

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 13.03.2023 10:45:42
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет» (ЮЗГУ)

Кафедра технологии материалов и транспорта

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
О.Г. Локтионова
« 03 » 04 2021 г.



РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания к выполнению курсового проекта
по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей»
для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-
технологические средства»

Курск 2021

Составитель В.И. Козликин

УДК 629.113/.115(075.8)

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *Б.А. Семенихин*

Расчет показателей эксплуатационных свойств автомобиля
[Текст]: методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей» для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» / сост.: В.И. Козликин; Курск, 2021. 65с., ил. 27, табл. 16. Библиогр.: с.63

Излагаются методические рекомендации по расчету основных показателей эксплуатационных свойств автомобиля, приведен пример определения эксплуатационных характеристик автомобиля КамАЗ-5410.

Предназначены для студентов специальности «Наземные транспортно-технологические средства» 23.05.01 очной и заочной форм обучения

Текст печатается в авторской редакции

ИД № 06430 от 10.12.01

Подписано в печать . Формат 60×84 1/16. Печать офсетная.
Усл.печ.л. . Уч.изд. л . Тираж 100 экз. Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет

Подразделение оперативной полиграфии Юго-Западного
государственного университета. 305040 Курск, ул. 50 лет Октября, 94

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Содержание и объем курсового проекта.....	6
2 Эксплуатационные свойства автомобиля.....	8
2.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	8
2.2 Тяговая характеристика автомобиля. Тяговый баланс.....	14
2.3 Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля.....	23
2.4 Ускорение, время и путь разгона.....	30
2.5 Характеристики тормозных свойств автомобиля.....	41
2.6 Топливно-экономическая характеристика автомобиля.....	46
2.7 Проходимость автомобиля.....	50
2.8 Управляемость автомобиля.....	58
2.9 Устойчивость автомобиля.....	61
2.10 Плавность хода.....	63
Библиографический список.....	68

ВВЕДЕНИЕ

Стремление к совершенствованию конструкции и эффективному использованию автомобилей обуславливает необходимость оценки их качества.

Автомобили характеризуются большим количеством свойств, образующих иерархическую структуру («дерево свойств»). Принято считать, что качество является некоторым наиболее обобщенным, комплексным свойством автомобиля и рассматривается как самый высокий уровень указанной структуры. При этом под *качеством* автомобиля понимается совокупность всех свойств, определяющих его пригодность удовлетворять потребности в соответствии с назначением.

Составляющие качества - *эксплуатационные свойства автомобиля* (топливная экономичность, экологическая безопасность, управляемость, динамичность, устойчивость, плавность хода, проходимость) образуют следующий уровень иерархии. В свою очередь, каждое из названных свойств также может состоять из некоторого числа еще менее общих характеристик. Например, динамика автомобиля обусловлена разгонными, скоростными, тяговыми и тормозными свойствами, а его проходимость определяется опорными, сцепными свойствами и показателями профильной (геометрической) проходимости, которые располагаются на еще более низком уровне иерархической совокупности свойств.

Эксплуатационные свойства автомобиля отражают объективные особенности его конструкции, проявляются в процессе эксплуатации и характеризуют возможности автомобиля при выполнении основной функции - перевозить грузы и пассажиров.

Суждение о качестве автомобиля должно базироваться на соответствующей системе количественных показателей и характеристик. Совокупность этих измерителей должна обеспечить всестороннюю, полную и объективную оценку всех эксплуатационных свойств автотранспортных средств.

Метод оценки качества конструкции автомобиля по значениям показателей его эксплуатационных свойств предложен в 1928 году академиком Е.А.Чудаковым. В настоящее время номенклатура оценочных показателей эксплуатационных свойств

автотранспортных средств и методы их определения устанавливаются государственными (ГОСТ), отраслевыми (ОСТ) и международными стандартами и правилами (стандарты ИСО, правила ЕЭК ООН).

Физический смысл и содержание каждого из указанных эксплуатационных свойств рассмотрены ниже.

При выполнении курсового проекта по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей» студент должен произвести анализ и количественную оценку эксплуатационных свойств автомобиля в соответствии с методикой, изложенной в настоящих методических указаниях.

1 Содержание и объем курсового проекта

Целью курсового проекта является систематизация, закрепление и углубление знаний студентов по основным вопросам теории автомобиля, а также по другим общепрофессиональным и специальным дисциплинам. Студенты выполняют проект самостоятельно в соответствии с индивидуальным заданием, используя учебники, учебные пособия, справочники, ГОСТы, ОСТы, ОН и другие источники информации.

В ходе проектирования определяются показатели и характеристики основных эксплуатационных свойств автомобиля; выполняется критический анализ полученных данных при их сопоставлении с показателями заводов-изготовителей, техническими нормами, регламентируемыми ГОСТами, ОСТами и т.д.

Курсовой проект включает в себя расчетно-пояснительную записку объемом 40...45 страниц формата А4 (210×297) и один лист графического материала, выполненного на чертежной бумаге формата А1 (594×841).

Пояснительная записка должна включать структурные элементы в указанной ниже последовательности: титульный лист (по форме приложения А); задание; реферат; содержание; основную часть; заключение; список использованных источников; приложения (при необходимости).

В структуру основной части «Расчет показателей эксплуатационных свойств автомобиля...» входят следующие параграфы:

- 1 Выбор исходных данных для расчета (краткая техническая характеристика автомобиля)
- 2 Расчет параметров и построение внешней скоростной характеристики двигателя
- 3 Тяговая характеристика автомобиля. Тяговый баланс
- 4 Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля
- 5 Ускорение, время и путь разгона автомобиля
- 6 Тормозная динамика автомобиля
- 7 Топливо-экономическая характеристика автомобиля
- 8 Проходимость автомобиля
- 9 Управляемость автомобиля;

10 Устойчивость автомобиля;

Графический материал состоит из одного листа формата А1.

На листе графического материала представляют результаты расчета показателей эксплуатационных свойств автомобиля: внешнюю скоростную характеристику двигателя, тяговую и динамическую характеристики, графики ускорения и времени разгона АТС, топливно-экономическую характеристику, тормозную диаграмму и тормозную характеристику, а также одну из следующих по заданию руководителя курсового проектирования: характеристики управляемости, устойчивости или показатели профильной проходимости.

При выполнении курсового проекта студент может использовать компьютер, как при подготовке расчетно-пояснительной записки, так и графического материала.

Оформление расчетно-пояснительной записки и графического материала производят в соответствии с СТУ 04.02.030-2017 и стандартами ЕСКД.

2 Эксплуатационные свойства автомобиля

2.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Источником энергии на автомобиле служит двигатель внутреннего сгорания. Характеристики двигателя служат для определения его мощностных и экономических показателей. Наиболее важные характеристики – скоростные, нагрузочные и регулировочные – позволяют оценивать работу двигателей, а также судить о совершенстве их конструкции.

Величина мощности двигателя зависит от частоты вращения коленчатого вала, количества и состава горючей смеси в цилиндрах, опережения зажигания у бензинового двигателя или впрыска у дизеля и т.д. При исследовании динамичности автомобиля изменение мощности рассматривают в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, считая, что остальные параметры оптимальные, т.е. используют скоростную характеристику двигателя.

Скоростная характеристика - графическое изображение зависимости мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Если скоростную характеристику получают при полной нагрузке двигателя, т.е. при полной подаче топлива, то ее называют **внешней скоростной характеристикой**. При неполной подаче топлива или неполной нагрузке двигателя получают **частичные скоростные характеристики**. Двигатель имеет только одну внешнюю скоростную характеристику и большое число частичных, среди которых и характеристика холостого хода.

Тягово - скоростные свойства автомобиля определяют при работе двигателя на внешней скоростной характеристике.

Внешнюю скоростную характеристику бензинового двигателя легкового автомобиля (иногда автобуса) снимают при полной подаче топлива без ограничителя максимальных оборотов. Во время испытаний частоту вращения коленчатого вала изменяют от минимальной под полной нагрузкой n_{min} до частоты вращения, на 10% превышающий скоростной режим, который соответствует наибольшей мощности $n_{max}=1,1n_N$.

Внешнюю скоростную характеристику дизельного двигателя снимают при максимальной подаче топлива и отключенном всережимном регуляторе $n_{max}=n_N$.

На внешней скоростной характеристике двигателя отмечают следующие характерные точки (рисунок 1):

n_{min} - минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала при полной нагрузке двигателя;

n_M - частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя M_{max} ;

n_N - частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности N_{max} ;

n_{max} - частота вращения коленчатого вала при максимальной скорости движения автомобиля.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала эффективный крутящий момент и эффективная мощность возрастают, достигая своих максимальных значений соответственно при n_M и n_N , и затем уменьшаются.

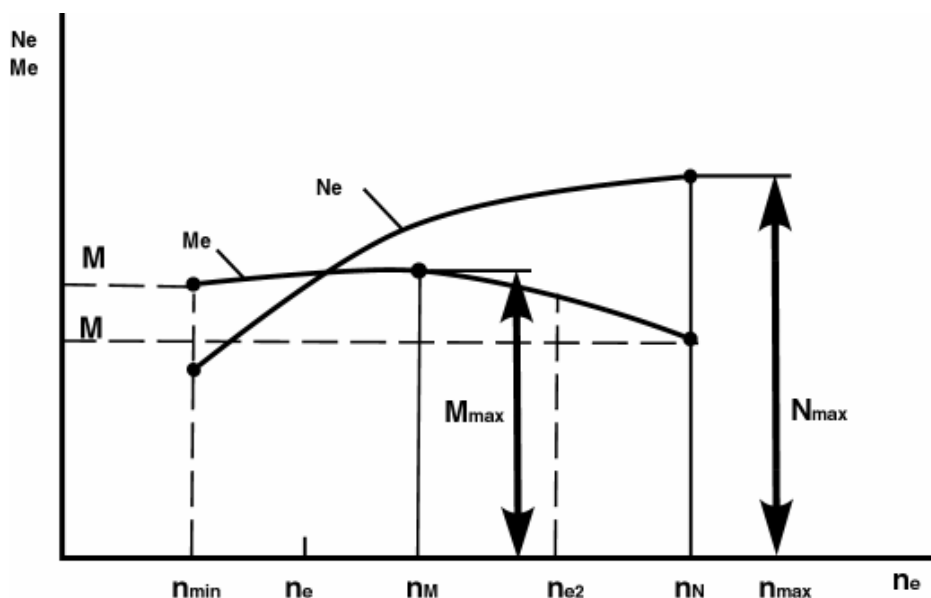


Рисунок 1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

Уменьшение их связано с ухудшением наполнения цилиндров горючей смесью или воздухом и увеличением механических потерь в двигателе. При этом возрастают динамические нагрузки, что приводит к ускоренному износу деталей двигателя. В условиях эксплуатации двигатель работает главным образом в интервале частот вращения от n_M до n_N .

