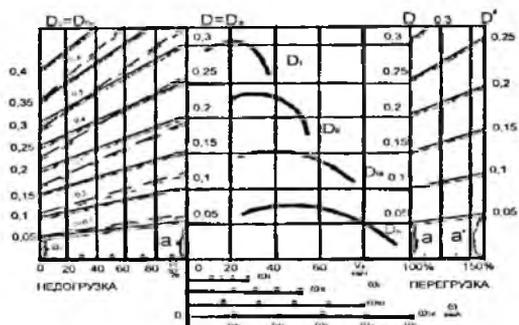


Новосибирский государственный аграрный университет
Инженерный Институт



Автомобили

Методические указания по выполнению курсового проекта

Новосибирск 2010

Кафедра автомобилей и тракторов

Автомобили: Методические указания по выполнению курсового проекта / Новосиб. Гос. Аграр. Ун-т. Инж. Ин-т; Сост: П. И. Федюнин., Е. Н. Алексеев. Новосибирск 2010. -40с.

Рецензент Коноводов В.В.

Методические указания разработаны в соответствии с учебным планом. Предназначены для студентов, обучающихся по специальности 190601 – «Автомобили и Автомобильное хозяйство».

Изложена методика выполнения I части курсового проекта, раздел «Теория эксплуатационных свойств автомобиля».

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института НГАУ (протокол №29 от 3 июня 2003г.)

©Новосибирский государственный аграрный университет, 2010
©Инженерный институт, 2010

Введение

Автомобиль обладает целым рядом свойств, которые характеризуют его не только как транспортное средство, предназначенное для перевозки грузов, пассажиров и специального оборудования для выполнения нетранспортных работ, но и как объект безопасного движения индивидуального пользования (легковой автомобиль).

Рассматривают следующие свойства автомобилей: эксплуатационные, потребительские и свойства безопасности.

Эксплуатационные свойства. Эти свойства характеризуют выполнение автомобилем транспортных и специальных работ. Они определяют приспособленность автомобиля к условиям эксплуатации, а также эффективность и удобство использования автомобиля.



Эксплуатационные свойства автомобиля

В методическом указании будет рассмотрен, только расчет эксплуатационных свойств легкового автомобиля, тягово-динамический и топливно-экономический.

Тяговый расчет автомобиля производится с целью определения его тяговых и динамических качеств.

Часть 1 Определение основных параметров автомобиля и двигателя

1.1 Определение весовых величин автомобиля

Исходя из данных, указанных в варианте задания, полный (максимально допустимый заводом изготовителем) вес автомобиля определяется по формуле:

$$G_a = \frac{m_a \cdot g}{1000}, \text{ кН} \quad (1.1)$$

где m_a – полная масса автомобиля, максимальная допустимая, кг.

$g = 9,807$ – ускорение свободного падения (силы тяжести), м/с^2 .

В начале движения транспортного средства (ускорения) или торможения (замедление) вес автомобиля распределяется по осям не равномерно, для учета этого параметра в расчетах используют понятие «цепной вес».

Цепной вес это вес, приходящийся на ведущие колеса транспортного средства и обеспечивающий сцепление их с дорогой, определяется по формуле:

$$G_\varphi = \frac{k_R \cdot G_a}{1000}, \text{ кН} \quad (1.2)$$

где k_R – коэффициент перераспределения веса автомобиля.

с приводом на передние колеса $k_R = 0,80 - 0,90$;

с приводом на задние колеса $k_R = 1,10 - 1,30$;

с приводом на все колеса $k_R = 1$.

1.2 Определение параметров пневматической шины (колеса)

Шины оказывают большое влияние на динамические и экономические показатели, тяговые и тормозные свойства, устойчивость, управляемость, плавность хода автомобиля.

Шины делятся по назначению, форме профиля, форме рисунка протектора, принципу герметизации, конструкции (радиальные, диагональные, широкопрофильные, низкопрофильные и т.д.).

В маркировке шины указывают ее размеры, конструкцию, грузоподъемность, дату изготовления.

Для расчета принимается тип и размер пневматической шины (колеса) с прототипа, если технические данные отсутствуют, то можно вычислить, необходимые параметры и подобрать шину.

Для определения нагрузки на одно колесо (шину) воспользуемся формулой:

$$G_k = \frac{k_R \cdot G_a}{1000 \cdot n_k}, \text{ кН} \quad (1.3)$$

где n_k – число колес автомобиля (сдвоенные колеса считаются отдельно).

Шины подбирают в соответствии с ГОСТ 4754-97 (Приложение А).

Под действием вертикальной нагрузки, в результате деформации эластичного обода шины уменьшается расстояние от оси колеса до опорной поверхности. Это расстояние называют статическим радиусом (r_{cm}) колеса. Если колесо находится также под действием вращающего момента, это расстояние становится еще меньше ввиду действия тангенциальной деформации шины, его называют динамическим радиусом (r_k). Вследствие небольшой разницы в размерах между статическим и динамическим радиусом, приведенный в ГОСТ 4754-97 (Приложение А), статический радиус при движении машины без буксования и скольжения в практических расчетах принимают равным динамическому радиусу.

Динамический радиус колеса определяют по формуле:

$$r_k = \gamma \cdot \left(\frac{d}{2} + h \right), \text{ м} \quad (1.4)$$

где γ – коэффициент деформации колеса (шины), меньшие значения относятся к более эластичным шинам $\gamma = 0,85 \dots 0,96$;

d – диаметр диска, м;

h – высота шины (высота профиля), м.

Динамический радиус, при известной технической характеристике колеса (шины), определяют по формуле:

$$r_k \approx r_{cm} = \gamma \cdot r_o, \text{ м} \quad (1.5)$$

где r_o – свободный, без нагрузки, радиус колеса (шины), м;

r_{cm} – статический радиус колеса (шины), м

Примеры обозначения шины автобусов и грузовых автомобилей:

7,50 R20 – шина радиальная обычного профиля;

315/80 R22,5 – шина радиальная низкопрофильная;

7,50 – 20 – шина диагональная.

где 7,50 и 315 – обозначение ширины профиля шины соответственно в дюймах и миллиметрах;

20 и 22,5 – обозначение посадочного диаметра обода в дюймах;

R – обозначение радиальной шины;

80 – серия шины (отношение высоты (h) к ширине (b) профиля шины в процентах).

Обозначение шин для легковых автомобилей на примере ВАЗ 2114 1.5i: 165/70 R13 79T.

где 165 – ширина шины, мм;

70 – серия шины (отношение высоты (h) к ширине (b) профиля шины в процентах).

$$h = \frac{70 \cdot 165}{100 \cdot 1000} = 0,1155 \text{ м}$$

R – конструкция шины, радиальная (тип корда);

13 – диаметр диска в дюймах, т.е. внутренний диаметр шины, дюйм.

$$d = 13 \cdot 0,0254 = 0,330 \text{ м};$$

79 – индекс нагрузки шины, это условный показатель, определяющий максимальную нагрузку на шину, (Приложение А);

T – индекс скорости, (Приложение А),

$$r_k = 0,93 \cdot \left(\frac{0,330}{2} + 0,1155 \right) = 0,2609 \text{ м}.$$

Можем принять по справочнику (Приложение А),

$$r_k = 0,93 \cdot \frac{0,568}{2} = 0,264 \text{ м}.$$

или $r_{cm} \approx r_k = 0,260 \text{ м}$, или по результатам расчета $r_k = 0,2609 \text{ м}$.



Рисунок 1.2.1 Размеры автомобильной шины (165/70 R13 79T)

1.3 Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Наиболее чувствительным агрегатом к изменению условий движения автомобиля является двигатель, что приводит к изменению его режимов работы. Вместе с тем, режимы работы двигателя во многом определяют режимы работы прочих агрегатов и конструктивных элементов автомобиля, а так же динамические характеристики автомобиля. Графическое отражение характеристики двигателя является «внешняя скоростная характеристика двигателя».

Внешняя скоростная характеристика двигателя - это зависимость мощности и крутящего момента от чистоты оборотов при полностью открытой дроссельной заслонке (максимальной подаче топлива) для бензиновых, газовых или при полной подаче топлива для дизельных двигателей. Построив график этой зависимости можно определить динамические свойства автомобиля.

Одним из показателей динамических свойств является коэффициент приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по крутящему моменту (K_m), который равен отношению максимального крутящего момента к крутящему моменту, при оборотах равных максимальной мощности:

$$K_m = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} \quad (1.6)$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, $H \cdot м$;

$M_{\text{ном}}$ – крутящий момент при номинальных оборотах двигателя, $H \cdot м$.

Коэффициент приспособляемости по моменту характеризует свойство двигателя преодолевать возросший момент сопротивления без необходимости включения низшей передачи. K_m является важным показателем работы двигателя, показывает, во сколько раз увеличивается крутящий момент двигателя при уменьшении частоты вращения от номинальных до частоты оборотов при максимальном крутящем моменте под влиянием возросшего момента сопротивления.

Двигатели с внешним смесеобразованием характеризуются большим значением K_m . Для тракторных и автомобильных двигателей коэффициент приспособляемости по моменту находится от 1,02 до 1,15 – для дизелей, (внутреннего смесеобразования) и от 1,10 до 1,35 – для двигателей с внешним смесеобразованием.

Изменением регулировки топливного насоса и специальной настройкой турбо-нагнетателя в дизелях могут быть достигнуты более высокие значения K_m . Так, например, может быть достигнуто значение $K_m = 1,5$.

Увеличение коэффициента приспособляемости по моменту улучшает тяговую характеристику транспортной машины. Например для городского автобуса требуются высокие ускорения при строгании с места и малое число переключений передач. Этого можно достичь с двигателем, обладающим высоким коэффициентом приспособляемости по моменту. При этом условии число передач может быть небольшим.

Для загородного автобуса требуется высокая средняя скорость. Поэтому падение оборотов (скорости) при возрастании сопротивления дороги не должно быть большим, то есть, коэффициент приспособляемости по частоте вращения должен быть меньше. В противном случае будет наблюдаться потеря скорости при увеличении сопротивления дороги (уклона).

Коэффициентом приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по частоте вращения показывает, во сколько раз уменьшается частота враще-

ния вала двигателя под воздействием возросшего момента сопротивления при изменении крутящего момента двигателя от $M_{ном}$ до M_{max} .

$$K_{\omega} = \frac{\omega_{ном}}{\omega_m} = \frac{n_{ном}}{n_m} \quad (1.7)$$

где $\omega_{ном}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя, $рад/с$;

ω_m – угловая скорость вращения коленчатого вала при максимального крутящего момента двигателя (M_{max}), $рад/с$.

Коэффициент приспособляемости по частоте вращения оценивает потерю скорости транспортной машины при тех же условиях и неизменном передаточном числе силовой передачи.

Двигатели с внешним смесеобразованием по сравнению с дизелями характеризуются большими значениями K_{ω} . Для автотракторных двигателей коэффициент (K_{ω}) находится в пределах от 1,2 до 1,6 для дизелей и от 1,5 до 2,5 – для двигателей с внешним смесеобразованием.

Коэффициент приспособляемости по частоте вращения K_{ω} имеет большое значение для процесса разгона автотранспортного средства. При строгании с места вследствие увеличения нагрузки происходит уменьшение частоты вращения вала двигателя, причём тем большее, чем больше масса автотранспортного средства.

Если K_{ω} будет меньше отношения $\omega_{xx} / \omega_{кр}$, то двигатель заглохнет. Где ω_{xx} – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходе (минимальные обороты двигателя); $\omega_{кр}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя в конце разгона.

С помощью скоростной характеристики можно оценить соответствие типа двигателя условиям его применения на автотранспортном средстве, преимущества и недостатки различных типажей двигателей.

Скоростные характеристики, получаемые при стендовых испытаниях по стандартным методикам, различны в разных странах. При стендовых испытаниях отключают часть оборудования двигателя (насос гидроусилителя, компрессор и др.), регламентированы также атмосферные условия отличные от условий при которых эксплуатируется двигатель (атмосферное давление и температура воздуха). Поэтому при использовании стандартной внешней скоростной характеристики двигателя для определения тягово-скоростных свойств значение мощности и крутящего момента умножают на коэффициент коррекции K_p . Величина его зависит от многих факторов, в том числе рассмотренных выше. В приближенных расчетах принимается $K_p = 0,93 \dots 0,96$. Большие значения соответствуют двигателям легковых автомобилей.

При отсутствие стандартной внешней скоростной характеристики двигателя возможно построение аналитическим способом. Методик построения существует множество, при выполнении самостоятельной работы возможно

использованию любого из приемлемого способа. Мы рассмотрим один из них далее.

Мощность на всем интервале частоты вращения двигателя можно найти по эмпирической формуле кубического трехчлена (формула С.Р. Лейдермана):

$$N_x = N_e \cdot \left[a \cdot \left(\frac{n_x}{n_{ном}} \right) + b \cdot \left(\frac{n_x}{n_{ном}} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_x}{n_{ном}} \right)^3 \right], кВт \quad (1.7)$$

где $N_e = N_{ном}$ – мощность двигателя, при номинальной частоте вращения двигателя (принимается из технической характеристики прототипа), кВт;

n_x – текущая частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

$n_{ном}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (принимается из технической характеристики прототипа), об/мин;

a, b, c – эмпирические коэффициенты.

Для автотранспортных средств имеющих ограничитель частоты вращения двигателя:

$$a = \frac{1 + K_m \cdot K_\omega \cdot (K_\omega - 2)}{(K_\omega - 1)^2} \quad (1.8)$$

$$b = \frac{2 \cdot K_\omega \cdot (K_m - 1)}{(K_\omega - 1)^2} \quad (1.9)$$

$$c = \frac{K_\omega^2 \cdot (1 - K_m)}{(K_\omega - 1)^2} \quad (1.10)$$

При этом должно соблюдаться условие:

$$a + b + c = 1 \quad (1.11)$$

Для автотранспортных средств, не имеющих ограничитель частоты вращения двигателя, имеют на 10 – 15% выше частоту вращения при максимальной мощности двигателя:

$$a = \frac{K_\omega \cdot (K_m \cdot K_\omega - 3) + 2}{(K_\omega - 1)^2} \quad (1.12)$$

$$b = \frac{K_\omega^2 \cdot (3 - 2 \cdot K_m) - 1}{(K_\omega - 1)^2} \quad (1.13)$$

$$c = \frac{K_\omega^2 \cdot (K_m - 2) + K_\omega}{(K_\omega - 1)^2} \quad (1.14)$$

При этом должно соблюдаться условие:

$$a + 2 \cdot b + 3 \cdot c = 0 \quad (1.15)$$

Расчет ведется при различных значениях частоты вращения двигателя в диапазоне от n_{min} до n_{max} . Диапазон разбивают обычно на 8...10 точек и для каждой находят значение мощности момента крутящего двигателя. Зависимость между мощностью и крутящим моментом определяют формулой:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{9549 \cdot N_e}{n}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.16)$$

Крутящий момент на всем интервале частоты вращения двигателя определяют из формул:

$$M_x = \frac{N_x}{\omega_x} = \frac{9549 \cdot N_x}{n_x}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.17)$$

или

$$M_x = M_{ном} \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{n_x}{n_{ном}} \right) + c \cdot \left(\frac{n_x}{n_{ном}} \right)^2 \right], \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.18)$$

Вычисления заносим в таблицу (Таблица заполнена для ВАЗ – 2114 с двигателем ВАЗ – 2111, 1,5 л. с распределительным впрыском).

Таблица 1.3.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя

$n_x, \text{ мин}^{-1}$	560	1120	1680	2240	2800	3470	4130	4800	5280	5520
$N_x, \text{ кВт}$	6,4	14,4	23,3	32,5	41,2	50	56	58,2	56,7	54,8
$M_x, \text{ Н}\cdot\text{м}$	92	103,4	111,5	116,4	118	115,7	108,8	97,3	86,2	79,7
$\omega_x, \text{ рад/с}$	58,6	117,3	175,9	234,6	293,2	363,4	432,5	502,7	552,9	578,1

Угловая скорость вращения коленчатого вала определяют по формуле:

$$\omega_x = \frac{\pi \cdot n_x}{30}, \text{ рад/с} \quad (1.19)$$

Для перевода величин мощности из л.с (лошадиная сила) в кВт используют зависимость:

$$N_e = N_e(\text{л.с}) \cdot 735,5, \text{ Вт} \quad (1.20)$$

ВСХ двигателя ВАЗ 2111

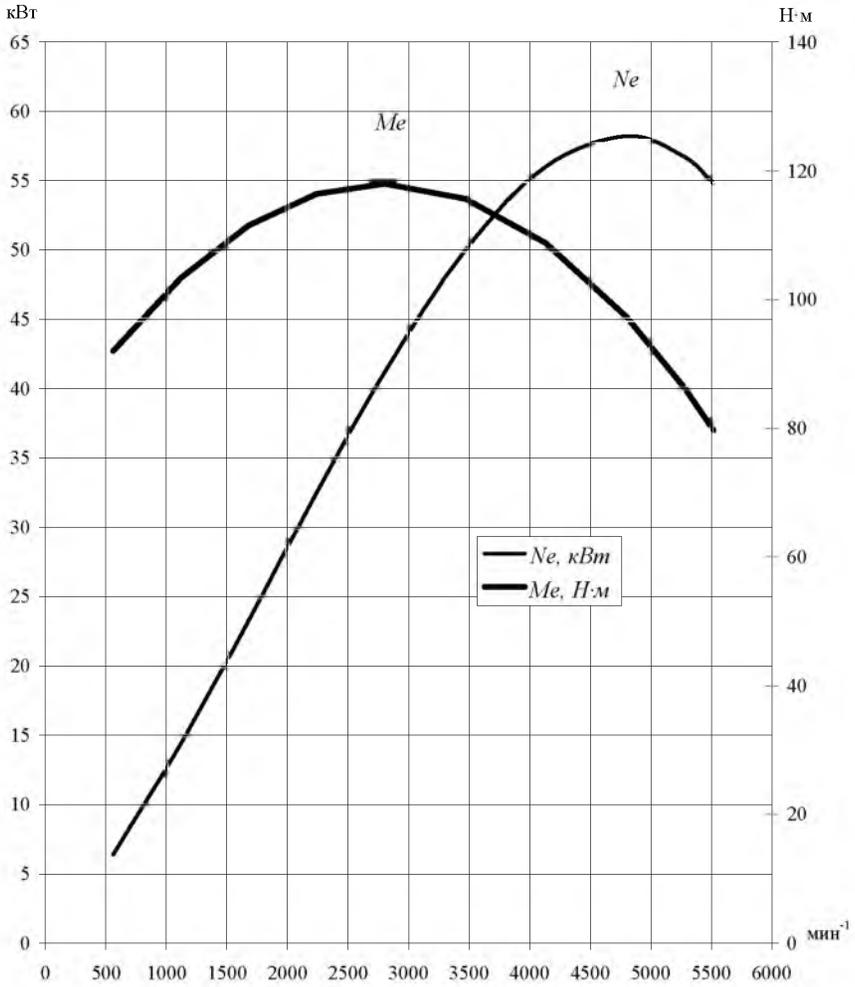


Рисунок 1.3.2 Внешняя скоростная характеристика двигателя ВАЗ 2111

Часть 2 Выбор и определение основных параметров трансмиссии автомобиля

2.1 Компоновочная схема автомобиля

Наибольшее распространение на современных транспортных средствах получили механические трансмиссии, которые, как правило, включают следующие агрегаты: сцепление; коробку передач; карданную передачу; главную передачу; дифференциал и валы ведущих колес; кроме того, много приводные автомобили имеют раздаточные коробки. Трансмиссии выполняются по различным схемам в зависимости от назначения транспортного средства, расположения на нем двигателя и ведущих колес.

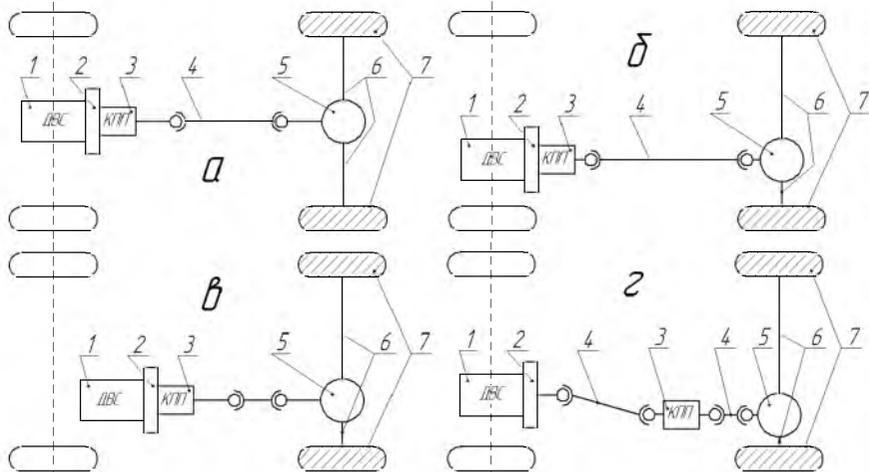


Рисунок 2.1.1 Схема компоновки механических трансмиссий двухосных автомобилей

Для автомобилей с колесной формулой 4x2 часто применяется схема с передним расположением двигателя, задними ведущими колесами и с центральным, относительно продольной оси, размещением основных узлов трансмиссии (Рисунок 2.1.1, а). Крутящий момент от двигателя 1 через сцепление 2 передается коробке передач 3, в которой он изменяется в соответствии с включенной передачей. Сцепление и коробка передач обычно конструктивно объединены в один блок с двигателем, образуя силовой агрегат (Рисунок 2.1.1, а, б, в). От коробки передач крутящий момент через карданную передачу 4 передается к главной передаче 5, в которой он увеличивается. Далее через дифференциал, конструктивно расположенный внутри редуктора главной передачи, и валы ведущих колес 6 крутящий момент под-

водится к ведущим колесам 7. Главная передача, дифференциал и валы ведущих колес, размещенные в общем картере, составляют ведущий мост.

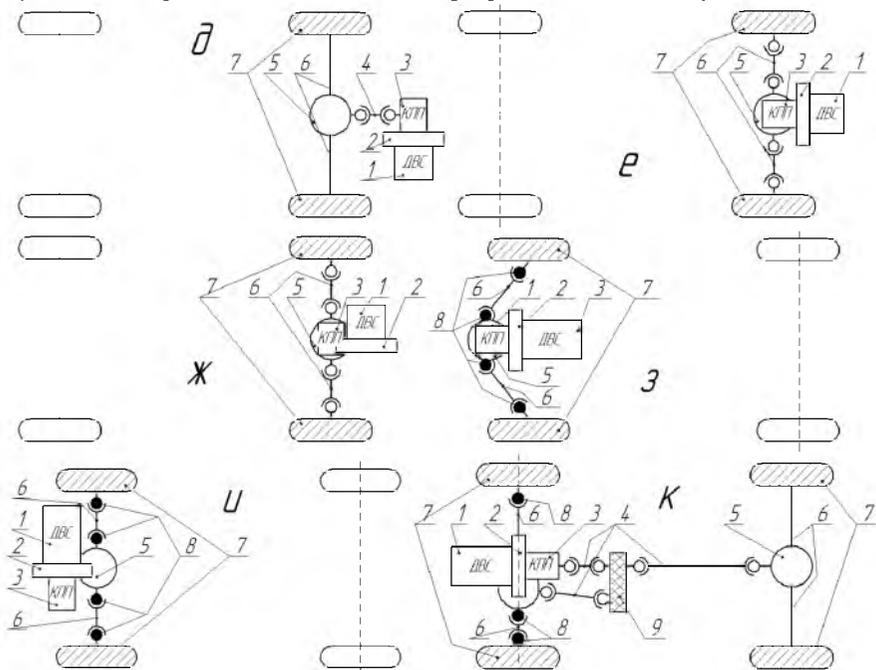


Рисунок 2.1.1 Схема компоновки механических трансмиссий двухосных автомобилей

Такие трансмиссии применяют практически на всех грузовых автомобилях с одним ведущим мостом, на большинстве автобусов и легковых автомобилях.

На автобусах двигатель часто располагают в пределах базы или сзади. Если двигатель находится в пределах базы, то его, как правило, располагают под полом салона или сбоку (Рисунок 2.1.1, в, г). При этом коробка передач может располагаться отдельно от двигателя со сцеплением (Рисунок 2.1.1, г).

На легковых автомобилях с задним расположением силового агрегата все узлы трансмиссии объединены в единый блок (Рисунок 2.1.1, е, ж). В этом случае двигатель 1 может располагаться как вдоль продольной оси автомобиля (рис 1.3, е), так и поперек (Рисунок 2.1.1, ж). При независимой подвеске задних ведущих колес валы 6 привода ведущих колес имеют по два карданных шарнира (Рисунок 2.1.1, е, ж).

Переднеприводные легковые автомобили с продольным расположением силового агрегата (Рисунок 2.1.1, з) могут быть выполнены по схеме с дви-

гателем в пределах базы, с двигателем вне базы и с силовым агрегатом над осью валов привода ведущих колес, а при поперечном расположении (Рисунок 2.1.1, и) - по схемам с ведущим мостом под силовым агрегатом или коробкой передач и ведущим мостом над двигателем со сцеплением. В приводе к ведущим управляемым колесам устанавливаются шарниры равных угловых скоростей 8.

У современных переднеприводных автомобилей для привода передних колес применяются валы с двумя шарнирами равных угловых скоростей: у ведущего колеса - шарнир жесткого типа, т. е. допускающий только угловое перемещение ведомой части, а у силового агрегата - универсального типа, т.е. обеспечивающий, как угловое, так осевое перемещение ведомой части. Передние ведущие колеса придают автомобилю высокую устойчивость против бокового заноса, обеспечивают хорошую управляемость, маневренность и проходимость, особенно на скользких дорогах.

Переднеприводная компоновка по сравнению с заднеприводной позволяет уменьшить массу автомобиля, сделать удобнее салон, посадку водителя и пассажиров. Это обеспечивается тем, что отсутствуют промежуточные звенья трансмиссии: карданная передача и задний мост.

Схема трансмиссии двухосного полноприводного автомобиля с колесной формулой 4x4 (Рисунок 2.1.1, к) отличается от схем трансмиссий транспортных средств с колесной формулой 4x2 наличием раздаточной коробки 9, увеличенным количеством карданных передач 4 и установкой карданных шарниров равных угловых скоростей 8 в приводе к передним ведущим и управляемым колесам.

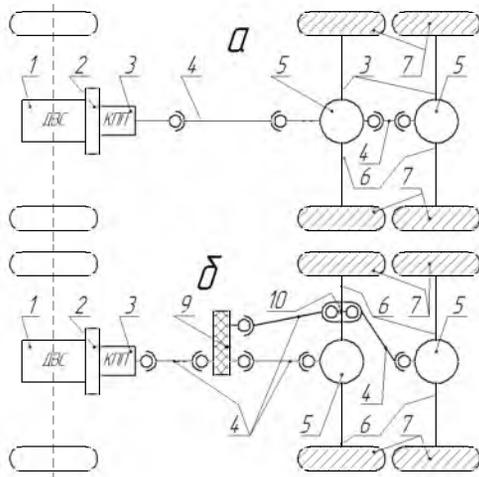


Рисунок 2.1.2 Схема компоновки механических трансмиссий трехосных транспортных средств

В не полноприводных автомобилях с колесной формулой бх4 крутящий момент подводится к переднему и заднему ведущим мостам или последовательно от одного моста к другому (схема с проходным мостом, Рисунок 2.1.2, а) или через раздаточную коробку (Рисунок 2.1.2, б).

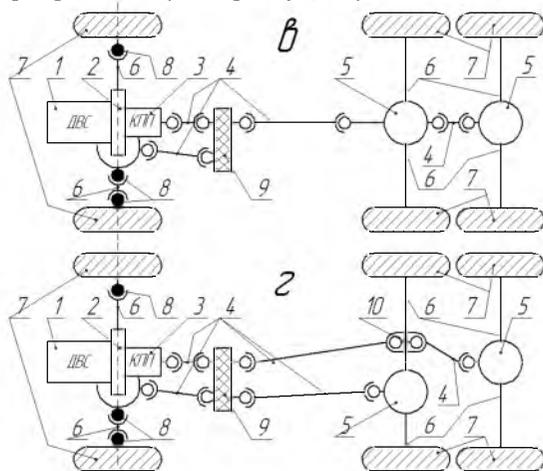


Рисунок 2.1.2 Схема компоновки механических трансмиссий трехосных транспортных средств

Схемы трансмиссий полноприводных автомобилей с колесной формулой бхб отличаются от вышеперечисленных наличием привода к колесам переднего ведущего моста (Рисунок 2.1.2, в, г).

Наибольшее распространение получили схемы с мостовым приводом, у которых подведенный к каждому ведущему мосту крутящий момент распределяется между правым и левым ведущими колесами данного моста с помощью межколесного дифференциала 10, расположенного внутри редуктора главной передачи 5 (Рисунок 2.1.2, б, г)

2.2 Выберем кинематическую схему коробки переменных передач (КПП) автомобиля

Коробка передач предназначена для изменения крутящего момента, развиваемого двигателем с целью получения различных тяговых усилий на ведущих колесах при старте автомобиля с места, разгоне, движении и преодолении дорожных препятствий; изменения скорости и направления движения автомобиля; возможности движения автомобиля с малыми скоростями, которые не могут быть обеспечены двигателем, и отсоединения на длительное время двигателя от трансмиссии на стоянке или при движении автомобиля по инерции (накатом).

По принципу действия коробки передач подразделяются на ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные.

Ступенчатые коробки делят по числу передач переднего хода: четырехступенчатые, пятиступенчатые и т.д.; по подвижности осей валов: с неподвижными осями – простые и с подвижными осями - планетарные; по числу валов: двух-, трех - и многовальные; по числу редукторов: простые – с одним редуктором, составные - с двумя или тремя редукторами; по способу управления: неавтоматизированные, полуавтоматизированные (с командным управлением) и автоматизированные.

Бесступенчатые коробки передач по способу преобразования крутящего момента классифицируют на гидравлические: гидродинамические и гидрообъемные; механические: клиноременные, фрикционные и импульсные; электрические.

Комбинированные коробки передач бывают электромеханическими и гидромеханическими. Гидромеханические коробки передач состоят из гидромеханической бесступенчатой передачи (гидротрансформатора) и последовательно присоединенной к ней ступенчатой механической коробки.

В настоящее время наибольшее распространение имеют механические бесступенчатые коробки передач с неподвижными осями валов и ручным управлением, так как они достаточно просты, недороги в изготовлении и имеют высокий КПД.

Двухвальные пятиступенчатые коробки передач применяют для переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ-2109 ... ВАЗ-2115, АЗЛК-2141 «Москвич», ЗАЗ-1102 «Таврия» и многих зарубежных автомобилей. Высшая передача обычно повышающая. Передачи, как правило, синхронизированы.

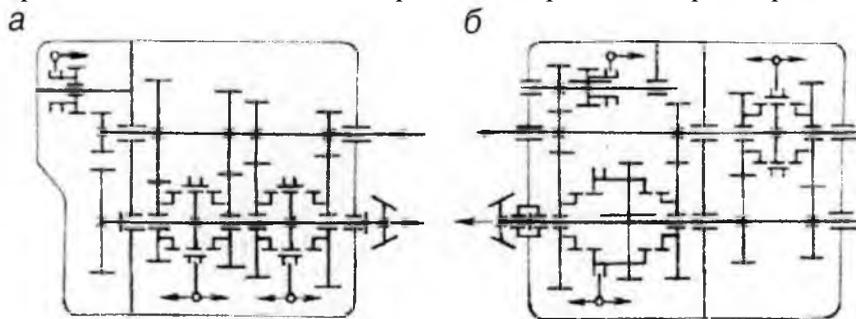


Рисунок 2.2.1 Схемы двухвальной коробки передач автомобилей:

а) Citroen «CS», Scoda «100 MB»; б) Audi

Однако двухвальная схема исключает возможность иметь прямую передачу и существенно ограничивает передаточное число низшей передачи. На всех передачах прямого хода в двухвальной коробке силовой поток передается через одно зубчатое зацепление и поэтому осуществление передаточного числа, превышающего, например, $u = 4$, возможно лишь при увеличении размеров конструкции. Двухвальная схема применяется в тех случаях, когда это приводит к упрощению трансмиссии и при этом не требуется большого передаточного числа низшей передачи. Эту схему имеют обычно коробки передач тех легковых и спортивных автомобилей, у которых двигатель размещен рядом с ведущим мостом.