Бензиновые двигатели грузовых автомобилей и автобусов обычно снабжают ограничителями максимальных оборотов для повышения их долговечности путем искусственного ограничения максимальной частоты вращения коленчатого вала, а,

следовательно, и мощности. Внешняя скоростная характеристика такого двигателя представлена на рисунке 2.



Рисунок 2 - Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя с ограничителем угловой скорости коленчатого вала

Ограничитель максимальных оборотов автоматически уменьшает подачу горючей смеси в цилиндры двигателя и снижает обороты коленчатого вала с целью повышения долговечности двигателя. Ограничитель вступает в действие на той части внешней скоростной характеристики, на которой мощность двигателя почти не возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала. Включение ограничителя соответствует максимальной частоте вращения $n_{max} = (0,8...0,9) n_N$. Максимальной эффективной мощностью в этом случае является наибольшая мощность, которую может развить двигатель при отсутствии ограничителя, т.е. N_{max} , соответствующая частоте вращения коленчатого вала n_N .

Внешняя скоростная характеристика дизеля представлена на рисунке 3. Такие двигатели применяют на грузовых автомобилях, автобусах и легковых автомобилях.

Дизельные двигатели снабжают регуляторами, которые в обязательном порядке должны ограничивать как минимальную частоту вращения коленчатого вала, так и максимальную.

Для существующих конструкций дизельных автомобильных двигателей $n_{max} = n_N$.

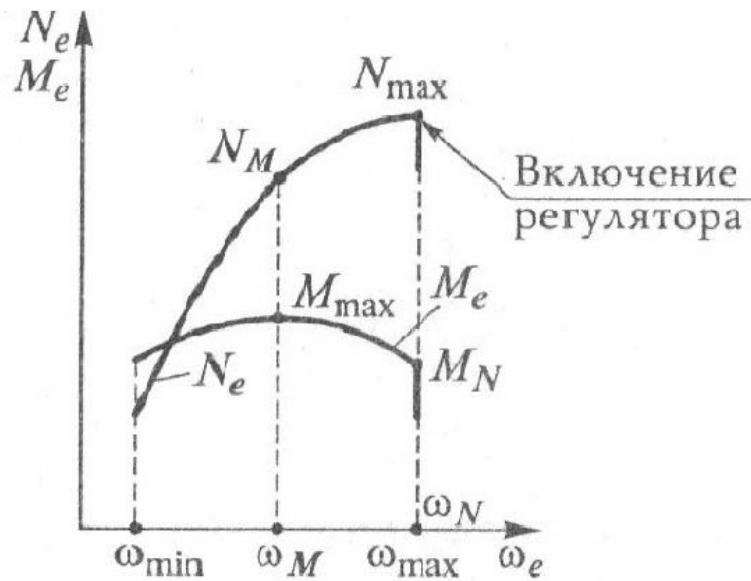


Рисунок 3 - Внешняя скоростная характеристика дизеля с регулятором угловой скорости коленчатого вала

Из рассмотренных внешних скоростных характеристик бензиновых двигателей и дизеля следует, что максимальные значения эффективного крутящего момента M_{max} и эффективной мощности N_{max} получают при различных частотах вращения коленчатого вала. При этом значения M_{max} смещены влево относительно значений N_{max} , что необходимо для устойчивой работы двигателя, или, иначе говоря, для его способности автоматически приспосабливаться к изменению нагрузки на колеса автомобиля.

Способность двигателя к преодолению кратковременных перегрузок характеризует **коэффициент приспособляемости K_n** , представляющий собой отношение максимального крутящего момента M_{max} к крутящему моменту при максимальной мощности M_N

$$K_n = \frac{M_{max}}{M_N}. \quad (1)$$

Чем выше величина K_n , тем больше можно увеличивать нагрузку на двигатель, не опасаясь его остановки, тем больший кратковременный подъем сможет преодолеть автомобиль без

переключения на низшую передачу. Для карбюраторных двигателей $K_n = 1,25 \dots 1,35$; для дизелей $K_n = 1,05 \dots 1,15$.

Внешняя скоростная характеристика двигателя может быть рассчитана по эмпирическим зависимостям. Одной из них является формула С.Р. Лейдермана.

Для ее использования необходимо знать лишь одну точку внешней скоростной характеристики с координатами N_{max} , n_N . Эта формула для бензиновых двигателей записывается так

$$N_e = N_{max} \left[\frac{n_e}{n_N} + \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2)$$

где N_e , n_e - соответственно текущие значения эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала.

Для четырехтактных дизелей

$$N_e = N_{max} \left[0,53 \frac{n_e}{n_N} + 1,56 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - 1,09 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (3)$$

Зная максимальную мощность двигателя N_{max} , частоту вращения коленчатого вала при максимальной мощности n_N можно по формулам (2) и (3), задавшись различными значениями n_e , рассчитать соответствующие им величины эффективной мощности N_e .

Между мощностью, крутящим моментом и частотой вращения коленчатого вала двигателя существует зависимость

$$N_e = M_e \cdot \frac{\pi \cdot n_e}{30}, \quad (4)$$

Эффективный крутящий момент для бензиновых двигателей и дизелей определяется по формуле

$$M_e = \frac{30 \cdot N_e \cdot 10^3}{\pi \cdot n_e}, \quad (5)$$

В таблице 1 представлены результаты расчёта эффективной мощности и эффективного крутящего момента при различной частоте вращения коленчатого вала на примере двигателя D740 седельного тягача КамАЗ – 5410. На рисунке 4 изображена внешняя скоростная характеристика двигателя D740.

Таблица 1 - Результаты расчета параметров внешней скоростной характеристики двигателя (на примере двигателя D740)

Основные показатели работы двигателя	Частота вращения коленчатого вала n , об/мин				
	n_{min} 600	n_{e1} 1150	n_M 1700	n_{e2} 2150	n_N 2600
Эффективная мощность, кВт	28	66	106,106	134	154
Эффективный крутящий момент, Н×м	445,86	548,3	596,3	595,5	565,9

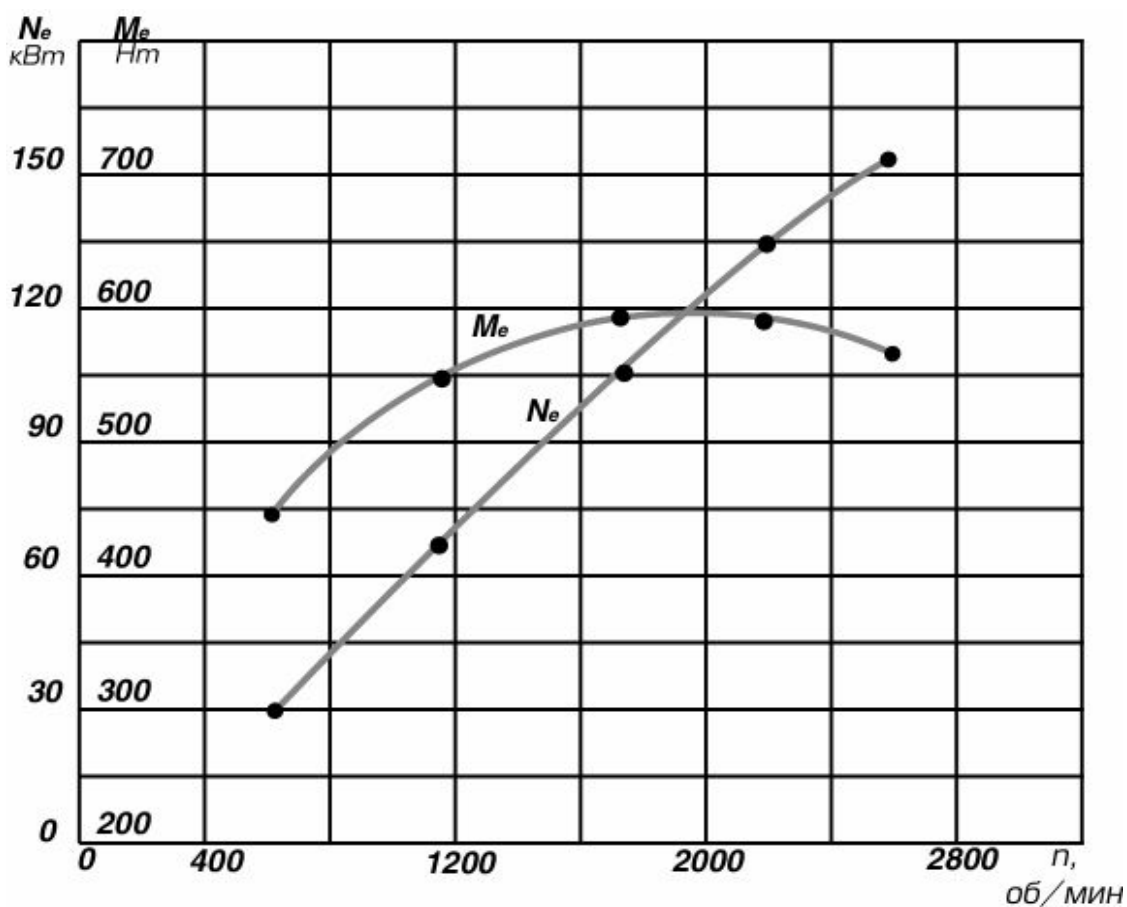


Рисунок 4 - Внешняя скоростная характеристика двигателя D740

2.2 Тяговая характеристика автомобиля. Тяговый баланс

Тяговой характеристикой называют зависимость тягового усилия на ведущих колесах от скорости автомобиля, построенную для всех его передач. Тяговая характеристика определяется расчетным или экспериментальным путем. Исходной точкой служит внешняя скоростная характеристика двигателя (см. рисунок 2). Так как она определяется при полном открытии дроссельной заслонки или полной подаче топлива (дизели) на установившихся режимах, то и тяговая характеристика будет соответствовать установившимся режимам и максимальным тяговым возможностям автомобиля.