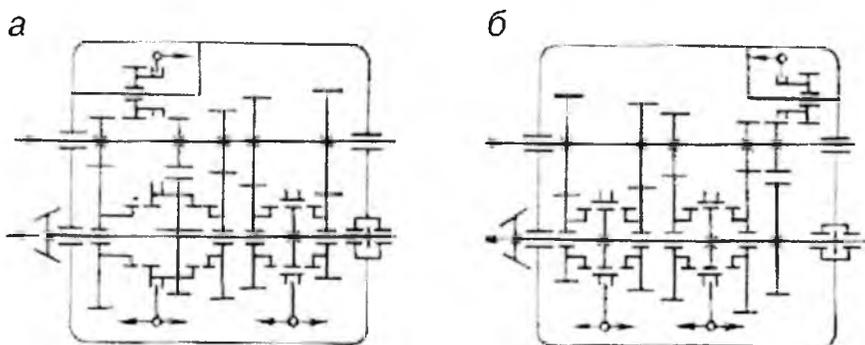


Рисунок 2.2.2 Схемы двухвальных коробок передач автомобилей:

а) Hillman Imperial; б) Занорожец 968

Схемы трехвальных коробок передач, имеющих одинаковое число ступеней, различаются в основном количеством пар зубчатых колес, находящихся в постоянном зацеплении, и построением передачи заднего хода. На рисунке 2.2.3, а–в показаны схемы 4-ступенчатых коробок передач. В первой и второй постоянное зацепление имеют четыре пары зубчатых колес, передвижное зубчатое колесо применено для включения заднего хода. В третьей схеме имеются три пары колес с постоянным зацеплением, передвижные зубчатые колеса используются для первой передачи и заднего хода. Схемы 5-ступенчатых коробок передач показаны на рисунке 2.2.3, г – е. В первой – одно передвижное зубчатое колесо обеспечивает включение первой передачи и заднего хода, во второй и третьей – все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. В схемах 6-ступенчатых коробок передач (рисунке 2.2.3, ж, з) первая имеет одно передвижное зубчатое колесо для включения первой передачи и заднего хода; во второй – все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении.

При построении схемы передачи заднего хода используется одновенцовая промежуточная шестерня или промежуточный двухвенцовый блок. Первый вариант проще, но при этом зубья одновенцовой шестерни испытывают наиболее неблагоприятный цикл изменения напряжений изгиба – знакопеременный симметричный. Для варианта с двухвенцовым блоком характерен более благоприятный односторонний цикл (от нуля). Этот вариант позволяет осуществить несколько большее передаточное число заднего хода.

Переход от передвижных зубчатых колес коробок передач, применявшихся в ранних конструкциях, к зубчатым колесам постоянного зацепления объясняется рядом преимуществ последнего. При постоянном зацеплении парных зубчатых колес торцы зубьев рабочих венцов не повреждаются. Повреждения торцов зубьев характерны для пар, имеющих передвижное зубчатое колесо. Ход передвижной зубчатой муфты, включающей передачу при постоянном зацеплении зубчатых колес, значительно меньше хода передвижного зубчатого колеса. Соответственно меньше и ход рукоятки рычага переключения, что облегчает управление. Повышению удобства управления при постоянном зацеплении зубчатых колес способствует также возможность применения синхронизаторов. При постоянном зацеплении упрощается применение косозубых передач, имеющих в сравнении с прямозубыми большую плавность работы. Передвижные колеса устанавливаются на валу на шлицах; для косозубых колес шлицевое соединение должно выполняться винтовым, что технологически сложнее.

Однако с увеличением числа пар зубчатых колес с постоянным зацеплением повышаются нагрузки на синхронизаторы коробки передач. Последние в процессе синхронизации должны воздействовать на систему большего числа согласованно вращающихся деталей. Чтобы получить первую передачу и задний ход при постоянном зацеплении, необходимо на вторичном валу устанавливать два колеса относительно большого диаметра. В то же время можно получить указанные две передачи, имеющие близкие абсолютные значения передаточных чисел, устанавливая на вторичном валу не два колеса, а одно, если выполнить его передвижным, как это сделано в схемах, показанных на рисунке 2.2.3, в, г, ж. Вопрос выбора схемы построения первой передачи и заднего хода должен решаться с учетом предполагаемой интенсивности использования указанных передач. Чем больше интенсивность их использования, тем вероятнее разрушения торцов зубьев передвижного колеса и парных ему, и тем определеннее этот вопрос должен решаться в пользу схемы с постоянным зацеплением парных зубчатых колес.

Трехвальные пятиступенчатые коробки передач используют для легковых автомобилей, выполненных по классической схеме (ГАЗ-3110 «Волга», ИЖ-2126), грузовых автомобилей малой (ГАЗ-3302, ГАЗ-33021, ГАЗ-33023), средней грузоподъемности (ГАЗ-4301, ЗИЛ-4333, ЗИЛ-4318, ЗИЛ-5301 «Бычок», Урал-4320, Ка-МАЗ-4310) и автобусов (ПАЗ-3209 «Аврора», МАЗ-101 ... МАЗ-104, ЛАЗ-4203, ГАЗ-3221, 32212, 32213).

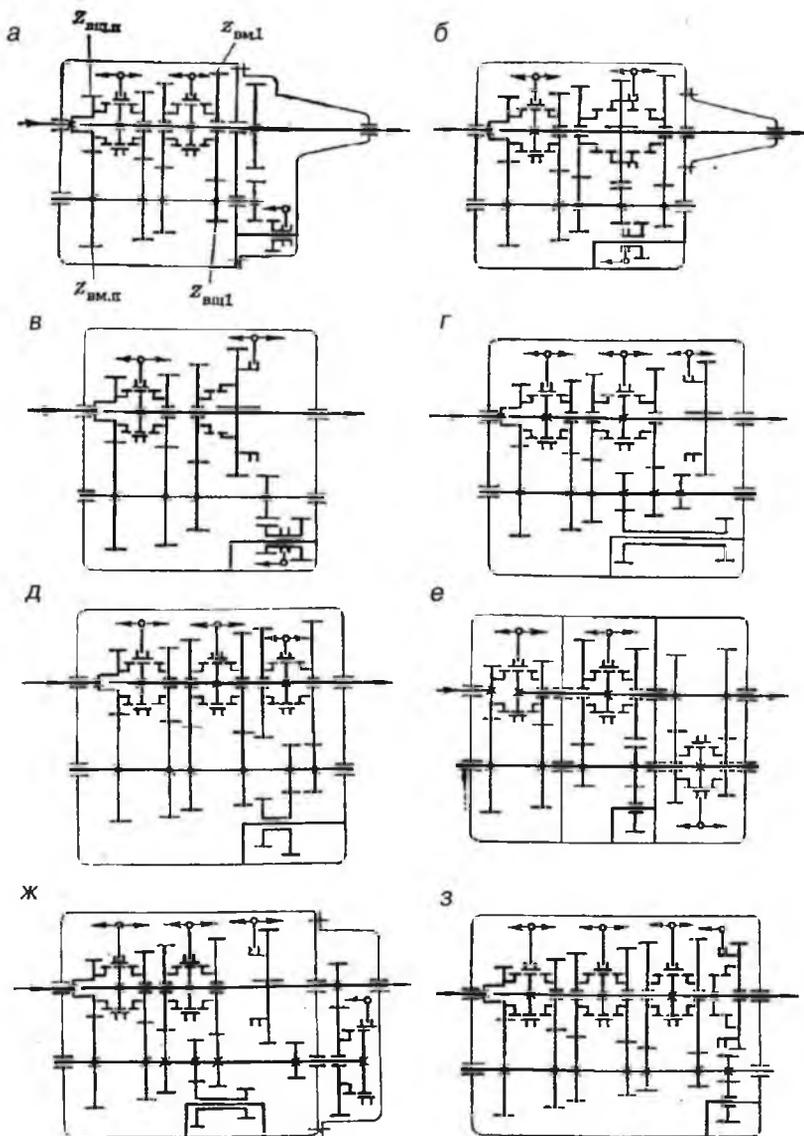


Рисунок 2.2.3 Схемы трехвальных коробок передач с соосным расположением входного и выходного валов: а – ВАЗ-2101 б – ГАЗ-53, УАЗ30451; г – ЗИЛ-130; д – КамАЗ ЯМЗ-14, е – JFF «W50L»; ж – Eaton «D-203»; з – Zahnradfabrik «FR6-80»; $z_{вц.п.}$, $z_{вм.п.}$, $z_{вц.л.}$, $z_{вм.л.}$ – числа зубьев ведущего (вц) и ведомого (вм) зубчатых колес пары привода промежуточного вала (п) и первой передачи (л)

Многовальные коробки передач используются на автомобилях большой грузоподъемности (МАЗ и КамАЗ) для увеличения числа передач с целью улучшения тяговых и топливно-экономических свойств. В основе конструкций многовальных коробок передач лежит 4-х, 5-ти или 6-ти ступенчатая трехвальная коробка передач, в общем картере с которой размещены повышающий редуктор (делитель) и (или) понижающий редуктор (демультипликатор). При применении многовальных коробок число передач может быть от 8 до 24. Такие коробки используют для автомобилей-тягачей, работающих с прицепным составом.

В большинстве конструкций ступенчатых коробок переключения передач выполняет водитель. Однако имеются конструкции ступенчатых коробок передач, где процесс переключения автоматизирован на базе применения микропроцессорной техники.

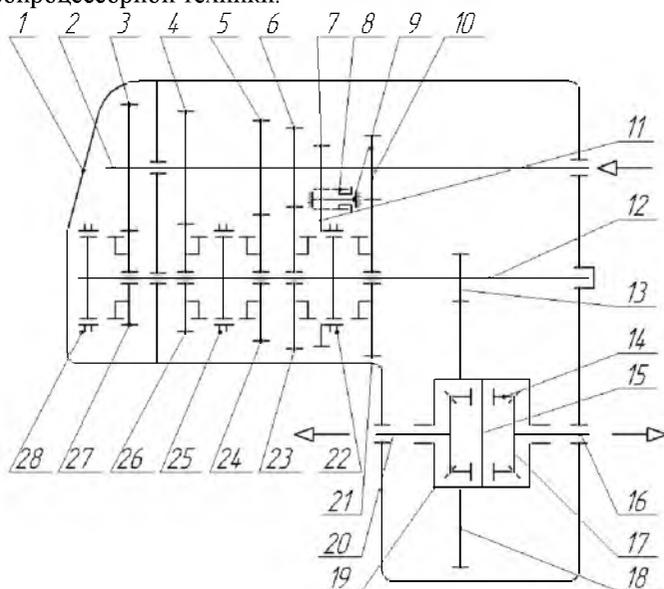


Рисунок 2.2.4 Кинематическая схема двухвальной пятиступенчатой коробки передач с главной передачей автомобилей ВА3 2109 ... ВА3 2115

1 - картер; 2 - первичный вал; 3, 27 - ведущая и ведомая шестерни V передачи; 4 и 26 - ведущая и ведомая шестерни IV передачи; 5 и 24 - ведущая и ведомая шестерни III передачи; 6 и 23 - ведущая и ведомая шестерни II передачи; 7, 8 и II - ведущая, промежуточная и ведомая шестерни заднего хода; 9 - ось шестерни заднего хода; 10 и 21 - ведущая и ведомая шестерни I передачи; 12 - вторичный вал; 13 - ведущая шестерня главной передачи; 14 - сателлит; 15 - ось сателлита; 16 и 20 - валы привода ведущих колес (полуоси); 17 - ведущая шестерня главной передачи; 18 - ведомая шестерня главной передачи; 19 - корпус дифференциала; 22, 25, 28 - муфты синхронизаторов включения соответственно I и II, III и IV, V передачи

2.3 Определение коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля

Коэффициент полезного действия трансмиссии находят по формуле:

$$\eta_{mp} = \eta_{ц}^n \cdot \eta_{к}^m \cdot \eta_{кп}^k \quad (2.1)$$

где $\eta_{ц} = 0,98$ – КПД цилиндрической пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{к} = 0,97$ – КПД конической и гипоидной пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{кп} = 0,99$ – КПД карданной передачи с углом между карданными валами от 0° до 7° ;

$\eta_{кп} = 0,98$ – КПД карданной передачи с углом между карданными валами от 7° до 20° ;

n – число пар цилиндрических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче.

m – число пар конических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче.

k – число карданных передач (карданных валов).

Вычисления заносим в таблицу (Таблица заполнена для ВАЗ - 2114).

Таблица 2.3.1 Коэффициент полезного действия трансмиссии на всех передачах КПП

Передача	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Число цилиндрических пар шестерён	1	1	1	1	1			
Число конических пар шестерен	2	2	2	2	2			
Число карданных передач								
КПД трансмиссии η_{mp}	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92			

2.4 Определение передаточных чисел коробки передач и трансмиссии

Определим передаточное число главной передачи автомобиля

Скорость движения автомобиля (V_a) определяется следующей формулой:

$$V_a = 3,6 \cdot \frac{\omega \cdot r_{к}}{i_o \cdot i_{к}}, \text{ м/с} \quad (2.2)$$

где V_a – кинематическая скорость движения автомобиля, м/с;
 ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;
 i_o – передаточное число главной передачи;
 i_k – передаточное число коробки передач.

Так же максимальную скорость транспортного средства можно определить в зависимости от числа номинальных оборотов $n_{ном}$ коленчатого вала:

$$V_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_{ном}}{60 \cdot i_o \cdot i_k}, \text{ м/с} \quad (2.3)$$

Значение передаточного числа главной передачи i_o определяют из условия движения автомобиля с заданной максимальной скоростью V_{max} на прямой (на высшей) передаче, при номинальных оборотах двигателя:

$$i_o = 3,6 \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_k}{V_a \cdot i_k} \quad (2.4)$$

где $V_a = V_{max}$ – максимальная скорость автомобиля, км/ч;
 $\omega_{ном}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя, рад/с;
 $i_k = i_{k.высш}$ – передаточное число прямой (высшей) передачи коробки передач, принимается $i_k = 1$ или по прототипу, как правило, тогда $i_k < 1$.

Определение передаточных чисел коробки передач начинается с первой передачи и должно обеспечивать выполнение трех условий:

1) Должно обеспечиваться преодоления заданного максимального дорожного сопротивления с учетом максимально допустимым уклоном без буксования ведущих колес (ψ_{max});

$$i_{к1} \geq \frac{G_a \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_e \cdot i_o \cdot \eta_{мп1}} \quad (2.5)$$

где $M_e = M_{max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;
 $\eta_{мп1}$ – КПД трансмиссии на первой передаче;
 ψ_{max} – максимальный суммарный коэффициент дорожного сопротивления;

$$\psi_{max} = f \cdot \cos \alpha \pm \tan \alpha \quad (2.6)$$

где f – коэффициент сопротивления качению дороги;
 α – угол продольного уклона автомобильной дороги, градус.

Так как скорость на первой передачи мала, то можно принять $f \approx f_o$, f_o – коэффициент сопротивления качению при малой скорости (статический, см. Приложение Б).

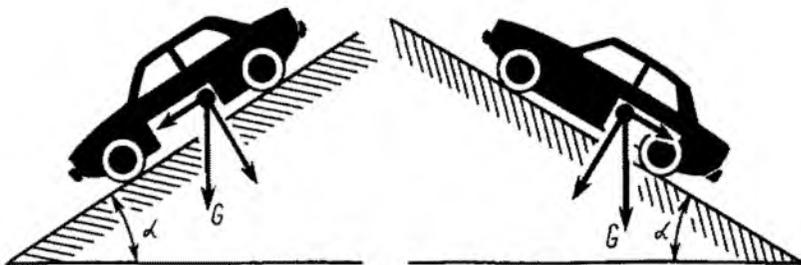


Рисунок 2.4.1 Действие силы тяжести на транспортное средство при подъеме и спуске

Угол подъема на дорогах задается не в величине угла подъема, а в процентах (см. дорожные знаки), что соответствует тангенсу угла подъема. На подъеме значение угла (α) положительное, на спуске отрицательное (Рисунок 2.4.1). Для быстрого перевода одних величин в другие можно пользоваться номограммой (Рисунок 2.4.2). Например: подъем равен 5%, значит перепад высот на 100 метров длине подошвы (заложения) составляет 5 метров или $\text{tg } \alpha = 0.05$;

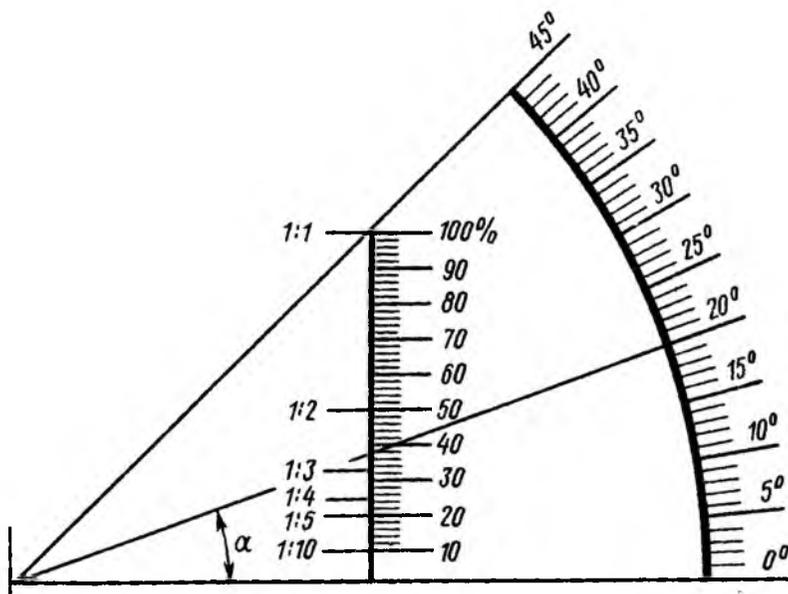


Рисунок 2.4.2 Номограмма перевода значений уклонов автомобильной дороги из градусной меры в проценты и обратно

Максимальное значение угла подъема задается из условия эксплуатации транспортного средства (категория дорог). Значения угла подъема можно принимаются по СНиП 2.05.02-85 (1997), (см. приложение В). Например: на гравийных и щебеночных покрытиях поперечный уклон принимают 30%, а на дорогах II – IV категории в дорожно-климатических зонах II – IV 25%.