Для ее расчета диапазон частот вращения коленчатого вала на внешней скоростной характеристике двигателя от n_{min} до n_{max} разбивают на ряд отрезков. Из конца каждого отрезка восстанавливают перпендикуляры до пересечения с кривой эффективного крутящего момента. Полученные точки определяют величины эффективных крутящих моментов M_{nmin} , M_{n1} , M_{n2} и т.д., соответствующих частотам вращения n_{min} , n_{e1} , n_{e2} и т.д.

По величинам эффективных крутящих моментов по формуле находят тяговые усилия на ведущих колесах,

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_0}{r_k} \cdot \eta_{mp} \quad (6)$$

а по частоте вращения коленчатого вала рассчитывают соответствующие скорости автомобиля

$$V_a = \frac{\pi \cdot n_e \cdot r_k}{30 \cdot i_k \cdot i_0}, \quad (7)$$

где i_k - передаточное число коробки передач;

i_0 - передаточное число главной передачи;

η_{mp} - механический КПД трансмиссии (таблица 2);

r_k - радиус качения колеса (кинематический).

Таблица 2 - Механический КПД трансмиссии

Автомобили	η_{mp}
Гоночные и спортивные	0, 90.....0, 95
Легковые	0, 88.....0, 92
Грузовые и автобусы	0, 80.....0, 90
Высокой проходимости	0, 78.....0, 85

В нормальных условиях эксплуатации на дорогах с твердым покрытием пробуксовка и скольжение колес сравнительно невелики, и радиусы колеса статический, динамический и кинематический практически мало отличаются друг от друга. Поэтому для расчетов, не требующих большой точности, берут некоторые средние величины радиуса колеса, который называют *рабочим* или просто *радиусом колеса*. Этот радиус, обозначенный через r_k , вычисляют по формуле

$$r_k = \lambda r_0, \quad (8)$$

где λ - коэффициент деформации шины (таблица 3);

r_0 - свободный радиус

Таблица 3-Коэффициенты деформации шин

Тип шины	Коэффициент деформации шины λ
Шины низкого давления (до 0,5 мПа)	0, 930 ... 935
Шины высокого давления (свыше 0,5 мПа)	0, 945 ... 0, 950
Полумассивные шины	0, 960 ... 0, 980

$$r_0 = 0,5d_0 + H_{ш}, \quad (9)$$

где d_0 – посадочный диаметр шины на диск;

$H_{ш}$ – высота профиля шины.

Шины обычного профиля грузовых автомобилей имеют маркировку $B \times d_0$ (ширина \times посадочный диаметр).

Обозначение *радиальных* шин легковых автомобилей: $B/70 \times d_0$

где B - ширина шины в мм.;

d_0 - посадочный диаметр шины на диск, в дюймах;

70 - номер серии.

Вместо знака "×" может быть введен индекс скорости (буквенное обозначение максимальной скорости движения): P - при 150км/ч; Q - 160км/ч; R - 170км/ч.

Дифференциальное уравнение движения автомобиля является его тяговым балансом, связывающим силы движущие с силами сопротивлений.

$$P_k = P_f + P_\alpha + P_\omega + P_j, \quad (10)$$

где P_f – сила сопротивления качению автомобиля;

P_α – сила сопротивления подъему;

P_ω – сила сопротивления воздушной среды;

P_j – сила инерции.

Сила сопротивления качению автомобиля по горизонтальной дороге

$$P_f = G_a \cdot f, \quad (11)$$

а при движении на подъем

$$P_f = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha, \quad (12)$$

где G_a – сила тяжести автомобиля (полная);

f – коэффициент сопротивления качению (таблица 4);

α – угол продольного уклона дороги.

Таблица 4 – Коэффициент сопротивления качению для различных дорог

Тип опорной поверхности	Состояние опорной поверхности	f
Асфальтобетон	Хорошее	0,012-0,018
Булыжник	Хорошее	0,025-0,030
Грунтовая дорога	Сухая укатанная	0,025-0,035
	После дождя	0,050-0,150
Песок	Сухой	0,150-0,300
	Сырой	0,060-0,150
Снег	Укатанный	0,030-0,050
	Целина	0,180-0,250
Лёд	-	0,015-0,030

Уклон дороги дополнительно вызывает силу сопротивления подъему

$$P_{\alpha} = G_a \cdot \sin\alpha. \quad (13)$$

Сумма сил P_f и P_{α} определяет *сопротивление дороги*

$$P_{\psi} = P_f + P_{\alpha} = G_a (f \cos\alpha + \sin\alpha). \quad (14)$$

Величину $f \cos\alpha + \sin\alpha = \psi$ называют *коэффициентом сопротивления дороги*, т.е.

$$P_{\psi} = G_a \cdot \psi. \quad (14)$$

При движении автомобиль воспринимает давление воздушного потока в виде силы P_{ω} . С целью упрощения расчетов силу сопротивления воздуха P_{ω} определяют с помощью эмпирической зависимости

$$P_{\omega} = K_{\omega} \cdot F \cdot V_a^2, \quad (15)$$

где K_{ω} - коэффициент обтекаемости автомобиля, зависящий от формы и качества отделки поверхности, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$;

F - лобовая площадь автомобиля, м^2 .

Лобовая площадь автомобиля определяется с помощью следующих приближенных зависимостей:

- для грузовых автомобилей и автобусов

наибольшая (габаритная) высота и ширина автомобиля

$$F = B \cdot H_a, \quad (16)$$

- для легковых автомобилей

$$F = 0,78 B_a \cdot H_a, \quad (17)$$

где B - колея автомобиля;

B_a, H_a - наибольшая (габаритная) ширина и высота автомобиля.

Средние значения коэффициента обтекаемости составляют для легковых автомобилей 0,20...0,35, для грузовых 0,60...0,70, для автобусов 0,24...0,40 $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$. Для конкретных моделей автомобилей значения коэффициентов K_{ω} приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Коэффициенты обтекаемости и площади лобового сопротивления

Автомобили	$K_{\omega}, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$	$F, \text{м}^2$
1	2	3
Легковые автомобили:		
ЗАЗ-1102	0,23	1,6
ВАЗ-2101, 2103, 2106	0,33	1,8
ВАЗ-2105	0,34	1,8
ВАЗ-2108	0,25	1,9
ВАЗ-2121	0,24	2,2
«Москвич»-412	0,32	1,8
АЗЛК-2141	0,22	1,9
ГАЗ-3102	0,23	2,3
УАЗ-469	0,38	3,4
Автобусы:		
РАФ-2203	0,27	3,6
КАВЗ-685	0,32	5,9
ПАЗ-672	0,30	5,3
ПАЗ-3202	0,39	5,3
ЛАЗ-695Е	0,25	6,3
ЛАЗ-695Н	0,38	6,3
Грузовые автомобили:		
ИЖ-2715	0,32	2,1
ГАЗ-3305	0,81	4,1
ГАЗ-4509	0,68	4,5
ЗИЛ-130	0,54	5,1
ЗИЛ-4331	0,66	5,2
ЗИЛ-4331+бортовой прицеп	1,00	5,9
ЗИЛ-431410	0,53	5,1
ЗИЛ-131	0,64	5,4
МАЗ-500А (крытый тентом)	0,45	8,5
МАЗ-500А	0,64	6,0
МАЗ-516 (крытый тентом)	0,49	8,5
МАЗ-5336	0,67	8,4
МАЗ-5336 + 8887 (с тентом)	0,79	8,3
МАЗ-6422 + 9491	1,04	9,0
КамАЗ-5320	0,68	6,9
КамАЗ-5511	1,04	6,0
КамАЗ-5410 + 9370	0,87	7,9
КамАЗ-5410 + 9491	1,04	9,0
Урал-375Д	0,71	6,2
КрАЗ-256	0,59	6,4
КрАЗ-255Б	0,70	4,1
КрАЗ-6505	0,98	6,7

При разгоне автомобиля сила инерции складывается из двух составляющих – силы инерции поступательно движущихся масс и вращающихся масс.

Сила инерции поступательно движущихся масс приложена в центре тяжести автомобиля и направлена противоположно ускорению.

Сила инерции вращающихся масс определяется моментом инерции ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) и угловым ускорением ($\text{рад}/\text{с}^2$) вращающихся деталей при разгоне автомобиля (маховика, колес, шестерен коробки передач и др.). Расчет инерционных моментов этих деталей является довольно сложным. Поэтому для упрощения расчета принимают, что сила инерции вращающихся масс пропорциональна силе инерции поступательно движущихся масс, а коэффициент пропорциональности называют коэффициентом учета вращающихся масс δ .

Тогда сила инерции при разгоне автомобиля может быть определена с помощью зависимости

$$P_j = \delta \cdot G_d/g \cdot j, \quad (18)$$

где j – ускорение автомобиля.

Анализ тягового баланса удобно проводить графически. По оси абсцисс откладывают (рисунок 5) скорость автомобиля, а по оси ординат - тяговое усилие на ведущих колесах и силы сопротивления движению.

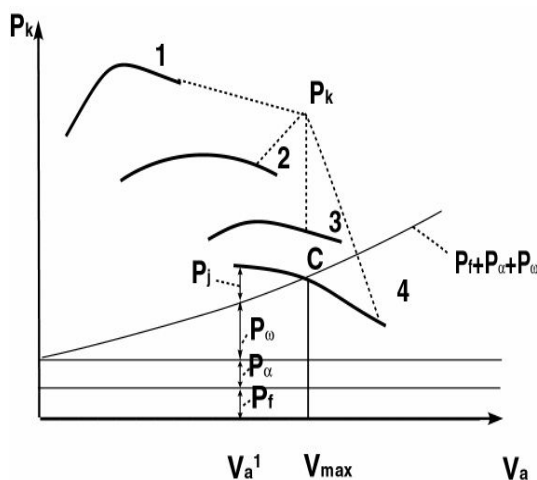


Рисунок 5 - Тяговый баланс автомобиля

Если пренебречь влиянием скорости автомобиля на коэффициент сопротивления качению, то величина силы P_f изображается прямой, параллельной оси скорости. Величина силы P_α не зависит от скорости автомобиля и также изображается линией, параллельной оси скорости. Отрезок P_j , равный разности между P_κ и суммой сил $P_f + P_\alpha + P_\omega$ представляет собой в определенном масштабе запас силы тяги, затрачиваемый на разгон автомобиля. Чем больше P_j , тем большее ускорение сможет развить автомобиль в данных дорожных условиях. При изменении дорожных условий (P_f , P_α) запас силы тяги P_j также изменится и ускорение автомобиля будет больше или меньше.