2) Использования полностью сцепной массы автомобиля, то есть не должно вызывать буксование ведущих колес автомобиля при работе двигателя с максимальным крутящим моментом ($M_{max} = M_e$);

$$i_{кл} \leq \frac{G_\phi \cdot \phi \cdot r_k}{M_e \cdot i_o \cdot \eta_{мп1}} \quad (2.7)$$

где ϕ – коэффициент сцепления колес с полотном дорогой (см. приложение Б). В расчетах принимается для сухого асфальтобетонного шоссе, однако возможен выбор и других значений, если автотранспортное средство будет эксплуатироваться (эксплуатируется) в других условиях, например внедорожники, военные автомобили, автомобили повышенной проходимости. В зависимости от климатической зоны – крайний север, районы вечной мерзлоты, тундра, барханы.

Если передаточное отношение КПП на первой передаче i_k первого условия $> i_k$ второго условия, тогда измените, максимальный преодолеваемый угол подъема (α) или тип дорожного полотна (дороги) (ϕ), которая используется для эксплуатации транспортным средством.

3) Условие возможности движения автотранспортного средства с минимально устойчивой скоростью.

$$i_{кл} \approx \frac{3,6 \cdot \omega_{min} \cdot r_k}{V_{min} \cdot i_o} \quad (2.8)$$

где ω_{min} – устойчивая минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала, rad/c ;

V_{min} – устойчивая минимальная скорость автомобиля, $км/ч$. Для удобства маневрирования $V_{min} \leq 5 км/ч$.

В автомобилестроении, так же как и в тракторостроении, наибольшее распространение получило изменение передаточных чисел в коробке передач по закону геометрической прогрессии.

При геометрическом ряде передаточных чисел коробки передач в процессе разгона автомобиля на всех передачах обеспечивается постоянство интервала по частоте вращения коленчатого вала. А значит и постоянство его средней мощности, но в реальности, не которые передачи специально сдвигают друг к другу для обеспечения плавного хода.

Для определения промежуточных передаточных чисел коробки переменной передачи используют формулу построения геометрической прогрессии:

$$i_{ki} = \sqrt[m-i]{i_{k1}^{m-i}} \quad (2.9)$$

где i – номер определяемой передачи;

m – количество ступеней в коробке переменных передач исключая ускоряющую.

Для автомобилей, имеющих пять передач с ускоряющей, по геометрической прогрессии рассчитывают первые четыре. Снижение скорости автомобиля при переключении передач с низшей передачи на высшую компенсируют уменьшением знаменателя геометрической прогрессии на 3-5% от низших передач к высшим, т.е. $q_2 = 0,95 \cdot q_1$, $q_3 = 0,97 \cdot q_2$ и т.д. Передаточное число на высшей передаче, при отсутствии ускоряющей, равно единице.

Передаточное число на ускоряющей передаче легковых автомобилей (для большинства машин – 5 передач) находится в пределах $i_{к5} = 0,78-0,90$.

Если последняя передача ускоряющая, а предпоследняя прямая, то передаточные числа промежуточных передач определяют по зависимости:

$$i_{ki} = \sqrt[m-2]{i_{k1}^{m-i-1}} \quad (2.10)$$

Передаточное число для заднего хода обычно $i_{зх} = (0,9 \dots 1,3) i_{кпл}$. Подбор числа зубьев шестерен в автомобильных коробках передач ведется по методике для трехвальных коробок передач с прямой передачей - когда в коробке передач не предусматривается дополнительного использования промежуточного вала.

При расчете числа зубьев зубчатых колес передаточные числа трансмиссии уточняются.

Для точности выполнения поверочного расчет, возможно, принимать передаточные числа коробки переменных передач по прототипу.

Количество ступеней в коробке передач принимается по прототипу или определяется по формуле:

$$m \approx 1 - \frac{\lg \left(\frac{i_{k1}}{i_k} \right)}{\lg q} \quad (2.11)$$

где $i_k = i_{к.высш}$ – передаточное отношение на прямой (высшей) передачи;
 q – знаменатель геометрической прогрессии.

$$q = \frac{\omega_m}{\omega_{ном}} \quad (2.12)$$

ω_m – угловая скорость вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте двигателя (M_e), $рад/с$;

Передаточное число трансмиссии для каждой передачи определяют по формуле:

$$i_{mp} = i_k \cdot i_o \cdot i_{pk} \cdot i_{kp} \quad (2.13)$$

где i_{pk} – передаточное число раздаточной коробки;

i_{kp} – передаточное число колесного редуктора.

Вычисления заносим в таблицу (Таблица заполнена для ВАЗ - 2114).

Таблица 2.4.1 Передаточное число трансмиссии для каждой передачи

Передаточное число	Передача					
	зад. х.	I	II	III	IV	V
Коробки передач, i_k	3,500	3,636	1,950	1,357	0,941	0,784
Главной передачи, i_o	3,706	3,706	3,706	3,706	3,706	3,706
Раздаточной коробки, i_{pk}						
Колесного редуктора, i_{kp}						
Трансмиссии, i_{mp}	12,971	13,475	7,227	5,029	3,487	2,906

Построим план скоростей.

Для обеспечения одинакового изменения загрузки двигателя, при переходе с низшей на высшую передачу, ряд основных скоростей автотранспортного средства строится по принципу геометрической прогрессии. Для построения плана скоростей определим скорость движения автомобиля на различных передачах:

$$V_i = \frac{\omega_{ном} \cdot r_k}{i_{mpi}}, \text{ м/с} \quad (2.14)$$

Если на двигателе установлен ограничитель максимальной частоты вращения коленчатого вала, то скорость автомобиля на различных передачах:

$$V_i = \frac{\omega_{max} \cdot r_k}{i_{mpi}}, \text{ м/с} \quad (2.15)$$

Вычисления заносим в таблицу (Таблица заполнена для ВАЗ - 2114).

Таблица 2.4.2 План скоростей (лучевая диаграмма)

Показатели	Передача				
	I	II	III	IV	V
Передаточное число трансмиссии, $i_{тр}$	13.475	7.227	5.029	3.487	2.906
Скорость движения автомобиля $V_{i, м/с}$	9.850	18.36	26.39	38.06	45.67

План скоростей ВАЗ 2114

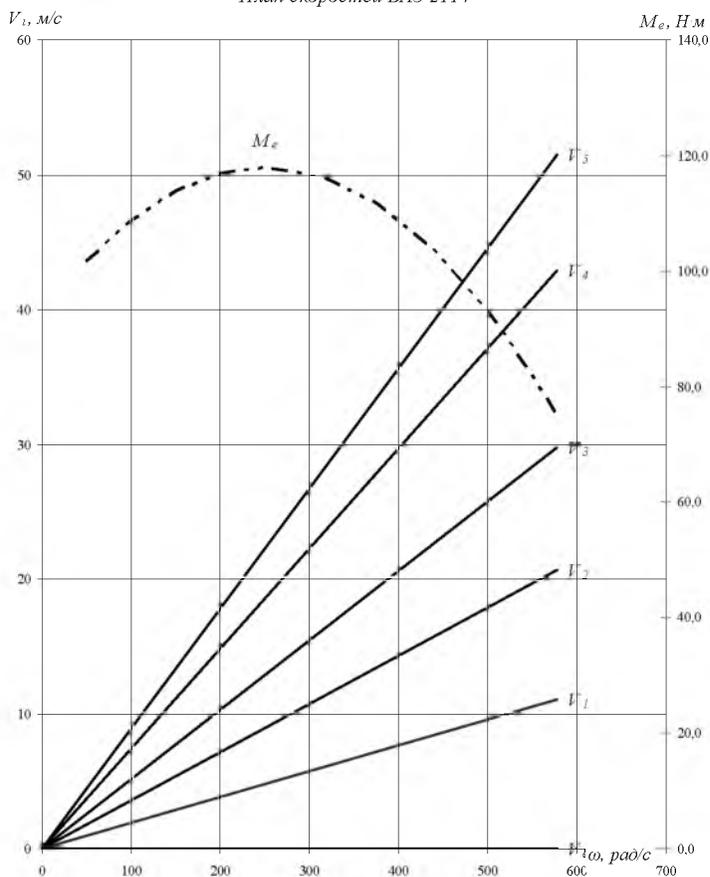


Рисунок 2.4.3 План скоростей автомобиля ВАЗ-2114 (лучевая диаграмма)

Часть 3 Расчет и построение тяговой характеристики и баланса мощности автомобиля

3.1 Теоретический анализ эксплуатационных свойств автомобиля

Теоретический анализ эксплуатационных свойств помогает выяснить предельные возможности автомобиля и реализовать в дорожных условиях конструктивные особенности конкретной модели автомобиля.

К основным эксплуатационным свойствам, характеризующим динамику автомобиля, относятся: динамичность, экономичность, устойчивость, управляемость, проходимость и плавность хода т.д.



Рисунок 3.1.1 Связь эксплуатационных свойств с системами и механизмами автомобиля

В теории автомобиля его эксплуатационные свойства рассматривают отдельно, но все они взаимосвязаны. Скорость автомобиля на поворотах может быть ограничена не динамичностью, а управляемостью и устойчивостью, а на неровных дорогах плавностью хода. Динамичность - свойство автомобиля двигаться с максимально возможной средней скоростью, характеризующееся максимальной скоростью движения, интенсивностью разгона до заданной скорости и интенсивностью торможения. Динамичность автомобиля зависит от его тяговых и тормозных свойств.

Эксплуатационные свойства, обеспечивающие движения автомобиля, существенно зависит от конструкции и технического автомобиля, его систем и механизмов. Чем совершеннее конструкция автомобиля и лучше его техническое состояние, тем выше эксплуатационные свойства автомобиля. Поэтому автомобиль, его системы и механизмы конструируют таким образом, чтобы он имел определенные эксплуатационные свойства, требуемые для заданных условий эксплуатации и обеспечивающие его эффективное использование. На рисунке 3.1.1 показана связь эксплуатационных свойств с теми системами и механизмами автомобиля, конструкция и техническое состояние которых оказывают наибольшее влияние на эти свойства.

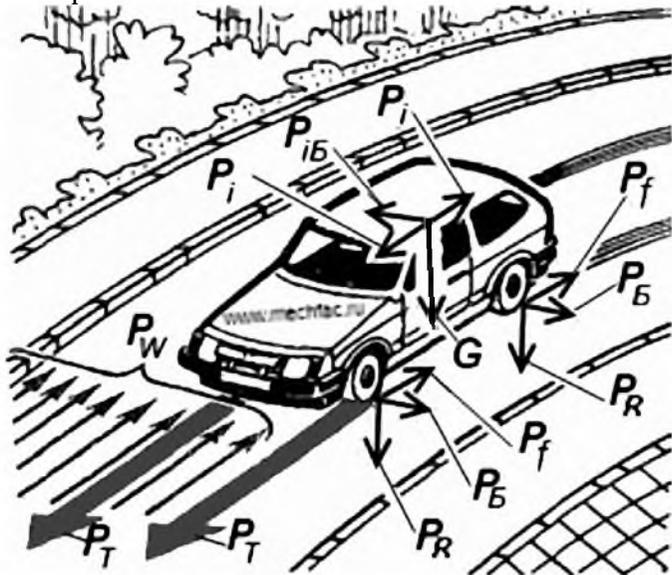


Рисунок 3.1.2 Силы действующие, при движении на переднеприводный автомобиль по ровной поверхности

P_i – инерционная сила (при разгоне (+), при торможении (-)), P_{ib} – боковая инерционная сила (возникает при повороте автомобиля), P_b – сопротивления боковому скольжению (сопротивление шины на увод колеса), P_R – реакции дороги на опору колеса, P_m – сила тяги на ведущих колесах, P_w – сила сопротивления воздуха, P_f – сила сопротивления качения колеса.

Автомобиль движется в результате воздействия на него различных сил (Рисунок 3.1.2), которые разделяются на силы, движущие автомобиль, и силы, оказывающие сопротивление его движению. Основной движущей силой является сила тяги, приложенная к ведущим колесам. Сила тяги возникает в результате взаимодействия ведущих колес (нагруженных крутящим моментом, передаваемым от двигателя) с дорогой. От величины тягового усилия на колесах зависит преодоление сил сопротивления движению, ускорение,

приемистость автомобиля, преодоление максимального подъема без переключения передачи КПП. Сила тяги определяется мощностью двигателя и передаточным отношением трансмиссии. Мощность и максимальный крутящий момент коленчатого вала определяют скоростные характеристики двигателя (см. раздел 1.3). В режиме максимального крутящего момента двигатель развивает наибольшую тяговую силу, необходимую для преодоления больших сопротивлений движению (подъем, сопротивление воздушному потоку) и обеспечения высоких ускорений при разгоне (преодоление силы инерции).

Эксплуатационная частота вращения коленчатого вала двигателя должна находиться в диапазоне между максимумами крутящего момента и мощности. В этом случае обеспечивается минимальный удельный расход топлива при высоких динамических показателях автомобиля. Большую помощь водителю для выбора оптимального режима движения в конкретных дорожных условиях оказывают тахометр, который контролирует режим работы двигателя, и экономайзер, указывающий величину разрежения во впускном трубопроводе.

3.2 Сила сопротивления воздуха

При движении автомобиля на него оказывает сопротивление воздушная среда (аэродинамическое сопротивление). Затраты мощности на преодоление сопротивления воздуха складываются из следующих величин (см. рисунок 3.2.1):

- Лобовое сопротивление, появляющееся в результате разности давлений спереди и сзади движущегося автомобиля (55 – 60% всего сопротивления воздуха);
- Сопротивления, создаваемого выступающими частями; подножками, крыльями, номерным знаком, боковыми зеркалами, козырьками, накладкой на капот (мухобойка) (12 – 18%);
- Сопротивления, возникающего при прохождении воздуха через радиатор и подкапотное пространство (10 – 15%);
- Трения наружных поверхностей о близлежащие слои воздуха (8 – 10%);
- Сопротивления, вызванного разностью давлений сверху и снизу автомобиля (5 – 8%).
- Прочие, такие как прицеп, груз, дополнительный багажник на крыше автомобиля, стыки кузовных деталей, открытые окна и т.п. (3 – 25%).

При увеличении скорости движения увеличивается и сопротивление воздуха. При высоких скоростях на преодоление силы сопротивления воздуха расходуется большая часть энергии, вырабатываемой двигателем.

Сила сопротивления воздуха зависит от формы кузова, идеальной формой является каплевидная, коэффициент обтекаемости $C_x=0,04$. Поэтому легковые автомобили имеют более обтекаемую форму. Грузовые автомоби-

ли, скорость которых, как правило, меньше скорости легковых автомобилей, имеют несколько худшую обтекаемость.