С увеличением скорости движения автомобиля сила сопротивления воздуха растет очень быстро, что приводит к уменьшению запаса силы тяги P_j . При некоторой скорости (точка С) тяговое усилие становится равным сумме сил сопротивлений дороги и воздуха ($P_\kappa = P_f + P_\alpha + P_\omega$) и запас силы тяги P_j равен нулю.

Из уравнения $P_j = \delta \frac{Ga}{g} \frac{dV}{dt}$ видно, что в этом случае ускорение P_j

также равно нулю и автомобиль движется с постоянной (установившейся) скоростью (V_{max}), которая для данных дорожных условий максимальна. Двигаться с большей скоростью чем V_{max} , он не может, так как в этом случае $P_f + P_\alpha + P_\omega > P_\kappa$. График тягового баланса дает возможность определить для любой скорости автомобиля такие показатели, как ускорение, коэффициент сопротивления качению, силу сопротивления воздуха и др. Однако сравнивать динамичность автомобилей, имеющих различные массы, можно только с помощью динамической характеристики.

Результаты расчета тяговой характеристики по формулам (4) и (5) при установке на автомобиль КамАЗ-5410 пятиступенчатой коробки передач с делителем представлены в таблице 6.

При расчетах V_a (м/с) и P_κ (Н) на различных передачах вместо i_κ в формулах (6) и (7) ставят передаточные числа коробки передач, соответствующие рассчитываемым передачам, т.е. i_1, i_2, i_3, i_4, i_5 .

Тяговая характеристика автомобиля КамАЗ – 5410 представлена на рисунке 6. График тягового баланса составлен для работы автомобиля КамАЗ – 5410 с полуприцепом ОДАЗ – 9370 в дорожных условиях, характеризующихся следующими параметрами: 1 - $f=0,015$; $\alpha=0^\circ$; 2 - $f=0,015$; $\alpha=5^\circ$.

Таблица 6 - Результаты расчета тяговой характеристики автомобиля КамАЗ–5410

n_e ОБ/МИН	M_e , Н*М	При включенной повышенной передаче делителя									
		I-я $i_1=6,38$		II-я $i_2=3,29$		III-я $i_3=2,04$		IV-я $i_4=1,25$		V-я $i_5=0,815$	
		V_a^I	P_k^I	V_a^{II}	P_k^{II}	V_a^{III}	P_k^{III}	V_a^{IV}	P_k^{IV}	V_a^V	P_k^V
600	445,8	0,7	32350	1,45	16682	2,3	10344	3,7	6338	5,7	4132,5
1150	548	1,4	39776	2,7	20506	4,4	12715	7,2	7791	11	5079
1700	596	2,1	43249	4	22302,5	6,5	13829	10,6	8474	16,3	5525
2150	595	2,6	43177	5,1	22265	8,2	13806	13,5	8459	20,6	5515,5
2600	566	3,2	41072	6,2	21180	9,9	13133	16,3	8047	25	5246
n_e ОБ/МИН	M_e , Н*М	При включенной прямой передаче делителя									
		I-я $i_1=7,82$		II-я $i_2=4,03$		III-я $i_3=2,5$		IV-я $i_4=1,53$		V-я $i_5=1,0$	
		V_a^I	P_k^I	V_a^{II}	P_k^{II}	V_a^{III}	P_k^{III}	V_a^{IV}	P_k^{IV}	V_a^V	P_k^V
600	445,8	0,6	39651	1,2	20434	1,8	12676	3	7757	4,7	5070
1150	548	1,2	48742	2,2	25118	3,6	15582	5,8	9536	9	6233
1700	596	1,7	53011	3,3	27319	5,3	16947	8,7	10372	13,3	6778
2150	595	2,2	52992	4,2	27273	6,7	16918	11	10354	16,8	6767
2600	566	2,6	50342	5	25944	8,1	16094	13,3	9849	20,3	6437

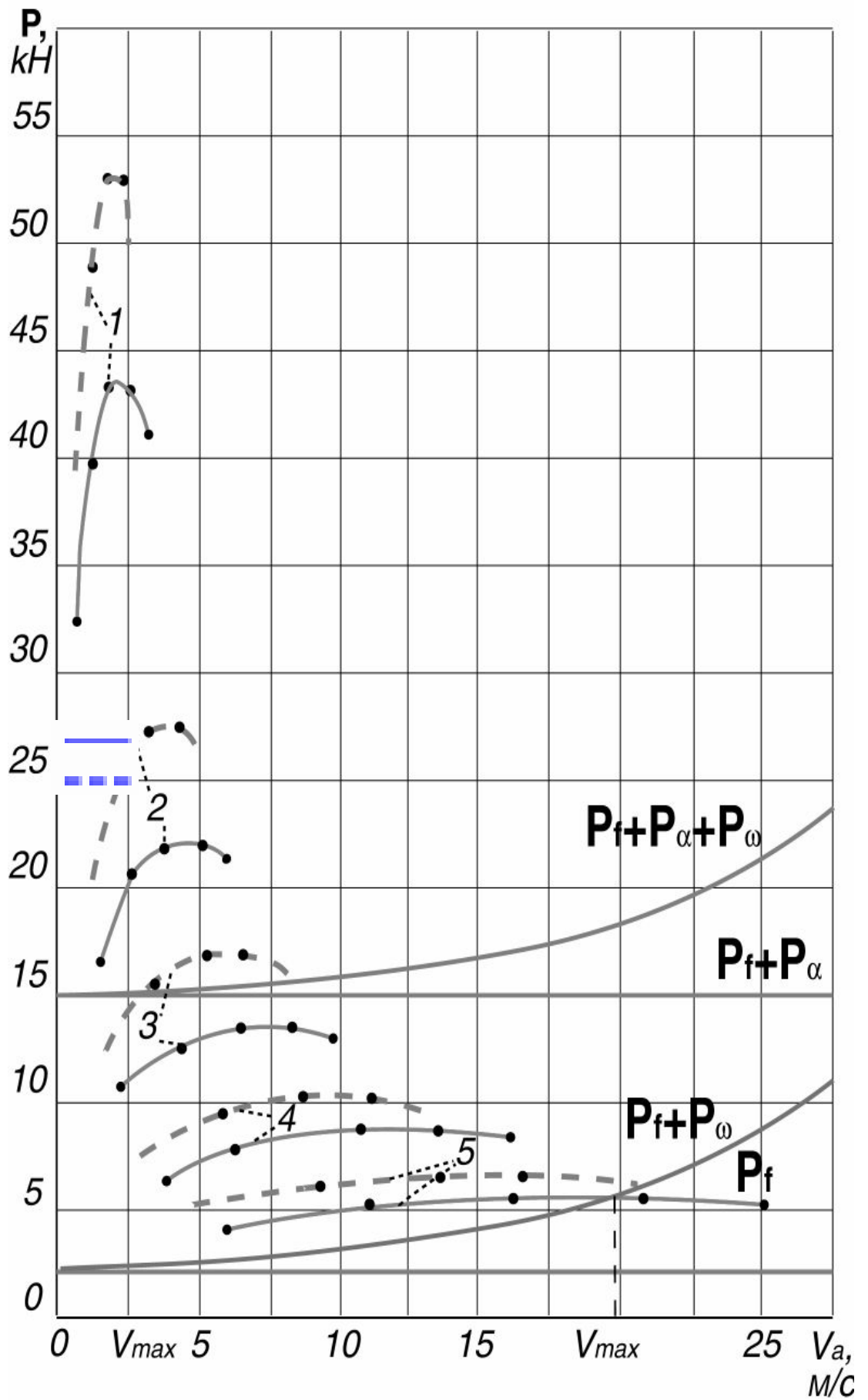


Рисунок 6 - Тяговая характеристика автомобиля КамАЗ - 5410

2.3 Динамическая характеристика автомобиля

Для сравнения динамичности автомобилей, имеющих различные массы академик Е.А. Чудаков, предложил пользоваться *динамическим фактором*

$$D = \frac{P_{\kappa} - P_{\omega}}{G_a}, \quad (19)$$

где D – динамический фактор.

Определив из уравнения $P_{\kappa} = P_f + P_i + P_{\omega} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt}$ разность $(P_{\kappa} - P_{\omega})$ и имея в виду, что $P_f + P_{\alpha} = P_{\psi}$, подставим ее в формулу (19)

$$D = \frac{P_{\psi} + P_j}{G_a} = \Psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (20)$$

Из формулы (20) следует, что динамический фактор представляет собой удельную силу тяги, идущую на преодоление силы P_{ψ} суммарного сопротивления дороги и силы инерции P_j . При установившемся движении ($dV/dt = 0$) динамический фактор равен коэффициенту суммарного сопротивления дороги

$$D = \psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha. \quad (21)$$

Динамический фактор обычно выражают правильной дробью, но можно выразить и в процентах. В последнем случае результат умножают на 100.

Зависимость динамического фактора от скорости при полном открытии дроссельной заслонки или при полной подаче топлива (дизель), представленную для всех передач, называют *динамической характеристикой автомобиля* (рисунок 7).

С ее помощью решают следующие задачи:

1 Заданы дорожные условия, т.е. ψ . Определить скорость установившегося движения и передачу, на которой возможно движение.

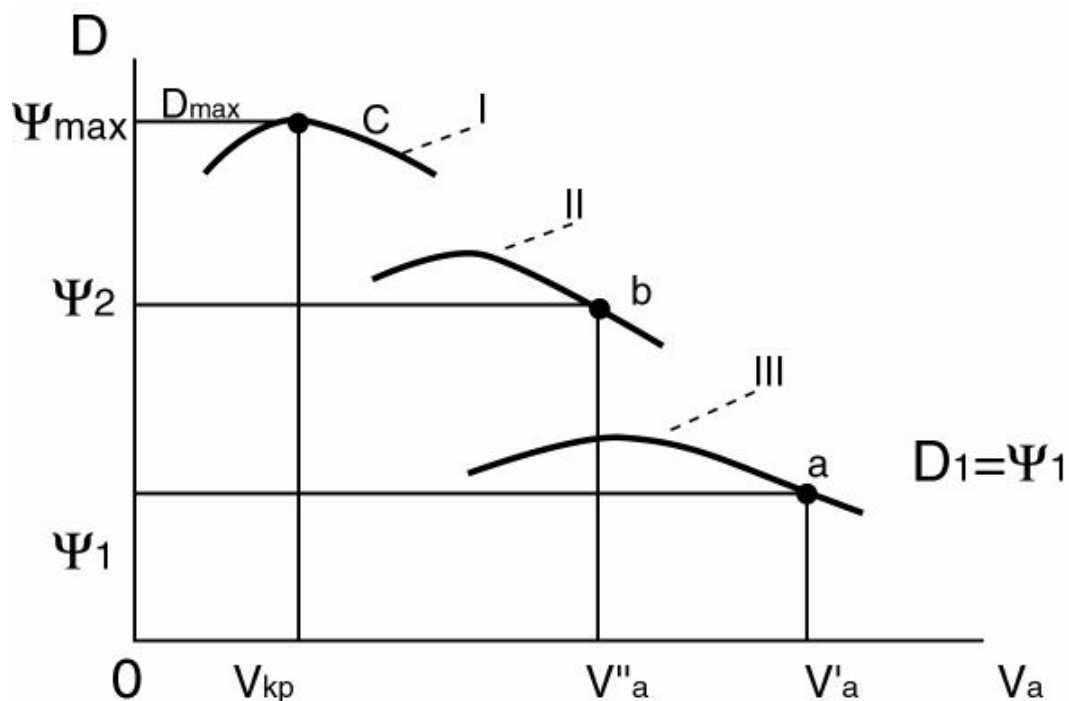


Рисунок 7 – Динамическая характеристика автомобиля

2 По заданной скорости установившегося движения найти передачу и дорожные условия, при которых возможно движение автомобиля.

3 Определить максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на каждой из передач.

Пусть дорожные условия заданы коэффициентом суммарного сопротивления дороги ψ_1 . Эту величину откладываем в масштабе динамического фактора на оси ординат и проводим из полученной точки прямую, параллельную оси скорости (изменением коэффициента сопротивления качению пренебрегаем). Точка «a» пересечения прямой и одной из кривых динамической характеристики дает скорость V'_a установившегося движения, т.к. в точке «a» динамический фактор $D_1 = \psi_1$. Следовательно, если дорожные условия заданы коэффициентом ψ_1 , то автомобиль может двигаться на третьей передаче с установившейся скоростью V'_a . При других дорожных условиях передача и скорость автомобиля будут другие.

Если задана скорость установившегося движения V''_a , то величину ее откладывают на оси скоростей и восстанавливают перпендикуляр до пересечения с соответствующей кривой динамической характеристики. Точка «b» пересечения перпендикуляра показывает, что движение возможно на второй

передаче по дороге с коэффициентом ψ_2 . Для определения максимального подъема, преодолеваемого, например, на первой передаче, проводят касательную к кривой динамической характеристики на этой передаче, параллельную оси скоростей. Пересечение касательной с осью ординат дает максимальный коэффициент суммарного сопротивления ψ_{max} , который равен максимальному динамическому фактору D_{max} , соответствующему точке «с», т.е.

$$D_{max} = \psi_{max} = f \cos \alpha_{max} \pm \sin \alpha_{max}. \quad (22)$$

Решая тригонометрическое уравнение, найдем максимальный подъем α_{max} , преодолеваемый автомобилем.

Критическая скорость автомобиля. Максимальный подъем определяют по установившейся скорости, соответствующей максимальному динамическому фактору. Эту скорость называют критической $V_{кр}$ (рисунок 7). Она разделяет область устойчивого или неустойчивого движения автомобиля. Ветвь кривой динамической характеристики, лежащая справа от критической скорости, - область устойчивого движения, а ветвь, лежащая слева, неустойчивого движения. Если автомобиль работает в области устойчивого движения, то всякое увеличение нагрузки и связанное с ним снижение скорости ведет к увеличению динамического фактора и восстановлению нарушенного равновесия между D и ψ . Когда же автомобиль работает в области неустойчивого движения, то любое увеличение нагрузки приводит к снижению не только скорости, но и динамического фактора. Это может вызвать остановку двигателя, если водитель не включит низшую передачу. Поэтому при решении с помощью динамической характеристики задач 1 и 2 все построения производят на правых ветвях характеристики, т.е. в областях устойчивого движения.

Определение максимального подъема, преодолеваемого автомобилем. Выше указывалось, что максимальный подъем преодолевается автомобилем при установившейся скорости, равной критической $V_{кр}$, и максимальном динамическом факторе D_{max} . Подставив в формулу (22) D_{max} и α_{max} получим тригонометрическое уравнение, решение которого даст значение α_{max}

$$D_{max} = f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max} \quad \text{или} \quad D_{max} - \sin \alpha_{max} = f \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_{max}}.$$

Возведя в квадрат левую и правую части последнего уравнения,

после преобразования получим тригонометрическое квадратное уравнение

$$(1 + f^2) \sin^2 \alpha_{\max} - 2D_{\max} \cdot \sin \alpha_{\max} + (D_{\max}^2 - f^2) = 0. \quad (23)$$

Его решение

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{D_{\max} - f \sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2}. \quad (24)$$

При небольших углах подъема можно принять, что $\cos \alpha_{\max} \approx 1$, а $\sin \alpha_{\max} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\max}$. Тогда

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} \approx D_{\max} - f. \quad (25)$$

Влияние полезной нагрузки на динамический фактор. Формула (19") определяет динамический фактор при полной нагрузке. Если полезная нагрузка уменьшится, то сила тяжести автомобиля G_x также уменьшится, а динамический фактор увеличится:

$$D_x = \frac{P_k - P_\omega}{G_x}, \quad (19'')$$

где D_x – новое значение динамического фактора, соответствующее другой силе тяжести автомобиля G_x .

Формулу (19'') можно преобразовать к виду

$$D_x = \frac{P_k - P_\omega}{G_x} \cdot \frac{G_a}{G_a} = D \cdot \frac{G_a}{G_x}. \quad (26)$$

Таким образом, динамический фактор D_x при частичной полезной нагрузке прямо пропорционален динамическому фактору D и силе тяжести автомобиля при полной нагрузке и обратно пропорционален силе тяжести автомобиля при частичной нагрузке.

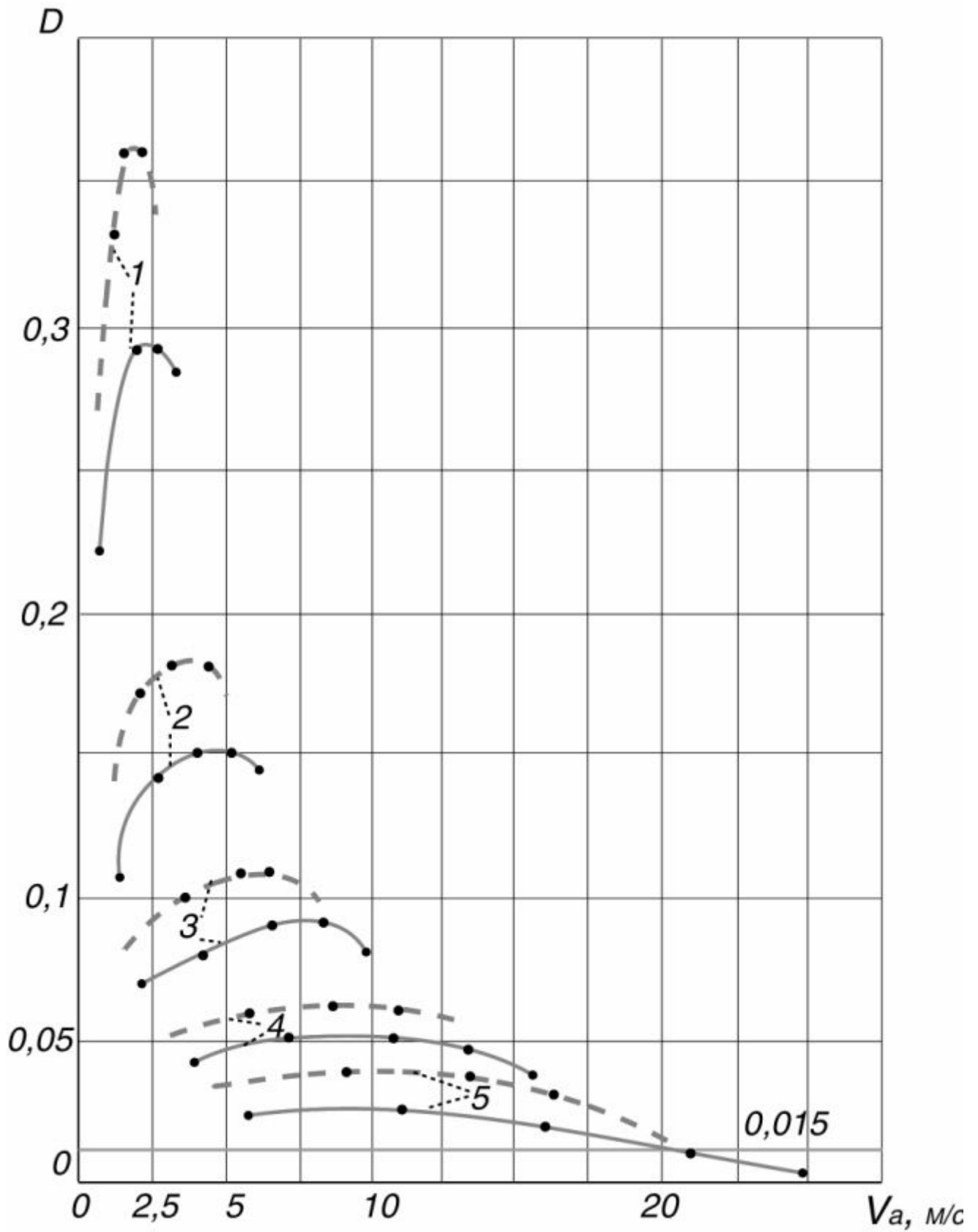
Результаты расчёта динамического фактора автомобиля КамАЗ – 5410 представлены в таблице 7, а динамическая характеристика – на рисунке 8.