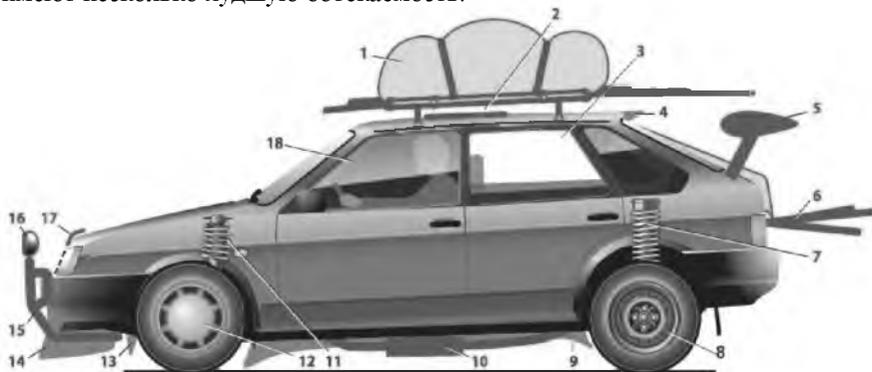


Рисунок 3.2.1 Влияние груза, установленных аксессуаров и состояния автомобиля на его аэродинамическое сопротивление

Элементы, увеличивающие сопротивление воздуха: 1 – бокс, багажник с вещами; 2 – люк в крыше; 3 – открытые окна; 5 – антикрыло; 6 – длинномеры в открытом багажнике; 7 – увеличенный клиренс; 8 – отсутствие колпаков колес; 10 – нарушение расположения элементов под днищем; 15 – «кенгурятник»; 16 – дополнительные фары; 17 – «мухобойка».

Элементы, снижающие сопротивление воздуха: 4 – спойлер; 9 – накладки порогов; 11 – уменьшенный клиренс; 12 – гладкие колпаки колес; 13, 14 – передний аэродинамический обвес; 18 – закрытые окна.

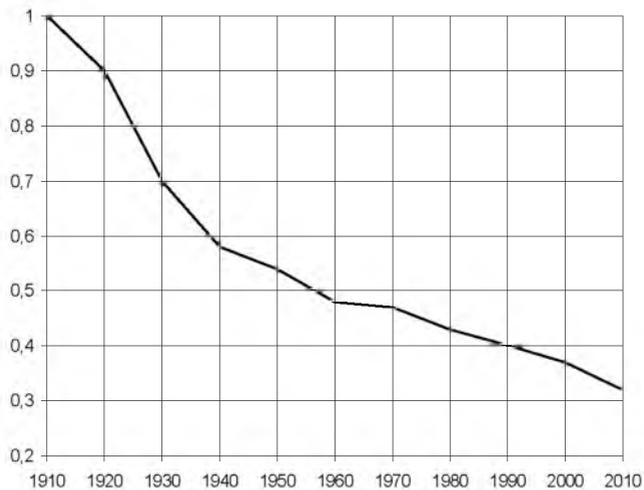


Рисунок 3.2.2 График зависимости среднего значения коэффициента обтекаемости C_x от года выпуска автомобиля (только серийные модели)

Направление науки занимающаяся изучением сопротивлением среды называется аэродинамика. Долгое время аэродинамика (автомобильная) занималась исключительно обтеканием внешним потоком воздуха и курсовой устойчивостью. И были достигнуты успехи в этом направлении (см. рисунок 3.2.2). В наши дни аэродинамика решает новые задачи: исключение загрязнения и скапливания дождевой воды на стеклах, фонарях автомобиля; уменьшение аэродинамического шума ветра; исключение отрыва щеток стеклоочистителя от очищаемой поверхности стекла; организация эффективного охлаждения масляного поддона двигателя и колесных тормозных механизмов.

Сила сопротивления воздуха (аэродинамическое сопротивление) на всех передачах вычисляют по формуле:

$$P_w = C_x \cdot \frac{\rho \cdot V_x^2}{2} \cdot S_M, \text{ Н} \quad (3.1)$$

где ρ – плотность окружающего автомобиль воздуха (среды), кг/м^3 . Для расчетов, в зависимости от региона эксплуатации автотранспортного средства, принимают $\rho = 1,202 \dots 1,290$ (см. приложение Г). Например, в Европе средняя плотность воздуха у земной поверхности равна $1,258 \text{ кг/м}^3$, в Новосибирске $1,285 \text{ кг/м}^3$, на уровне моря в среднем равно $1,300 \text{ кг/м}^3$, а средняя по всей земной поверхности $1,225 \text{ кг/м}^3$;

V_x – скорость автомобиля относительно окружающей среды, воздуха (с учетом ветра), км/ч (м/с). При расчете принимают идеальные условия: скорость ветра (движения воздуха) $V_e = 0$;

S_M – площадь наибольшего поперечного (миделевого) сечения, проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси, м^2 .



Рисунок 3.2.3 Определение миделевого сечения автомобиля

Площадь поперечного (миделевого от голл. middel, буквально — средний) сечения зависит от формы тела и определяется опытным путем на лазерном стенде с очень высокой точностью (см. рисунок 3.2.3).

При неизвестной величине (S_m) лобовой площади автомобиля ее можно приближенно вычислить по формулам для грузового автомобиля и автобуса:

$$S_m = B_k \cdot H_a \cdot m^2 \quad (3.2)$$

где B_k — колея колес автомобиля, м (см. рисунок 3.2.4, б, в);

H_a — наибольшая высота автомобиля, м (см. рисунок 3.2.4, б, в).

Для легкового автомобиля:

$$S_m = \beta \cdot B_a \cdot H_a \cdot m^2 \quad (3.3)$$

где β — коэффициент, учитывающий отличие от миделевого сечения (лобовой площади) автомобиля от правильной прямоугольной формы. В расчетах значение находится в пределах $\beta = 0,78 \dots 0,90$.

B_a — наибольшая ширина (габаритная) автомобиля, м. (см. рисунок 3.2.4, а).

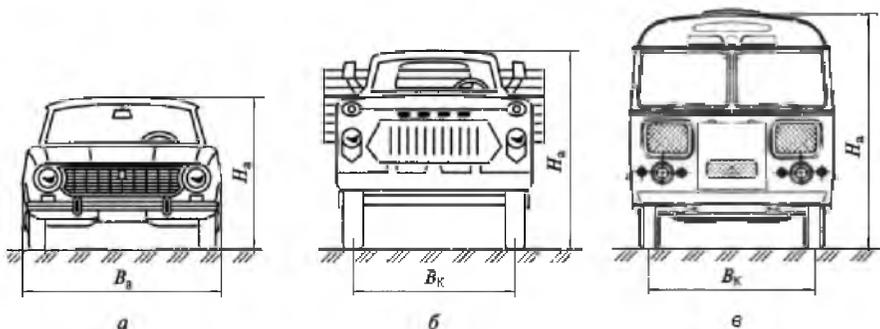


Рисунок 3.2.4 Площадь лобового сопротивления легкового (а), грузового автомобиля (б) и автобуса (в)

C_x — безразмерный коэффициент аэродинамического сопротивления (коэффициент обтекаемости), зависящий от формы тела. Коэффициент обтекаемости (C_x) до 80 х годов для круглой пластины условно приравняли к 1,0 (см. рисунок 3.2.5, а), однако, как выяснилось на практике, из-за турбулентности за пластиной на самом деле ее $C_x \approx 1,2$ (см. рисунок 3.2.5, б). Самый низкий коэффициент C_x у капли $\approx 0,04$, а самый большой у плоских тел (диск, пластина) см. рисунок 3.2.6.

Коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля C_x (в английском языке его обозначают C_d , а в немецком C_w) определяется экспериментально: измеряется сила сопротивления воздуха, действующая на автомобиль, в продольной оси (ОХ), а затем по формуле вычисляется C_x .

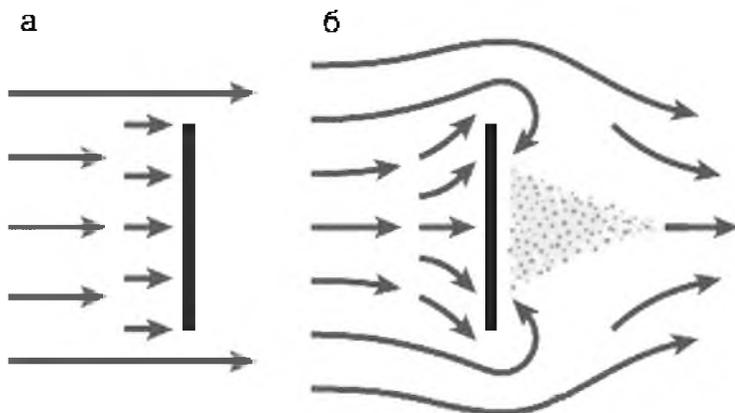


Рисунок 3.2.5 Возникновение турбулентности за круглой пластиной
до $80x$ годов $C_x = 1$ (а), после $80x$ годов $C_x \approx 1,2$ (б)

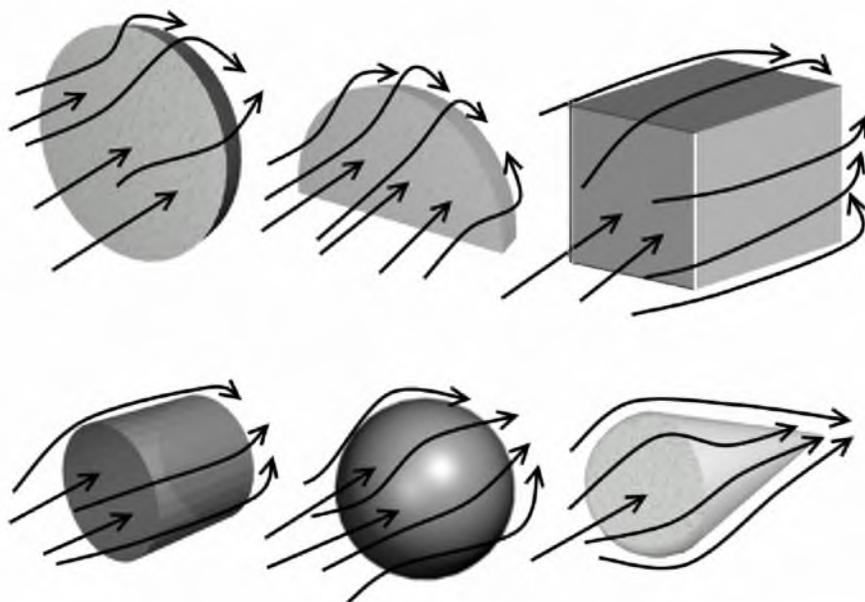


Рисунок 3.2.6 Коэффициент обтекаемости для различных тел.
Диск $C_x = 1,17$; Полуцилиндр $C_x = 1,19$; Куб $C_x = 1,05$; Цилиндр $C_x = 0,82$ (при условии, что отношение длины к диаметру больше двух); Шар $C_x = 0,47$; Тело каплевидной формы $C_x = 0,04$ (при условии, что отношение длины к диаметру больше двух с половинной).

Наиболее точные результаты получаются в аэродинамической трубе, где воздух разгоняет огромный вентилятор. Автомобиль устанавливается на весах и по перераспределению веса в момент продувки вычисляется действующая на него сила.

Воздействие воздуха на автомобиль описывается тремя составляющими, которые направлены по продольной оси машины (OX – лобовое сопротивление, встречный ветер), перпендикулярно к ней по горизонтали (OY – боковой ветер) и вертикали (OZ – подъемная сила, прижимная) см. рисунок 3.2.7. При движении особенно важны сопротивление воздуха и подъемная или прижимающая силы. Заметное воздействие боковой составляющей может появиться только в случае несимметричного кузова автомобиля, что редкость, либо при боковом ветре.

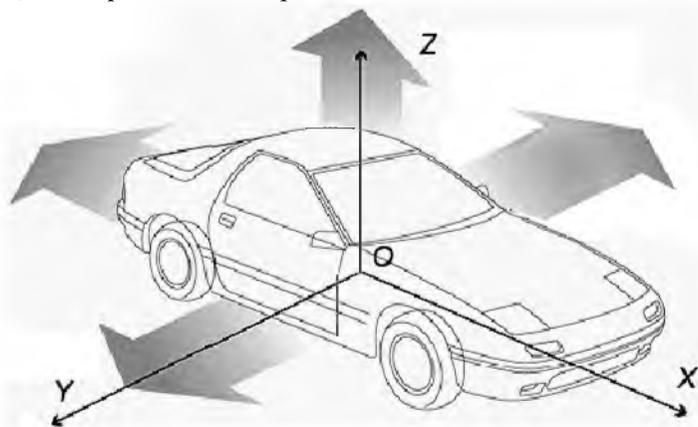


Рисунок 3.2.7 Аэродинамические силы.

Большими стрелочками показаны направления, отрицательно действующие на движение автомобиля (ухудшается аэродинамика автомобиля)

Критическое воздействие на автомобиль боковой ветер может оказать, если создаст разворачивающий или кренящий момент, такое явление часто можно наблюдать, когда легковой автомобиль обгоняет большегрузный или междугородный автобус. Для машин большой площади, например с кузовом, минивэн, внедорожник, фургон, это явление наблюдается всегда.

Для теоретических расчетов боковую силу, по оси OY (C_y), приравнивают к нулю, а подъемную, по оси OZ (C_z), не учитывают, так как при проекции на плоскость равна нулю, однако в реальности она оказывает существенное влияние так как прижимает автомобиль к дороге и тем самым повышает коэффициент сцепления колес с дорогой. Снижают подъемную силу более обтекаемым днищем автомобиля, устанавливают антикрыло, устанавливают аэродинамический обвес.

Скорость воздушного потока с учетом ветра можно рассчитать:

$$V_x' = \sqrt{V_a^2 + V_e^2 + V_a \cdot V_e \cdot \cos \beta}, \text{ м/с} \quad (3.4)$$

где V_a – скорость автомобиля относительно окружающей среды, м/с;

V_e – скорость передвижения окружающей среды (ветер), м/с;

β – угол между векторами скоростей автомобиля относительно окружающей среды (V_a) и окружающей среды (ветер) (V_e), градус.

В литературе и справочниках также встречаются термины – коэффициент сопротивления воздуха:

$$k_e = c_x \cdot \frac{\rho}{2}, \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{М}^4 \quad (3.5)$$

Фактор обтекаемости:

$$q_e = k_e \cdot S_M, \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{М}^2 \quad (3.6)$$

Изменение коэффициента обтекаемости (см. рисунок 3.2.8):

$$\Delta C_x = \frac{C_x}{C_x} \cdot 100, \% \quad (3.7)$$

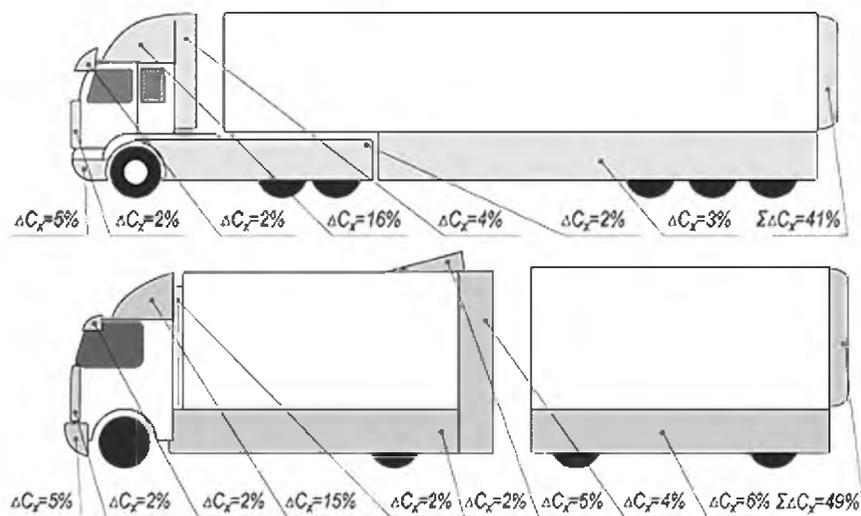


Рисунок 3.2.8 Достижимое снижение коэффициента C_x при установки аэродинамических устройств на седельном и прицепном автопоезде

Аэродинамика решает задачи не только на скорость и экономичность автомобиля, но и по обеспечению хорошей курсовой устойчивости, управляемости автомобиля и снижения шумов при его движении.

3.3 Сила сопротивления качению

Возникновение силы сопротивления качению (самопередвижению), при движении обусловлено потерями энергии на внутреннее трение в шинах, поверхностное трение шин о дорогу и образование колеи (на деформируемых дорогах).

При нагружении автомобильного колеса вертикальной нагрузкой происходит упругая деформация шины, сопровождаемая затратой энергии. Для оценки упругих свойств шины нужно сравнить работу, затраченную на деформацию шины (h – радиальная деформация), при нагружении ее вертикальной нагрузкой (G_k – вес, приходящийся на ведущие колесо) с работой при ее разгрузке. Работа при нагружении шины равна площади Oab (см. рисунок 3.3.1. а), а работа при разгрузке – площади cab . Отрезок Oc характеризует остаточную деформацию шины, а площадь Oac – часть работы, затраченная на механическое и молекулярное трение в материалах шины.