Таблица 7 - Результаты расчёта динамического фактора автомобиля КамАЗ – 5410

n_e об/мин	При включенной повышенной передаче делителя																			
	I-я $i_1=6,38$				II-я $i_2=3,29$				III-я $i_3=2,04$				IV-я $i_4=1,25$				V-я $i_5=0,815$			
	V_a^I	P_k^I	P_ω^I	D^I	V_a^{II}	P_k^{II}	P_ω^{II}	D^{II}	V_a^{III}	P_k^{III}	P_ω^{III}	D^{III}	V_a^{IV}	P_k^{IV}	P_ω^{IV}	D^{IV}	V_a^V	P_k^V	P_ω^V	D^V
600	0,7	32350	4,58	0,22	1,45	16682	19,7	0,11	2,3	10344	49,5	0,07	3,7	6338	128	0,04	5,7	4132,5	304,1	0,026
1150	1,4	39776	18,3	0,27	2,7	20506	68	0,14	4,4	12715	181	0,08	7,2	7791	485	0,05	11	5079	1132,5	0,027
1700	2,1	43249	41,3	0,29	4	22302	149,7	0,15	6,5	13829	395,5	0,09	10,6	8474	1051,7	0,05	16,3	5525	2486,8	0,02
2150	2,6	43177	63,3	0,29	5,1	22265	243,4	0,15	8,2	13806	629,4	0,09	13,5	8459	1705,8	0,046	20,6	5515,5	3972	0,01
2600	3,2	41072	95,8	0,28	6,2	21180	359,8	0,14	9,9	13133	917,4	0,08	16,3	8047	2486,8	0,038	25	5246	5850	0,004

Продолжение таблицы 7

n_e , ОБ/МИН		При включенной прямой передаче делителя																																									
		I-я $i_1=7,82$				II-я $i_2=4,03$				III-я $i_3=2,5$				IV-я $i_4=1,53$				V-я $i_5=1,0$																									
		V_a^I	P_k^I	P_ω^I	D^I	V_a^{II}	P_k^{II}	P_ω^{II}	D^{II}	V_a^{III}	P_k^{III}	P_ω^{III}	D^{III}	V_a^{IV}	P_k^{IV}	P_ω^{IV}	D^{IV}	V_a^V	P_k^V	P_ω^V	D^V																						
2600	2,6	50342	63,3	0,34	5	25944	234	0,17	8,1	16094	614	0,1	13,3	9849	1655,7	0,056	20,3	6437	3857	0,017	1700	1150	600	0,6	39651	3,37	0,27	1,2	20434	13,5	0,14	1,8	12676	30,3	0,08	3	7757	84	0,05	4,7	5070	206,7	0,033
2150	2,2	52922	45,3	0,36	4,2	27273	165	0,18	6,7	16918	420	0,11	11	10354	1132,5	0,06	16,8	6767	2641	0,028	1700	1150	600	1,7	53011	27	0,36	3,3	27319	102	0,18	5,3	16947	263	0,11	8,7	10372	708,5	0,06	13,3	6778	1655	0,035
1700	1,7	53011	27	0,36	3,3	27319	102	0,18	5,3	16947	263	0,11	8,7	10372	708,5	0,06	13,3	6778	1655	0,035	1700	1150	600	1,7	53011	27	0,36	3,3	27319	102	0,18	5,3	16947	263	0,11	8,7	10372	708,5	0,06	13,3	6778	1655	0,035
1150	1,2	48742	13,5	0,33	2,2	25118	45,3	0,17	3,6	15582	121,3	0,1	5,8	9536	314,8	0,06	9	6233	758,2	0,037	1150	600	1150	1,2	48742	13,5	0,33	2,2	25118	45,3	0,17	3,6	15582	121,3	0,1	5,8	9536	314,8	0,06	9	6233	758,2	0,037
600	0,6	39651	3,37	0,27	1,2	20434	13,5	0,14	1,8	12676	30,3	0,08	3	7757	84	0,05	4,7	5070	206,7	0,033	600	1150	600	0,6	39651	3,37	0,27	1,2	20434	13,5	0,14	1,8	12676	30,3	0,08	3	7757	84	0,05	4,7	5070	206,7	0,033



- включенной повышенной передаче делителя
- — — при включенной прямой передаче делителя

Рисунок 8 - Динамическая характеристика автомобиля КамАЗ – 5410

2.4 Показатели разгонных качеств автомобиля (ускорение, время и путь разгона)

Ранее динамичность оценивалась в основном при установившемся движении. Однако, движение автомобиля в городе с постоянной скоростью составляет около 20...40%, а движение накатом и торможение занимают 30...40%.

Ускорение. Его можно определить из уравнения (10) и (18) (см. п. 2.2): чем выше ускорение, тем больше при прочих равных условиях, средняя скорость. Чтобы выявить максимальные возможности автомобиля при разгоне, ускорения рассчитывают для горизонтальной дороги хорошего качества ($\alpha = 0$; $f = 0,018$; $P_{\psi} = P_f$). С учетом последнего замечания из (10) и (18) получим соответственно ускорения:

$$j = \frac{dV}{dt} = \frac{P_k - (P_f + P_{\omega})}{G_a \cdot \delta} \cdot g, \quad (27)$$

$$j = \frac{dV}{dt} = \frac{D - f}{\delta} \cdot g. \quad (28)$$

Ускорения автомобиля прямо пропорциональны тяговому усилию на ведущих колесах (или динамическому фактору) и обратно пропорциональны силам сопротивления движению и коэффициенту учета вращающихся масс δ . Коэффициент δ больше на низших передачах, и поэтому снижение ускорений на этих передачах значительнее, чем на высших.

Зависимость ускорений от скорости автомобиля для всех передач при полном открытии дроссельной заслонки или полной подаче топлива (дизель) называют **графиком ускорений**. Его общий вид аналогичен динамической характеристике. Однако взаимное расположение кривых несколько иное, так как коэффициент учета вращающихся масс δ для разных передач имеет различное значение. Ввиду этого может оказаться, что кривая ускорения на второй передаче будет расположена выше, чем кривая, соответствующая первой передаче.

Ускорения, рассчитанные по формулам (12) и (13) будут несколько отличаться от действительных ускорений автомобиля.

Дело в том, что расчет ускорений производят по статическим характеристикам двигателя. Действительные характеристики двигателя при разгоне отличаются от статических. Снижение мощности двигателя может достигать 7...8%.

Абсолютные значения ускорений находятся в следующих пределах:

- легковые автомобили: на I передаче – 2,0...2,5м/с²; на прямой – 0,8...1,2м/с²;
- грузовые автомобили: на I передаче – 1,7...2,0м/с²; на прямой – 0,35...0,50м/с².

При отсутствии данных по величинам моментов инерции коэффициент δ вычисляют по приближенной формуле:

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot i_k^2, \quad (29)$$

где $\delta_1 = 0,04...0,06$; $\delta_2 = 0,04...0,07$.

При частичной нагрузке автомобиля, когда вес его G_x отличается от полного веса G_a , коэффициенты δ_x можно вычислить по выражению:

$$\delta_x = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot i_k^2) \cdot \frac{G_a}{G_x}. \quad (30)$$

Результаты расчёта ускорений автомобиля КамАЗ – 5410 с полной нагрузкой для горизонтальной дороги хорошего качества представлены в таблице 8, а график ускорений на рисунке 9.

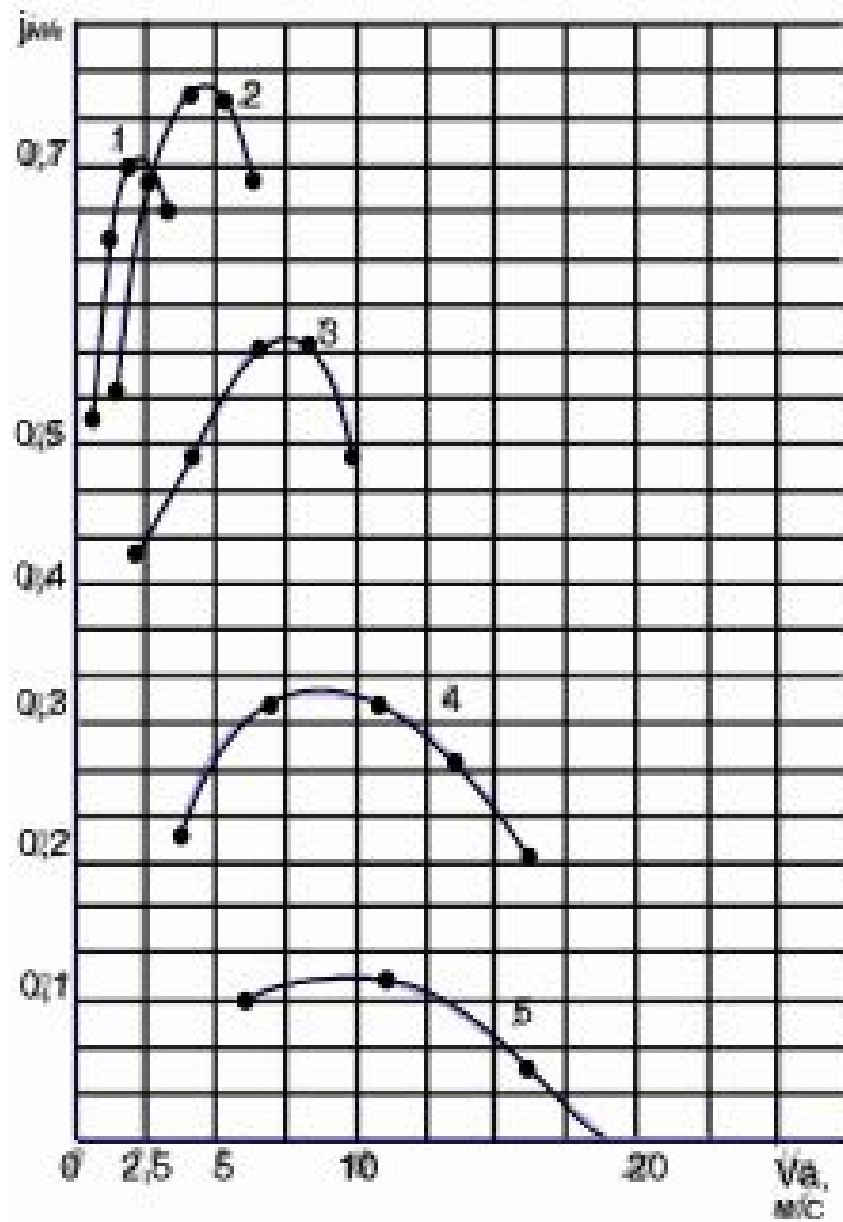


Рисунок 9- График ускорений автомобиля КамАЗ – 5410

Таблица 8- Результаты расчёта ускорений автомобиля КамАЗ – 5410

n_e , ОБ/МИН	Передача														
	I-я $i_1=6,38$			II-я $i_2=3,29$			III-я $i_3=2,04$			IV-я $i_4=1,25$			V-я $i_5=0,815$		
	$\delta_1=3,85$			$\delta_2=1,76$			$\delta_3=1,29$			$\delta_4=1,11$			$\delta_5=1,05$		
	D_1	V_{a1}	j_1	D_2	V_{a2}	j_2	D_3	V_{a3}	j_3	D_4	V_{a4}	j_4	D_5	V_{a5}	j_5
600	0,22	0,7	0,52	0,11	1,4 5	0,53	0,07	2,3	0,42	0,04	3,7	0,22	0,026	5,7	0,1
1150	0,27	1,4	0,65	0,14	2,7	0,69	0,08	4,4	0,49	0,05	7,2	0,31	0,027	11	0,112
1700	0,29	2,1	0,7	0,15	4	0,75	0,09	6,5	0,57	0,05	10,6	0,31	0,02	16,3	0,05
2150	0,29	2,6	0,7	0,15	5,1	0,75	0,09	8,2	0,57	0,046	13,5	0,27	0,01	20,6	-0,046
2600	0,28	3,2	0,67	0,14	6,2	0,69	0,08	9,9	0,49	0,038	16,3	0,2	-0,004	25	-0,017

Время разгона автомобиля. Ускорение автомобиля полностью определяет его способность к быстрому разгону. Однако для сравнения динамики разгона различных автомобилей более наглядное представление дают графики времени и пути разгона. *Время разгона*, выраженное в секундах, есть то время, в течение которого автомобиль увеличивает скорость в заданных пределах. *Путь разгона*, выраженный в метрах, есть тот путь, который автомобиль проходит при увеличении скорости в заданных пределах.