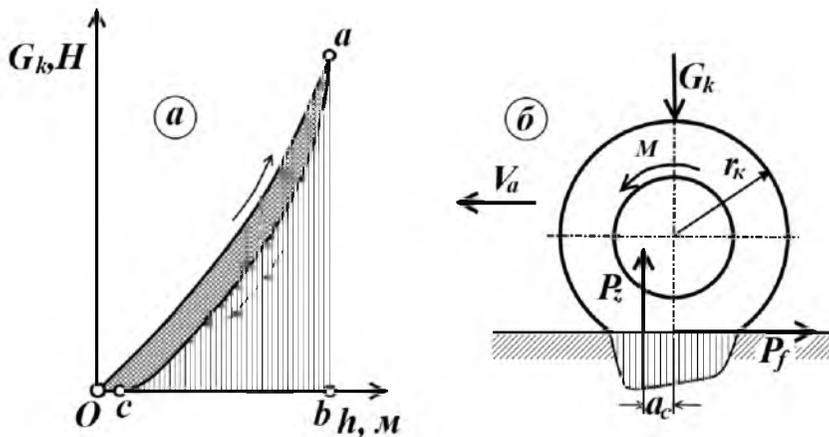


Рисунок 3.3.1 Возникновение силы сопротивления качению (самопередвижению). а) потеря энергии при деформации шины – нагрузки, разгрузки (петля гистерезиса); б) схема сил действующие на колесо

Потери энергии на трение в шине называются гистерезисом, а площадь Oac принято называть петлей гистерезиса. По петле гистерезиса может быть определена сила, нужная для преодоления внутреннего сопротивления при деформации шины.

При качении колеса по твердой опорной поверхности, нагруженного вертикальной силой, энергия затрачивается на трение в материалах шины (протектор, каркас, слои корда и др.) и на трение скольжения в месте кон-

такта шины с дорогой (см. рисунок 3.3.1, б). Потери энергии на трение (проскальзывание колеса) по опорной поверхности невелики.

Главным видом нагружения в эксплуатации является вертикальная нагрузка, которая вызывает основные деформации и напряжения в элементах шины. Окружные силы (момент на колесе) несколько изменяют и усиливают деформацию шины.

Потери на трение в шине необратимы, так как при деформации она нагревается и из нее выделяется теплота, которая рассеивается в окружающую среду. Энергия, затрачиваемая на деформацию шины, не возвращается полностью при последующем восстановлении ее формы.

Методы определения потерь на качение по гистерезису шины представляют большой интерес, однако они еще недостаточно разработаны, поэтому сопротивление качению автомобильного колеса определяется опытным путем.

Схема сил, действующих на ведомое колесо автомобиля, показана на рисунке 3.3.1, б. На колесо приложены – вертикальная нагрузка G_k , реакция дороги P_z (обратная по величине вертикальной нагрузке), момент на колесе M и сила сопротивления качению P_f направленная противоположно движению колеса.

Деформация в передней части контакта шины катящегося колеса больше, чем в задней части контакта. В результате эпюра нормальных реакций опорной поверхности, несимметричная как в случае неподвижного колеса. Равнодействующая этих реакций P_z , равная по величине вертикальной нагрузке G_k , при качении сдвигается вперед на некоторое расстояние a_c (плечо сопротивления качению). Это расстояние возрастает по мере увеличения гистерезисных потерь.

Реакция P_z создает момент $P_z \cdot a_c$, противодействующий качению колеса.

Величину силы сопротивления качению P_f (движение равномерное) находят из условия равновесия колеса:

$$P_z \cdot a_c = P_f \cdot r_k \quad (3.8)$$

откуда

$$P_f = P_z \cdot \frac{a_c}{r_k}, H \quad (3.9)$$

Отношение a_c/r_k обозначается буквой f и называется коэффициентом сопротивления качению, характеризующим потерю энергии, связанные с качением колеса.

Коэффициент сопротивления качению f определяется экспериментально. Коэффициент зависит от материала, конструкции шин, давления воздуха в них, твердости и состояния дорожного покрытия, сопротивления подвески деформациям, при перекачивании колес через неровности дороги и режима движения автомобиля.

При уменьшении давления воздуха в шинах большегрузных автомобилей на 0,1 МПа (например, зимой) сопротивление качению увеличивается на 10 %. Грубый зимний рисунок протектора увеличивает f еще на 5 %.

При увеличении скорости автомобиля коэффициент сопротивления качению f возрастает, при номинальных нагрузках на колесо и давлении воздуха в шине рост коэффициента f становится заметным, при $V_a = 15 \dots 20$ м/с (54 ... 72 км/ч). Зависимость коэффициента от скорости движения автомобиля V_a приближенно определяют по эмпирической формуле:

$$f_x = f_o \cdot \left(1 + \frac{V_x^2}{2500} \right) \quad (3.10)$$

где f_o – статический коэффициент сопротивления качению дороги (см. Приложение Б), для расчетов принимают асфальтобетонное покрытие дороги в отличном состоянии.

V_x – текущая скорость автомобиля, м/с (см. формулу 2.2);

Силы сопротивления качению ведомых (P_{f1}) и ведущих (P_{f2}) колес различны. Однако для упрощения расчетов принято потери на качение колес относить ко всему автомобилю (P_f). Так как $P_z \approx G_k$ и обратно только по направлению можно уравнение (3.9) записать для всего автомобиля:

$$P_f = f \cdot G_a, H \quad (3.11)$$

В случае движения автомобиля по дороге с уклоном:

$$P_f = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha, H \quad (3.12)$$

где α – уклон дороги, градус.

Сила сопротивления качению (P_f) зависит от конструкции и материала шины, скорости движения, величины приложенных к колесу внешних сил, дорожных условий и достигает наибольшего значения при движении по горизонтальной дороге.

При движении автомобиля по мягким дорогам шина, углубляясь в покрытие дороги, спрессовывает частицы опорной поверхности, что требует также затраты энергии.

3.4 Сила сопротивления подъему

В процессе движения автомобиль преодолевает дорожные подъемы и спуски. При движении на подъем автомобиль испытывает дополнительное сопротивление, которое зависит от угла, наклона дороги к горизонту, измеряемого в продольной плоскости (см. рисунок 3.4.1). Эта сила является составляющей силы тяжести, направленная навстречу движению автомобиля (P_o).

В процессе спуска автомобиля сила сопротивления подъема направлена вдоль движения автомобиля и способствует движению автомобиля. Да же при небольших уклонах сила скатывания (сопротивления подъема) может достигать величины превосходящей все силы сопротивления движения и тогда транспортное средство уже движется с ускорением.

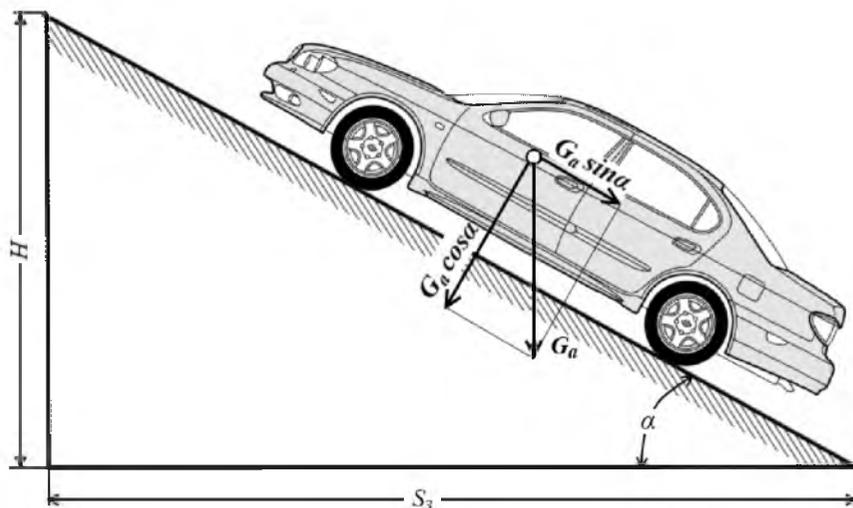


Рисунок 3.4.1 Схема сил действующих на транспортное средство, при равномерном движении на подъеме

Крутизна подъема дороги может оцениваться как углом α (градус), так и величиной уклона i (в сотых долях или процентах подъема) дороги, равного отношению превышения дороги H к заложению S_3 . Так как углы подъема автомобильных дорог сравнительно невелики ($4^\circ - 5^\circ$), то для них принимают, что:

$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i \quad (3.13)$$

Сила тяжести автомобиля G_a , преодолевающего подъем, разлагается на две составляющие. Составляющую, действующую параллельно профилю дороги, называют силой сопротивления подъему и обозначают P_α .

$$P_\alpha = G_a \cdot \sin \alpha \cdot H \quad (3.14)$$

При движении под уклон эта сила способствует движению автомобиля.

При больших значениях уклона ($\alpha \geq 5^\circ$), рекомендуется использовать для точности расчетов $\sin \alpha$.

Для быстрого перевода одних величин в другие можно пользоваться номограммой (Рисунок 3.4.2 – номограмма перевода значений уклонов автомобильной дороги из градусной меры в проценты и обратно).

3.5 Сила сопротивления разгону (ускорению)

При поступательном ускоренном движении автомобиля приходится преодолевать силу инерции. Каждый из нас не раз испытывал ошутимое действие этой силы, когда совершал поездку на любом виде транспорта. При резких торможениях, когда автобус, трамвай или другой вид транспорта замедляет скорость движения, мы отклоняемся вперед. И, наоборот, при резком увеличении скорости эта сила заставляет нас непроизвольно отклониться назад. Чем больше изменение скорости движения, тем больше значение этой силы.

Точно так же действует сила и на автомобиль. При увеличении скорости сила инерции противодействует движению, являясь силой сопротивления разгону. При замедлении движения она является движущей силой. При точных расчетах в теории автомобиля учитывают как силу инерции массы всего автомобиля, так и силы инерции вращающихся частей автомобиля, ускоряющих или замедляющих свое вращение (двигатель, трансмиссия, тормозные диски и/или барабаны, колес и т.п.)

Если известно ускорение автомобиля, то можно подсчитать значение силы сопротивления разгона по формуле:

$$P_i = \frac{G_a \cdot \delta \cdot j}{g}, \text{ Н} \quad (3.15)$$

где j – ускорение транспортного средства, м/с^2 ;

$g = 9,807$ – ускорение свободного падения (силы тяжести), м/с^2 .

δ – коэффициент учета вращающихся масс, который показывает, во сколько раз энергия, затраченная на разгон автомобиля, больше энергии поступательно движущихся масс. Наибольшую часть энергии поглощают маховик и колеса транспортного средства.

Приближенно коэффициент учета вращающихся масс можно вычислить по формуле:

$$\delta = 1,03 + a \cdot (i_{к1} \cdot i_{\delta})^2 \quad (3.16)$$

где a – постоянный коэффициент (зависти от типа автомобиля). Для легковых автомобилей $a = 0,05 \dots 0,07$, грузовых автомобилей и автобусов $a = 0,04 \dots 0,05$;

$i_{к1}$ – передаточное число коробки передач на рассчитываемой передаче;

i_{δ} – передаточное число дополнительной коробки (раздаточной) на рассчитываемой передаче. Если дополнительная коробка отсутствует, принимается $i_{\delta} = 1$.

Когда движущая сила уравнивает все силы сопротивления, движение автомобиля будет равномерным. Если же величина движущей силы будет

больше суммы всех сил сопротивления, произойдет разгон автомобиля – увеличение его скорости.

3.6 Уравнение тягового баланса движения транспортного средства

Уравнение тягового баланса позволяет определить тяговую силу, когда известны силы сопротивления движения, динамические качества автомобиля: максимальная скорость движения, ускорение, время разгона до заданной скорости и длины пути разгона автомобиля.

Тяговым балансом называется сумма всех сил сопротивления движению автомобиля (см. рисунок 3.1.2), записывается уравнением:

$$P_k = P_f \pm P_\alpha + P_w \pm P_i, H \quad (3.17)$$

где P_k – активная сила, возникающая в контакте колес с дорогой и вызывающая движение автомобиля или касательная сила тяги на ведущих колесах (тяговая сила), H ; Касательную силу тяги на ведущих колесах развиваемую транспортным средством вычисляют по формуле:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, H \quad (3.18)$$

P_f – сила сопротивления дороги (сопротивление качению колеса (шины)), H ;

P_α – сила сопротивления подъему (спуску) автомобиля, H . На подъеме значения принимаются положительными (+), при движении на спуске отрицательными (-);

P_w – сила сопротивления воздуха, H ;

P_i – сила сопротивления разгону (сила инерции), H . При ускорении (разгоне) транспортного средства значения принимаются положительные (+), при замедлении (торможении) отрицательные (-).

Одновременное действие сил сопротивления подъему и дороги (качению) составляет суммарную силу сопротивления дороги.

Суммарная сила сопротивления дороги:

$$P_\psi = P_f \pm P_\alpha, H \quad (3.19)$$

Знак плюс берется при движении автомобиля на подъем, знак минус при движении под уклон.

Подставляя в формулу суммарной силы сопротивления дороги значения P_f и P_α , получим:

$$P_\psi = G_a \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha), H \quad (3.20)$$

Выражение в скобках называют суммарным коэффициентом сопротивления дороги и обозначают буквой ψ :

$$\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha, \quad (3.21)$$

тогда:

$$P_\psi = G_a \cdot \psi, H \quad (3.22)$$

Уравнение тягового баланса решают для установившегося равномерно, прямолинейного движения:

$$P_k = P_{f+w} = P_f + P_w \cdot H \quad (3.23)$$

Все вычисления заносятся в таблицу (Таблица заполнена для ВАЗ - 2114). Строится график, по которому проводят анализ движения транспортного средства. Графическое изображение уравнения тягового баланса называется тяговой характеристикой автомобиля (см. рисунок 3.6.1).

Таблица 3.6.1 Данные тягового баланса

ω , рад/с	50,3	100,5	150,8	201,1	251,3	314,2	377	439,8	502,7	552,9	578,1
Ме, Н·м	101,7	108,8	113,9	116,9	117,9	116,3	111,6	103,6	92,5	81,3	74,9
I - передача											
V_b , м/с	1,4	2,9	4,3	5,8	7,2	9,0	10,8	12,6	14,4	15,9	16,6
P_w , Н	1,1	4,3	9,7	17,2	26,9	42,1	60,5	82,4	107,7	130,2	142,4
P_f , Н	232,8	233,3	234,3	235,7	237,4	240,1	243,4	247,4	251,9	256,0	258,1
P_{f+w} , Н	233,9	237,6	244,0	252,9	264,3	282,2	303,9	329,8	359,6	386,2	400,5
P_k , Н	3270	3498	3662	3759	3791	3739	3588	3331	2974	2614	2408
II - передача											
V_{II} , м/с	1,8	3,7	5,5	7,4	9,2	11,5	13,8	16,1	18,4	20,2	21,2
P_w , Н	1,8	7,0	15,8	28,1	43,8	68,5	98,6	134,2	175,3	212,0	231,8
P_f , Н	232,9	233,8	235,4	237,6	240,4	244,9	250,3	256,7	264,0	270,6	274,2
P_{f+w} , Н	234,7	240,8	251,2	265,7	284,2	313,4	348,9	390,9	439,3	482,6	506,0
P_k , Н	2562	2741	2870	2945	2971	2930	2812	2610	2331	2048	1887
...											
V - передача											
V_V , м/с	3,8	7,6	11,5	15,3	19,1	23,9	28,6	33,4	38,2	42,0	43,9
P_w , Н	7,6	30,2	67,9	120,8	188,7	294,9	424,6	577,8	755,0	913,3	998,4
P_f , Н	233,9	238,0	244,8	254,3	266,4	285,5	308,8	336,3	368,1	396,5	411,8
P_{f+w} , Н	241,5	268,2	312,7	375,1	455,1	580,4	733,4	914,1	1123	1309	1410
P_k , Н	1234	1321	1383	1419	1431	1412	1355	1258	1123	987,2	909,5

Зона между кривыми сил P_{f+w} и P_k называется избыточной тяговой силой $P_{из}$, которая может быть использована на преодоление дополнительного сопротивления движению или на разгон автомобиля. По мере повышения скорости избыточная тяговая сила уменьшается.