Время и путь разгона удобнее определять графоаналитическим методом. Из общего выражения для ускорения автомобиля $j = dV/dt$ получим $dt = dV/j$. Последнее соотношение свидетельствует о том, что, если автомобиль в данный момент развивает ускорение j , то бесконечно малое приращение скорости dV произойдет за бесконечно малое приращение времени Δt . Конечное приращение времени, соответствующее конечному приращению скорости $V_n - V_0$ определится

$$\int_0^t dt = \int_{v_0}^{v_n} \frac{dV}{j} . \quad (31)$$

Интеграл левой части уравнения берется непосредственно. Для интегрирования правой части необходима аналитическая зависимость между скоростью и ускорением. Подобные зависимости сложны, и поэтому задачу решают методом графического интегрирования.

Имея график ускорений (см. рисунок 9), строим график величин, обратных ускорениям (рисунок 10). Выделим под кривой двумя вертикальными прямыми элементарно малую площадку шириной dV и высотой $1/j$. Выражение для вычисления ее площади $\Delta t = dV/j$ аналогично подынтегральному выражению. Следовательно, площадь элементарно малой площадки в выбранном масштабе соответствует времени разгона dt в интервале скорости dV . Для получения конечного времени разгона в конечном интервале скорости $V_n - V_0$ разобьем площадь под кривой на ряд малых площадок с площадями $\Delta t'$, $\Delta t''$, $\Delta t'''$ и т.д.

Общее время разгона от V_0 до V_n определим суммированием площадок $\Sigma \Delta t$:

$$t = \frac{\sum \Delta t \cdot a_v \cdot b_j}{3,6}, \quad (32)$$

где a_v и b_j – масштабы скорости и величин обратных ускорениям:
 1мм - a_v км/ч, 1мм - b_j с²/м

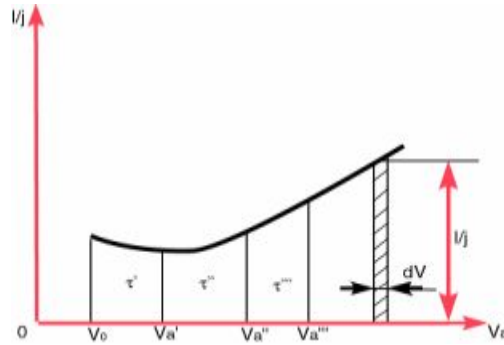


Рисунок 10- К расчёту времени разгона

Время разгона от V_0 до $V_{a'}$ на основании (32) равно:

$$t_1 = \frac{\Delta t' \cdot a_v \cdot b_j}{3,6}, \quad (33)$$

от V_0 до $V_{a''}$

$$t_2 = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{3,6} \cdot a_v \cdot b_j, \quad (34)$$

от V_0 до $V_{a'''}$

$$t_3 = \frac{\Delta t' + \Delta t'' + \Delta t'''}{3,6} \cdot a_v \cdot b_j. \quad (35)$$

Выше расчет времени разгона проводился для одной передачи. Обычно определяется время разгона автомобиля с места, начиная с первой передачи и кончая прямой. В этом случае строят график величин, обратных ускорениям, для всех передач (Рисунок 11). График позволяет найти наиболее выгодные с точки зрения динамики разгона скорости, при которых надо производить переключения с низших передач на высшие. Эти скорости V_c до V_d соответствуют точкам c и d пересечения кривых, обратных ускорениям соседних передач. При переключениях в точках c и d площади под кривыми получаются наименьшими, и, следовательно, время разгона будет также наименьшим из возможного.

Если кривые (график) величин, обратных ускорениям, соседних передач не пересекаются, считаем, что переключения с первой на вторую, со второй на третью и с третьей на четвертую передачи осуществляются на скоростях, соответствующих максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

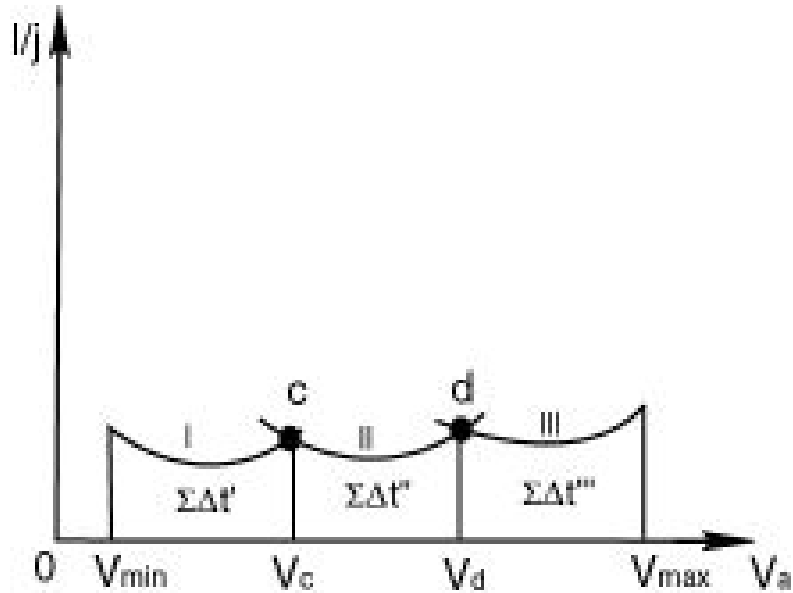


Рисунок 11- График величин обратных ускорениям

Время при разгоне автомобиля с места с переключением передач рассчитывают аналогично изложенному для одной передачи, т.е. на основе формулы (32). Однако она не учитывает времени, затраченного на переключение передач, которое зависит от конструкции коробки передач и квалификации водителя. За время t_n переключения передач скорость автомобиля падает, но при расчетах, не требующих большой точности, предполагают, что она остается неизменной.

Время разгона на первой передаче вычисляют без учета времени на переключение передач, т.е. время разгона от V_{min} до V_c

$$t_I = \frac{\sum \Delta t'}{3,6} \cdot a_v \cdot b_j . \quad (36)$$

Время разгона от V_{min} до V_d

$$t_{I-II} = \frac{\sum \Delta t' + \sum \Delta t''}{3,6} \cdot a_v \cdot b_j + t_n . \quad (37)$$

Время разгона от V_{min} до V_{max}

$$t_{I-II-III} = \frac{\sum \Delta t' + \sum \Delta t'' + \sum \Delta t'''}{3,6} \cdot a_v \cdot b_j + 2t_n . \quad (38)$$

Имея формулы (36) - (38), можно написать выражение для вычисления времени разгона в общем виде с учетом t_n :

$$t = \frac{\sum \Delta t}{3,6} \cdot a_n \cdot b_j + (m_k - 1)t_n , \quad (39)$$

где m_k - номер включенной передачи.

Время t_n берут в зависимости от конструкции коробки передач в следующих пределах:

- для полуавтоматических КП – 0,05...0,10с;
- для КП с синхронизаторами – 0,2...0,5с;
- для КП без синхронизаторов – 1,0...3,0с.

По результатам расчетов (36), (37), (38) строят график времени разгона (рисунок 12).

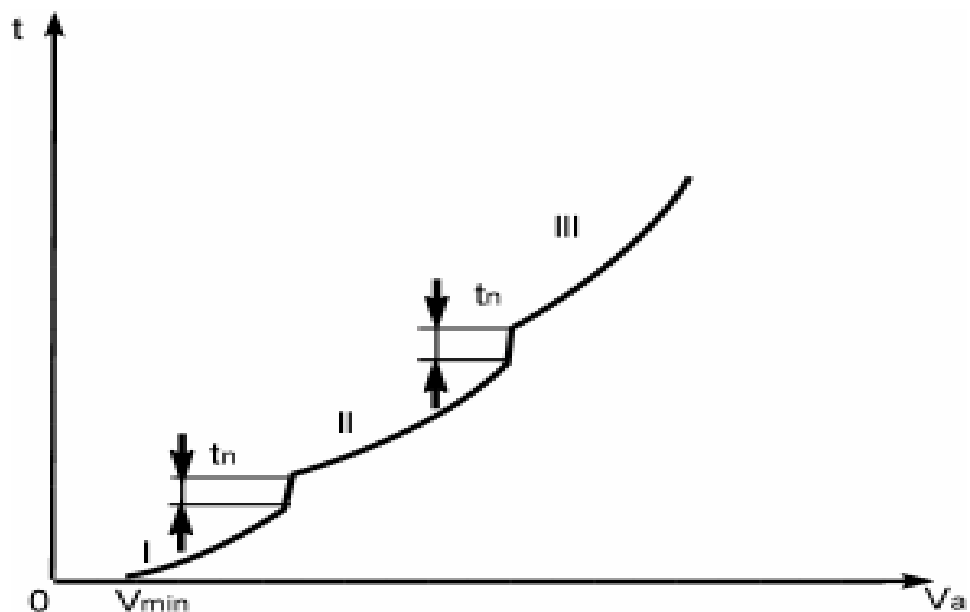


Рисунок 12- График времени разгона автомобиля

Кривую времени разгона на первой передаче начинают от минимальной устойчивой скорости V_{min} , хотя в действительности начальная скорость автомобиля равна нулю. Разгон автомобиля от $V_a = 0$ до V_{min} происходит при буксующем сцеплении. Время

разгона от 0 до V_{min} сравнительно мало, и расчет его представляет значительные трудности, поэтому им обычно пренебрегают и предполагают, что разгон автомобиля начинается с минимальной устойчивой скорости V_{min} .