Если кривая P_k расположена ниже кривой P_{f+w} , то автотранспортное средство может двигаться только замедленно.

Построив график избыточной тяговой силы, можно решать ряд задач по определению динамических свойств автомобиля.

Однако ввиду того, что суммарная сила сопротивления дороги и сила сопротивления разгону зависят от силы тяжести автомобиля, при использо-

вании графика силового баланса нужно для различных значений веса автомобиля и дорожного сопротивления строить каждый раз кривую P_{f+w} . По тяговому балансу, трудно сравнивать динамические свойства различных автомобилей, так как вследствие разной массы сопротивление их движению в одинаковых условиях различно.

Кривые P_{f+w} и P_{K} , при верном построении, пересекаются в значении максимальной скорости транспортного средства заданной по расчету.

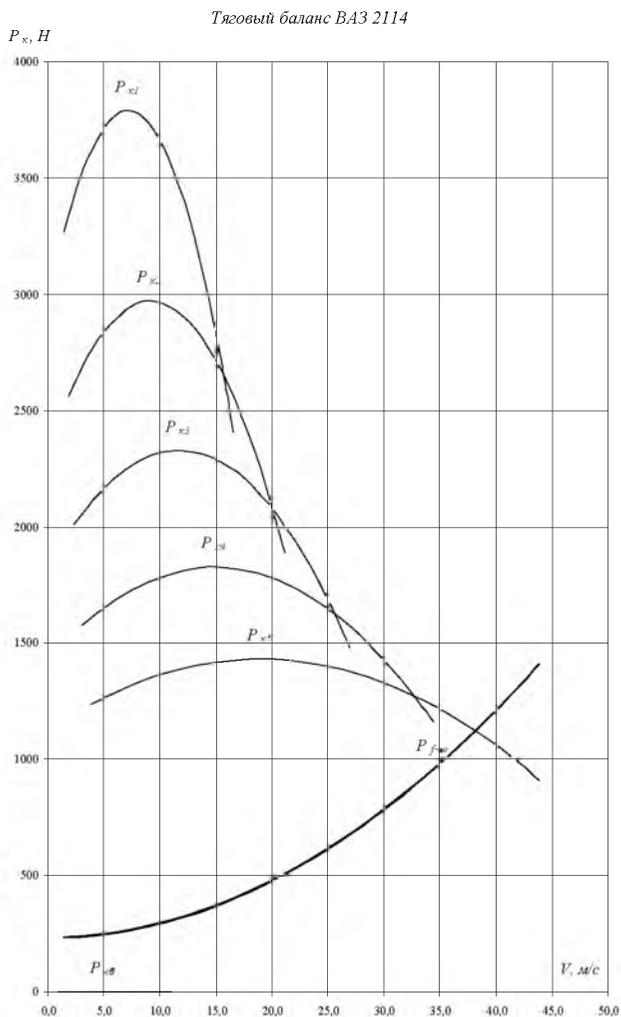


Рисунок 3.6.1 Тяговый баланс автомобиля с 5-ти ступенчатой коробкой переменных передач

3.7 Мощностной баланс транспортного средства

В теории автомобиля иногда вместо уравнения тягового баланса пользуются мощностным балансом автомобиля, который имеет вид:

$$N_{\kappa} = N_f \pm N_{\alpha} + N_w \pm N_i, \text{ кВт} \quad (3.24)$$

где N_{κ} – мощность, развиваемая на ведущих колесах (тяговая мощность), кВт;

Связь между мощностью N_e развиваемой двигателем, и мощностью N_{κ} на ведущих колесах выражается уравнением:

$$N_{\kappa} = N_e \cdot \eta_{mp}, \text{ кВт} \quad (3.25)$$

где η_{mp} – КПД трансмиссии;

N_f - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, кВт;

$$N_f = f \cdot G_a \cdot V_a, \text{ кВт} \quad (3.26)$$

или

$$N_f = P_f \cdot V_a, \text{ кВт} \quad N_f = \frac{P_f \cdot V_x}{1000} \quad (3.27)$$

В случае движения автомобиля по дороге с уклоном:

$$N_f = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot V_a, \text{ кВт} \quad (3.28)$$

N_{α} - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъема (спуска) автомобиля, кВт;

$$N_{\alpha} = G_a \cdot \sin \alpha \cdot V_a, \text{ кВт} \quad (3.29)$$

или

$$N_{\alpha} = P_{\alpha} \cdot V_x, \text{ кВт} \quad (3.30)$$

N_w - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$$N_w = C_x \cdot \frac{\rho \cdot V_a^3}{2} \cdot S_m, \text{ кВт} \quad (3.31)$$

или

$$N_w = \frac{P_w \cdot V_x}{1000}, \text{ кВт} \quad (3.32)$$

N_i - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону (ускорения, замедления) кВт;

$$N_i = \frac{G_a \cdot \delta \cdot j \cdot V_a}{g}, \text{ кВт} \quad (3.33)$$

или

$$N_i = P_i \cdot V_a, \text{ кВт} \quad (3.34)$$

Уравнение баланса мощности решают для установившегося равномерного, прямолинейного движения:

$$N_{\kappa} = N_{f+w} = N_f + N_w, \text{ кВт} \quad (3.35)$$

Все вычисления заносятся в таблицу (Таблица заполнена для ВАЗ - 2114). График строится для заданного автомобиля и решаются те же задачи, что и при использовании графика силового баланса.

Уравнение мощностного баланса показывает, как распределяется мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля для преодоления различных сопротивлений движению.

Разность между кривыми мощности двигателя N_e и мощностью на ведущих колесах N_{κ} представляет собой мощность трения N_{mp} , затрачиваемую на преодоление механических потерь:

$$N_{mp} = N_{\kappa} - N_e = (1 - \eta_{mp}) \cdot N_e, \text{ кВт} \quad (3.36)$$

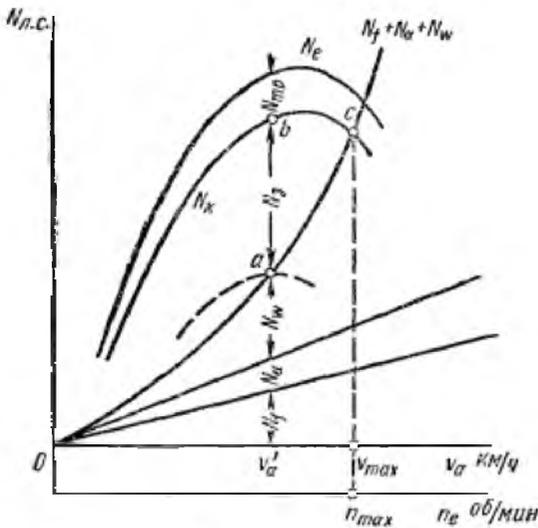
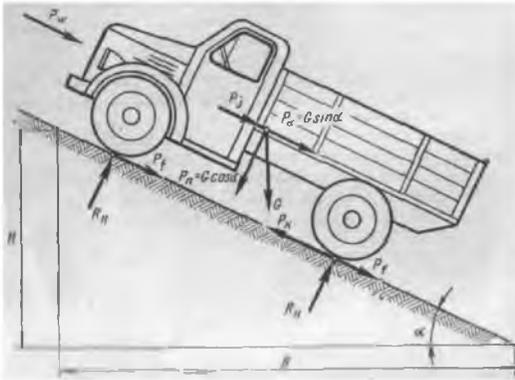


Рис. 15. Мощностной баланс автомобиля на высшей передаче



Часть 4 Расчет и построение динамической характеристики транспортного средства

4.1 Динамический фактор

Динамический фактор транспортного средства, является показателем его тягово-скоростных качеств и определяется по формуле:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \quad (4.1)$$

4.2 Расчет ускорения и величины обратной ускорению

При эксплуатации автомобилей время их движения с постоянной скоростью невелико. Большую часть времени автомобили движутся ускоренно или замедленно, а также накатом. Особенно большая неравномерность движения наблюдается при эксплуатации автомобилей в городских условиях.

Величина ускорения, развиваемого автомобилем, в значительной мере характеризует его тяговые свойства: чем выше ускорение, тем выше средняя скорость движения и тяговые свойства автомобиля.

Величину ускорения определяют из уравнения:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (4.2)$$

где $g = 9,807$ – ускорение свободного падения (силы тяжести), м/с^2 ;

δ – коэффициент учета вращающихся масс (см. формулу 3.16);

ψ – суммарный коэффициент сопротивления дороги (см. формулу 3.21).

График ускорения в зависимости от скорости движения строят для полностью груженого автомобиля при условии его движения по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием в хорошем состоянии, для которой принимают $\phi = f = 0,015$.

Значения динамического фактора D берутся по динамической характеристике автомобиля.

Коэффициент δ учета вращающихся масс определяется для каждой передачи по формуле (24).

На рис. 18 приведен график ускорения легкового автомобиля. Точки b и c пересечения кривых ускорений определяют скорости v_{a12} и v_{a28} , при которых следует производить переключение передач, чтобы интенсивность разгона была максимальной.

$$j = \frac{D - \Psi}{\delta} g_{\text{м/сек}^2}.$$

Величина обратного ускорения определяется по формуле:

$$j_{\text{обр}} = \frac{1}{j}, \text{ с}^2/\text{м} \quad (4.3)$$

Обратное ускорение используется для последующих расчетов.

Приложение А

Таблица А.1 Шины для легковых автомобилей ГОСТ 4754-97

Обозначение шины	Обозначение профиля обода по ОСТ 37.001429	Размеры дорожных шин, мм, на рекомендуемом ободе				Экономичная нагрузка на шину и давление в шине, соотв. этой нагрузке	
		Наружный диаметр, (пред. откл. ±1%)	Ширина профиля, не более	Статический радиус (пред. откл. ±1%)	Радиус качения (справ.)	Нагрузка, Н (кгс)	Давление, МПа (кгс/см ²)
Радиальные шины							
135/80 R12	$\frac{4,00B}{4,50}$	521	140	239	252	2599 (265)	0,20 (2,0)
155/80 R13	$\frac{4\frac{1}{2}J}{4J}$ 5J $5\frac{1}{2}J$	578	157	263	279	3629 (370)	0,19 (1,9)
165/80 R13	$\frac{4\frac{1}{2}J}{5J}$ 4J $5\frac{1}{2}J$	596	167	271	287	4021 (410)	0,20 (2,0)
175/80 R13	$\frac{4J}{4\frac{1}{2}J}$	608	172	276	293	4413 (450)	0,20 (2,0)
155/70 R13	$\frac{4\frac{1}{2}J}{4J}$ 5J	548	157	252	267	3138 (320)	0,20 (2,0)
165/70 R13	$\frac{4\frac{1}{2}J}{5J}$ 4J	568	167	260	275	3530 (360)	0,20 (2,0)
175/70 R13	$\frac{5J}{5\frac{1}{2}J}$ $4\frac{1}{2}J$	580	176	265	281	3972 (405)	0,20 (2,0)
185/70 R13	$\frac{6J}{7J}$	598	188	272	287	4070 (415)	0,19 (1,9)
185/65 R13	$\frac{5\frac{1}{2}J}{6J}$	568	191	260	275	3883 (396)	0,19 (1,9)
175/80 R16	5J	686	178	315	330	4925 (505)	0,20 (2,0)
165/80 R14	$\frac{5J}{4\frac{1}{2}J}$	622	172	284	301	4266 (435)	0,20 (2,0)

Продолжение таблицы А.1

Обозначение шины	Обозначение профиля обода по ОСТ 37.001429	Размеры дорожных шин, мм, на рекомендуемом обode				Экономичная нагрузка на шину и давление в шине, соотв. этой нагрузке	
		Наружный диаметр, (пред. откл. ±1%)	Ширина профиля, не более	Статический радиус (пред. откл. ±1%)	Радиус качения (справ.)	Нагрузка, Н (кгс)	Давление, МПа (кгс/см ²)
Радиальные шины							
175/70 R14	$\frac{5J}{5\frac{1}{2}J}$	600	176	278	293	4168 (425)	0,20 (2,0)
185/70 R14	$\frac{5J}{5\frac{1}{2}J}$	624	187	285	301	4658 (475)	0,21 (2,1)
205/70 R14	$\frac{5\frac{1}{2}J}{6J}$ $6\frac{1}{2}J$	652	206	295	313	5688 (580)	0,21 (2,1)
185/80 R15 C	$\frac{5\frac{1}{2}J}{5J}$ 6J	674	188	310	329	8581 (875)	0,44 (4,5)
215/80 R16 C	6J	755	218	355	364	10150 (1035)	0,37 (3,8)
225/75 R16 C	$\frac{6\frac{1}{2}J}{6J}$ $5\frac{1}{2}J$	744	228	338	359	14220 (1450)	0,59 (6,0)
Диagonальные шины							
155-13/6,15-13	$4\frac{1}{2}J$	600	158	278	284	3629 (370)	0,19 (1,9)
165-13/6,45-13	$\frac{4\frac{1}{2}J}{5J}$	610	167	285	291	3629 (370)	0,17 (1,7)
5,90-13 C	$\frac{4J}{4\frac{1}{2}J}$	620	154	292	298	4168 (425)	0,20 (2,0)
6,40-13 C	$\frac{4\frac{1}{2}J}{5J}$	645	172	303	309	4903 (500)	0,25 (2,5)
215/90-15 C	$\frac{6L}{6J}$	777	218	364	371	7600 (775)	0,26 (2,6)
6,50-16 C	4,50E	760	180	360	367	6374 (650)	0,27 (2,7)
175/80-16 C	5J	692	178	326	328	5050 (515)	0,21 (2,1)

Таблица А.2 Индекс несущей способности ГОСТ 4754-97

Инд.	кг.	Инд.	кг.	Инд.	кг.	Инд.	кг.	Инд.	кг.	Инд.	кг.	Инд.	кг.
1	46,2	36	125	71	345	106	950	141	2575	176	7100	211	19500
2	47,5	37	128	72	355	107	975	142	2650	177	7300	212	20000
3	48,7	38	132	73	365	108	1000	143	2725	178	7500	213	20600
4	50	39	136	74	375	109	1030	144	2800	179	7750	214	21200
5	51,5	40	140	75	387	110	1060	145	2900	180	8000	215	21800
6	53	41	145	76	400	111	1090	146	3000	181	8250	216	22400
7	54,5	42	150	77	412	112	1120	147	3075	182	8500	217	23000
8	56	43	155	78	426	113	1150	148	3150	183	8750	218	23600
9	58	44	160	79	437	114	1180	149	3250	184	9000	219	24300
10	60	45	165	80	460	115	1215	150	3350	185	9250	220	25000
11	61,5	46	170	81	461	116	1250	151	3450	186	9500	221	25750
12	63	47	175	82	475	117	1285	152	3550	187	9750	222	26500
13	65	48	180	83	487	118	1320	153	3650	188	10000	223	27250
14	67	49	185	84	500	119	1360	154	3750	189	10300	224	28000
15	69	50	190	85	515	120	1400	155	3875	190	10600	225	29000
16	71	51	195	86	530	121	1450	156	4000	191	10900	226	30000
17	73	52	200	87	545	122	1500	157	4125	192	11200	227	30750
18	75	53	206	88	560	123	1550	158	4250	193	11500	228	31500
19	77,5	54	212	89	580	124	1600	159	4375	194	11800	229	32500
20	80	55	218	90	600	125	1650	160	4500	195	12150	230	33500
21	82,5	56	224	91	615	126	1700	161	4625	196	12500	231	34500
22	86	57	230	92	630	127	1750	162	4750	197	12850	232	35500
23	87,5	58	236	93	650	128	1800	163	4875	198	13200	233	36500
24	90	59	243	94	670	129	1850	164	5000	199	13600	234	37500
25	92,5	60	250	95	690	130	1900	165	5150	200	14000	235	38750
26	95	61	257	96	710	131	1950	166	5300	201	14500	236	40000
27	97,5	62	265	97	730	132	2000	167	5450	202	15000	237	41250
28	100	63	272	98	750	133	2060	168	5600	203	15500	238	42500
29	103	64	280	99	775	134	2120	169	5800	204	16000	239	43750
30	106	65	290	100	800	135	2180	170	6000	205	16500	240	45000
31	109	66	300	101	825	136	2240	171	6150	206	17000	241	46250
32	112	67	307	102	850	137	2300	172	6300	207	17500	242	47500
33	115	68	315	103	875	138	2360	173	6500	208	18000	243	48750
34	118	69	325	104	900	139	2430	174	6700	209	18500	244	50000
35	121	70	335	105	925	140	2500	175	6900	210	19000	245	51500

Таблица А.3 Скорости, применяемые при эксплуатации шин, и соответствующие им индексы категории скорости ГОСТ 4754-97.

Индекс категории скорости	Соответствующая скорость, км/ч	Индекс категории скорости	Соответствующая скорость, км/ч
A	40	P	150
B	50	Q	160
C	60	R	170
D	65	S	180
E	70	T	190
F	80	U	200
G	90	H	210
J	100	V	240
K	110	W	270
L	120	Y	300
M	130	Z	Свыше 300
N	140		

Приложение Б

Таблица Б.1 Коэффициент сопротивления качению дороги (статический)

Цементобетонное и асфальтобетонное покрытия: в отличном состоянии в удовлетворительном состоянии	0,012-0,018 0,018-0,020
Щебеночное или гравийное шоссе: обработанное вяжущими органическими материалами без обработки	0,020-0,025 0,030-0,040
Брусчатка	0,020-0,025
Булыжная мостовая: в хорошем состоянии с выбоинами	0,023-0,300 0,035-0,050
Хорошие нескользкие грунтовые и гравийные дороги с незначительной колеиностью, сухие	0,030
Плохие нескользкие грунтовые и гравийные дороги с колеиностью	0,060
Грунтовые после дождя	0,050-0,150
Грунтовые размокшие дороги с глубоко прорезаемой колеи и в период распутицы	0,100-0,250
Суглинистая или глинистая целина: сухая в пластическом состоянии в текучем состоянии	0,040-0,060 0,100-0,200 0,200-0,300
Песок влажный	0,080-0,150
Песок сыпучий (сухой)	0,150-0,300
Снежные укатанные дороги расчищенные	0,030-0,050
Снежные дороги нерасчищенные	до 0,100
Лед или обледенелая дорога	0,018-0,030

Таблица Б.2 Коэффициент сцепления колеса (шины) с дорогой

Тип покрытия	Коэффициент сцепления колеса (шины)		
	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное, цементобетонное:			
сухое	0,50-0,70	0,70-0,80	0,70-0,80
мокрое	0,35-0,45	0,45-0,55	0,50-0,60
покрытое грязью	0,25-0,45	0,25-0,40	0,25-0,45
Щебеночное:			
сухое	0,50-0,60	0,60-0,70	0,60-0,70
мокрое	0,30-0,40	0,30-0,50	0,40-0,55
Грунтовая дорога:			
сухая	0,40-0,50	0,50-0,60	0,50-0,60
после дождя	0,20-0,40	0,30-0,45	0,35-0,50
в период распутицы	0,15-0,25	0,15-0,25	0,20-0,30
мокрая	0,35-0,40	0,40-0,50	0,40-0,50
Снег:			
рыхлый	0,20-0,30	0,20-0,40	0,20-0,40
укатанный	0,15-0,20	0,20-0,25	0,30-0,50
Обледенелая дорога и гладкий лед	0,08-0,15	0,10-0,20	0,05-0,10
Тающая гололедица	0,05-0,10	0,06-0,10	0,05-0,10
Песок:			
сухой			0,20-0,30
влажный			0,40-0,50
Суглинок:			
сухой			0,40-0,50
увлажненный до пластического состояния			0,30-0,45
увлажненный до текучего состояния			0,15-0,25

Таблица Б.3 Коэффициентов сцепления колеса с дорогой для различных условий эксплуатации по данным замеров «За рулем», «Авторевю» и ГУ ЭКЦ МВД России за 1998 – 2008 годы

Тип шин		Сухой асфальт	Мокрый асфальт	Снег	Лёд
Рекомендуемые значения для расчёта параметров торможения АТС при разборе ДТП		0,70-0,80	0,35-0,45	0,20-0,30	0,10-0,20
Летние	без АБС	0,65-0,98	0,56-0,85	0,34	0,08
	с АБС	0,78-1,17	0,56-0,95	н.д.	н.д.
Все сезонные	без АБС	0,65-0,8	0,46-0,71	0,29-0,41	0,08-0,12
	с АБС	н.д.	н.д.	н.д.	н.д.
Внедорожные	без АБС	0,53-0,78	0,53-0,72	н.д.	н.д.
	с АБС	0,77-0,91	0,61-0,92	0,18-0,48	0,09-0,20
Зимние без шипов	без АБС	0,60-0,96	0,54-0,73	0,33-0,50	0,07-0,17
	с АБС	0,67-1,05	0,61-1,00	0,33-0,53	0,12-0,21
Зимние с шипами	без АБС	0,60-0,93	0,50-0,64	0,22-0,50	0,10-0,26
	с АБС	0,56-0,84	0,60-1,10	0,36-0,57	0,10-0,28
Все типы шин		0,53-1,17	0,46-1,10	0,18-0,57	0,07-0,28
Все типы шин без АБС		0,53-0,98	0,46-0,85	0,22-0,50	0,07-0,26

Таблица Б.4 Величина температурной поправки к коэффициенту сцепления по ГОСТ 30413-96

Температура воздуха, °С	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30 ...+40
Величина поправки	-0,06	-0,04	-0,03	-0,02	0	+0,01	+0,02

Приложение В

Таблица В.1 Определение категории дорог по ее поперечным свойствам
СНиП 2.05.02-85 (1997)

Параметры элементов дорог	Категории дорог									
	1-а			1-б			II	III	IV	V
Число полос движения	4	6	8	4	6	8	2	2	2	1
Ширина полосы движения, м	3,75			3,75			3,75	3,5	3	-
Ширина проезжей части в каждом направлении, м	7,5	11,25	15	7,5	11,25	15	7,5	7	6	4,5
Ширина обочин, м	3,75			3,75			3,75	2,5	2	1,75
Наименьшая ширина укрепленной полосы обочины, м	0,75			0,75			0,75	0,5	0,5	-
Наименьшая ширина разделительной полосы между разными направлениями движения, м	6			5			-	-	-	-
Наименьшая ширина укрепленной полосы на разделительной полосе, м	1			1			-	-	-	-
Ширина земляного полотна, м	28,5	36	43,5	27,5	35	42,5	15	12	10	8

Таблица В.2 Максимально допустимые скорости в зависимости от категории дорог СНиП 2.05.02-85 (1997)

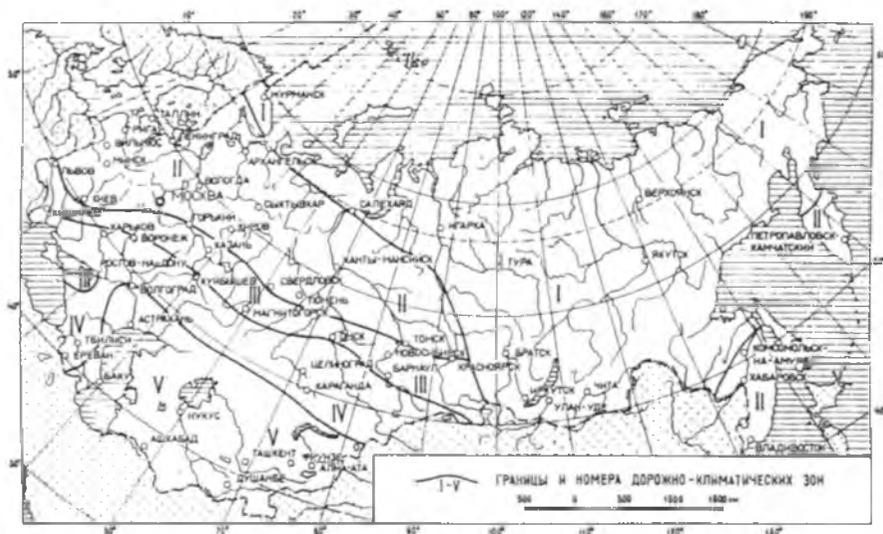
Категория дороги	Расчетные скорости, км/ч		
	основные	допускаемые на трудных участках местности	
		пересеченной	горной
1-а	150	120	80
1-б	120	100	60
II	120	100	60
III	100	80	50
IV	80	60	40
V	60	40	30

Таблица В.3 Максимальные поперечные уклоны проезжей части дорог
СНиП 2.05.02-85 (1997)

Категория дороги	Поперечный уклон. %				
	Дорожно-климатические зоны				
	I	II	III	IV	V
I-а и I-б при двускатном поперечном профиле каждой проезжей части	15	20	20	25	15
I-а и I-б при односкатном профиле полосы от разделительной полосы:					
	первая и вторая	15	20	20	20
третья и последующие полосы	20	25	25	25	20
II - IV	15	20	20	20	15

Примечание: На гравийных и щебеночных покрытиях поперечный уклон принимают 25-30 %, а на покрытиях из грунтов, укрепленных местными материалами, и на мостовых из колотого и булыжного камня - 30-40 %

Дорожно-климатические зоны



Приложение Г

Таблица Г.1 Соотношение между единицами физических величин в системе СИ с другими системами (по ГОСТ 8.417-2002 введенный с 01.09.2003 г)

Величина	Обозначение единицы в системе		Переводной множитель
	СИ и наравне с ней	другой	
Основные единицы			
Длина, S	m	$км$	$1 км = 1000 м$
		$мор.миля$	$1 морская миля = 1852 м$
		$миля$	$1 миля = 1609,3 м$
		$дюйм$	$1 дюйм = 0,0254 м$
Масса, m	$кг$	$кгс·с^2/м$	$1 кгс·с^2/м = 9,81 кг$
		$фунт$	$1 фунт = 0,453592 кг$
		$тонна$	$1 тонна = 1000 кг$
Время, t	$с$	$мин$	$1 мин = 60 с$
		$ч$	$1 ч = 3600 с$
Температура, T	$К$	$°C$	$1 °C = 273,16 К$
Производные единицы			
Сила, F	N ($кг·м/с^2$)	$кгс$	$1 кгс = 9,807 N$
		$Дж/м$	$1 Дж/м = 1 N$
Момент, M	$Н·м$	$кгс·м$	$1 кгс·м = 98,07 Н·м$
		$кг·м$	$1 кг·м = 0,101967982 Н·м$
Мощность, N	$Вт$ ($Дж/с$)	$л.с.$	$1 л.с. = 735,5 Вт$
		$кг·м^2/с^3$	$1 кг·м^2/с^3 = 9,807 Вт$
Момент инерции, J	$кг·м^2$	$кг·м·с^2$	$1 кг·м·с^2 = 9,807 кг·м^2$
Плотность, ρ	$кг/м^3$	$кгс·с^2/м^4$	$1 кгс·с^2/м^4 = 9,807 кг/м^3$
		$кгс/см^2$	$1 кгс/см^2 = 9,81·10^4 Па$
Давление, P	$Па$ ($Н/м^2$)	$бар$	$1 бар = 10^5 Па$
		$мм.рт.ст.$	$1 мм.рт.ст. = 1,33·10^2 Па$
		$атм.$	$1 атм. = 1,013·10^5 Па$
Объем, V	$м^3$	$л$	$1 л = 1·10^{-3} м^3$
		$дм^3$	$1 дм^3 = 1·10^{-3} м^3$
Скорость, v	$м/с$	$км/ч$	$1 км/ч = 0,27(7) м/с$
		$уз$	$1 узел = 0,514(4) м/с$
		$миля/ч$	$1 миля/ч = 0,447 м/с$
Частота вращения, n	$с^{-1}$	$об/с$	$1 об/с = 1 с^{-1}$
		$об/мин$	$1 об/мин = 0,016(6) с^{-1}$

Таблица Г.2 Зависимость плотности воздуха ($\text{кг}/\text{м}^3$) от давления (мм.рт.ст. , МПа) и температуры ($^{\circ}\text{C}$).

мм.рт.ст	740	745	750	755	760	765	770	775
МПа	0,0987	0,0993	0,1000	0,1007	0,1013	0,1020	0,1027	0,1033
-25 $^{\circ}\text{C}$	1,386	1,395	1,404	1,414	1,423	1,433	1,442	1,451
-24 $^{\circ}\text{C}$	1,381	1,389	1,399	1,409	1,417	1,427	1,437	1,445
-22 $^{\circ}\text{C}$	1,370	1,378	1,388	1,397	1,406	1,415	1,425	1,433
-20 $^{\circ}\text{C}$	1,359	1,367	1,377	1,386	1,395	1,404	1,414	1,422
-18 $^{\circ}\text{C}$	1,348	1,356	1,366	1,375	1,384	1,393	1,403	1,411
-16 $^{\circ}\text{C}$	1,338	1,346	1,355	1,365	1,373	1,382	1,392	1,400
-15 $^{\circ}\text{C}$	1,332	1,341	1,350	1,359	1,368	1,377	1,386	1,395
-14 $^{\circ}\text{C}$	1,327	1,335	1,345	1,354	1,362	1,372	1,381	1,389
-12 $^{\circ}\text{C}$	1,317	1,325	1,335	1,344	1,352	1,361	1,371	1,379
-10 $^{\circ}\text{C}$	1,307	1,315	1,324	1,334	1,342	1,351	1,360	1,368
-8 $^{\circ}\text{C}$	1,297	1,305	1,314	1,324	1,331	1,341	1,350	1,358
-6 $^{\circ}\text{C}$	1,288	1,295	1,305	1,314	1,321	1,331	1,340	1,348
-4 $^{\circ}\text{C}$	1,278	1,286	1,295	1,304	1,312	1,321	1,330	1,338
-2 $^{\circ}\text{C}$	1,269	1,276	1,285	1,294	1,302	1,311	1,320	1,328
0 $^{\circ}\text{C}$	1,259	1,267	1,276	1,285	1,292	1,301	1,310	1,318
2 $^{\circ}\text{C}$	1,250	1,258	1,267	1,275	1,283	1,292	1,301	1,308
4 $^{\circ}\text{C}$	1,241	1,249	1,257	1,266	1,274	1,283	1,291	1,299
6 $^{\circ}\text{C}$	1,232	1,240	1,248	1,257	1,265	1,273	1,282	1,290
8 $^{\circ}\text{C}$	1,223	1,231	1,240	1,248	1,256	1,264	1,273	1,280
10 $^{\circ}\text{C}$	1,215	1,222	1,231	1,239	1,247	1,255	1,264	1,271
12 $^{\circ}\text{C}$	1,206	1,214	1,222	1,231	1,238	1,247	1,255	1,262
14 $^{\circ}\text{C}$	1,198	1,205	1,214	1,222	1,229	1,238	1,246	1,254
15 $^{\circ}\text{C}$	1,194	1,201	1,209	1,218	1,225	1,234	1,242	1,249
16 $^{\circ}\text{C}$	1,190	1,197	1,205	1,214	1,221	1,229	1,238	1,245
17 $^{\circ}\text{C}$	1,185	1,193	1,201	1,209	1,217	1,225	1,234	1,241
18 $^{\circ}\text{C}$	1,181	1,189	1,197	1,205	1,213	1,221	1,229	1,236
19 $^{\circ}\text{C}$	1,177	1,184	1,193	1,201	1,208	1,217	1,225	1,232
20 $^{\circ}\text{C}$	1,173	1,180	1,189	1,197	1,204	1,213	1,221	1,228
21 $^{\circ}\text{C}$	1,169	1,176	1,185	1,193	1,200	1,208	1,217	1,224
22 $^{\circ}\text{C}$	1,165	1,172	1,181	1,189	1,196	1,204	1,213	1,220
23 $^{\circ}\text{C}$	1,161	1,168	1,177	1,185	1,192	1,200	1,208	1,216
24 $^{\circ}\text{C}$	1,158	1,165	1,173	1,181	1,188	1,196	1,204	1,211
25 $^{\circ}\text{C}$	1,154	1,161	1,169	1,177	1,184	1,192	1,200	1,207

Приложение Д

Таблица Д.1 Зависимость

Тип кузова	Значение коэффициента аэродинамического сопротивления C_w
 Кабриолет со сложенным тентом	0,5...0,7
 Универсал (2-объемный)	0,5...0,6
 Седан (3-объемный)	0,4...0,55
 Клиновидный кузов: фары и бамперы выполнены заодно с кузовом, колеса и низ кузова закрыты, предусмотрена оптимизация потока охлаждающего воздуха	0,3...0,4
 Фары и все колеса утоплены в кузов, низ кузова закрыт	0,2...0,25
 К-форма кузова (минимальная площадь поперечного сечения в задней части кузова)	0,23
 Оптимальная обтекаемая форма кузова	0,15...0,20
Грузовые автомобили и автопоезда Мотоциклы Автобусы Обтекаемые автобусы	0,8...1,5 0,6...0,7 0,6...0,7 0,3...0,4