Результаты расчёта времени разгона автомобиля КамАЗ – 5410 с полной нагрузкой для горизонтальной дороги хорошего качества представлены в таблице 9, а график времени разгона на рисунок 13.

При этом была принята следующая последовательность расчёта времени разгона автомобиля:

1. В качестве исходных данных принимаем скорости V_a и ускорения j , определенные при построении тяговой характеристики (таблица 6) и графика ускорений (таблица 8).

2. Определяем изменение скорости в интервале

$$\Delta V_i = V_{i+1} - V_i. \quad (40)$$

3. Среднее значение ускорения в интервале

$$j_{icp} = \frac{j_i + j_{i+1}}{2}. \quad (41)$$

4. Время изменения скорости на каждом интервале

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{j_{icp}}. \quad (42)$$

5. Приращение пути на каждом интервале

$$\Delta S_i = V_{cpi} \times \Delta t_i \quad (43)$$

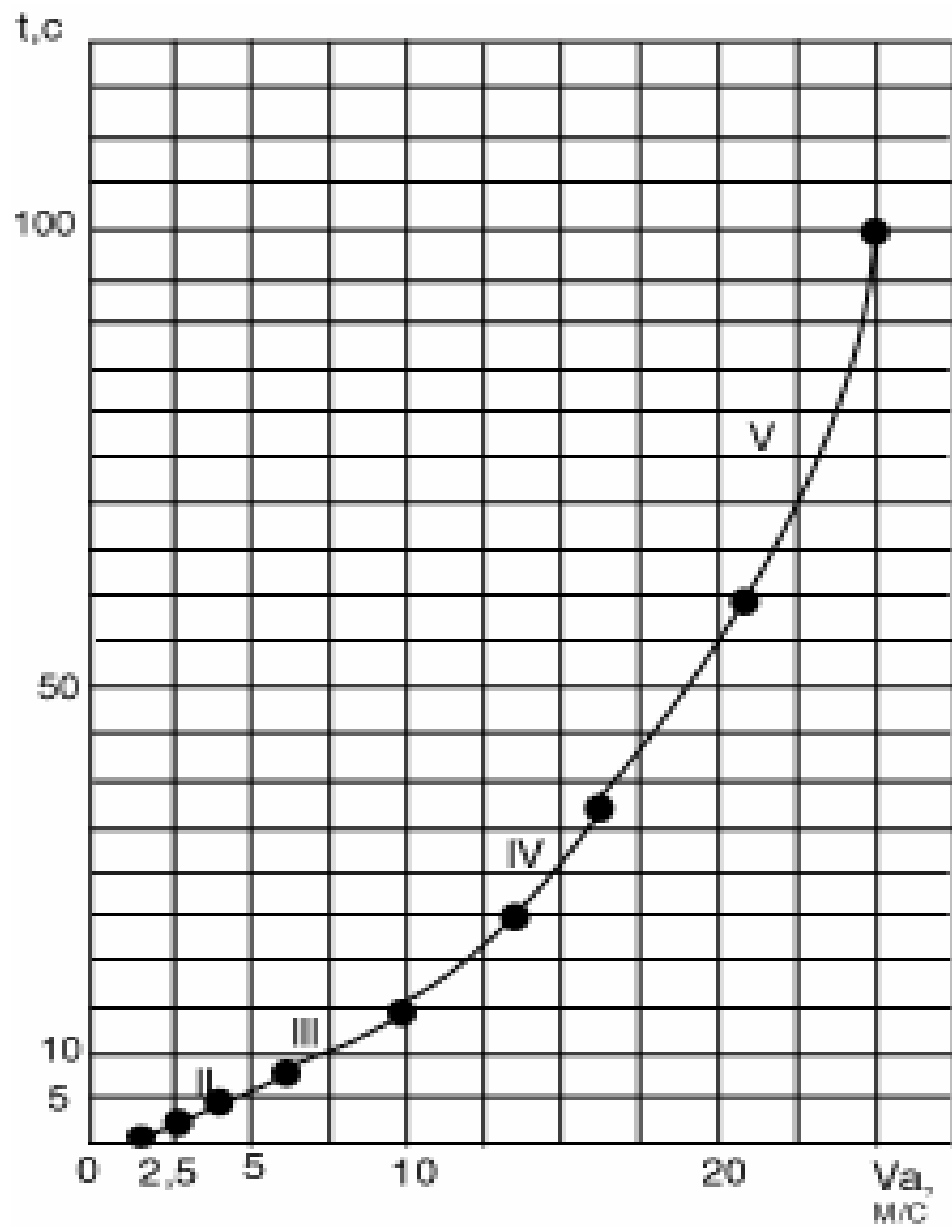


Рисунок 13 – График времени разгона автомобиля

Таблица 9- Результаты расчёта времени разгона автомобиля КамАЗ – 5410

n_e об/мин	Передача															
	II-я $i_2=3,29$				III-я $i_3=2,04$				IV-я $i_4=1,25$				V-я $i_5=0,815$			
	V_a	j	ΔV_i	Δt_i	V_a	j	ΔV_i	Δt_i	V_a	j	ΔV_i	Δt_i	V_a	J	ΔV_i	Δt_i
600	1,45	0,53	1,25	2,05	2,3	0,42	2,1	4,61	3,7	0,22	3,5	13,2	5,7	0,1	50,5	5,3
1150	2,7	0,69	1,3	1,80	4,4	0,49	2,1	3,96	7,2	0,31	3,4	10,9	11,0	0,11	66,3	5,3
1700	4,0	0,75			6,5	0,57			10,6	0,31			16,3	0,05		
2150	5,1	0,75	1,1	1,46	8,2	0,57	1,7	2,98	13,5	0,27	2,9	10,0	20,6	-0,076	-21,5	4,3
2600	6,2	0,69	1,1	1,53	9,9	0,49	1,7	3,20	16,3	0,2	2,8	11,9	25	-0,17	-40,7	4,4

2.5 Характеристики тормозных свойств автомобиля

Тормозные свойства – способность автомобиля быстро снижать скорость вплоть до полной остановки. Тормозные свойства существенно влияют на среднюю скорость. Чем надежнее тормозная система, тем с большей скоростью может двигаться автомобиль при прочих равных условиях, тем выше его средняя скорость. Тормозные свойства тесно связаны с безопасностью движения, и потому ухудшение их недопустимо на любом периоде эксплуатации автомобилей.

В качестве измерителей тормозных свойств служат замедление j_T , время t_T и путь S_T торможения.

При торможении автомобиля с отключенным двигателем замедление определяется по формуле:

$$j_t = \frac{P_T + P_f + P_\omega}{G_a \cdot \delta'} \cdot g, \quad (44)$$

где P_T – тормозная сила

δ' – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля при движении накатом.

Если торможение осуществляют с наибольшей интенсивностью ($P_T = P_{Tmax} = G_a \cdot \varphi_{max}$), то можно пренебречь силами P_f и P_ω , а также δ' , тогда

$$j_{Tmax} = g \cdot \varphi_{max}, \quad (45)$$

где φ_{max} – коэффициент сцепления шины с дорогой (максимальный); применительно к различным типам опорной поверхности значения φ приведены в таблице 10.

Время торможения t_T при наибольшей интенсивности затормаживания определяют на основе формулы

$$t_T = \frac{(V_H - V_k)}{g \cdot \varphi}, \quad (46)$$

при торможении до полной остановки ($V_k = 0$)

Таблица 10 – Коэффициент сцепления для различных дорог

Дорожные условия	φ_x	Дорожные условия	φ_x
Асфальтобетон	0,7-0,8	Песок сухой	0,2-0,4
сухой	0,4-0,5	мокрый	0,4-0,5
мокрый	0,5-0,6	Снег укатанный	0,2-0,3
Гравий	0,4-0,6	сыпучий	0,1-0,2
Грунт сухой	0,3-0,4	Лёд	0,1-0,2
мокрый			

$$t_T = \frac{V_H}{g \cdot \varphi}, \quad (47)$$

где V_H, V_K – скорости автомобиля соответственно в начале и конце торможения, м/с.

Путь торможения S_T определяют из дифференциального выражения для пути

$$dS = V \cdot dt, \quad (48)$$

$$S_T = \frac{V_H^2 - V_K^2}{2g\varphi}. \quad (49)$$

При торможении до полной остановки ($V_K = 0$)

$$S_T = \frac{V_H^2}{2g\varphi}. \quad (50)$$

Действительные показатели торможения хуже тех, которые дают формулы. Чтобы приблизить результаты расчетов к экспериментальным данным, Д.П.Великанов предложил ввести в расчетные формулы коэффициент эффективности торможения $K_э$. Тогда

$$S_T = \frac{K_э \cdot V_H^2}{2g\varphi}. \quad (51)$$

Для легковых автомобилей $K_9 = 1,2$, а для грузовых и автобусов $K_9=1,3...1,4$.

Тормозная характеристика автомобиля при различных замедлениях (j_m) и различных дорожных условиях (φ) представлена на рисунке 14.

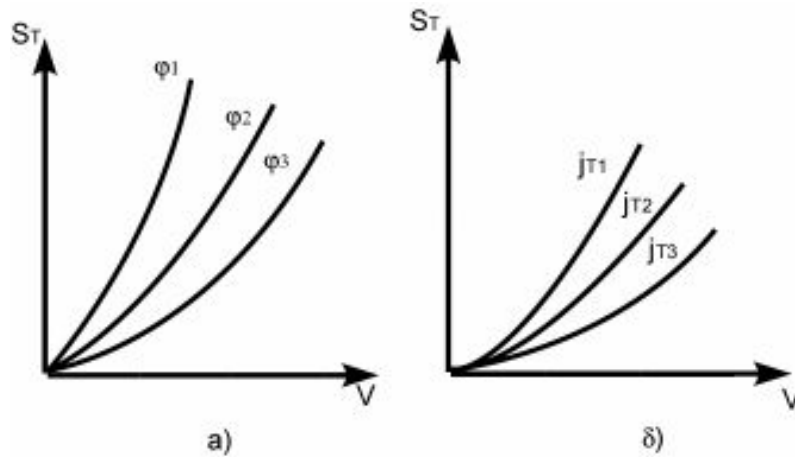


Рисунок 14- Тормозная характеристика автомобиля:
а– при различных дорожных условиях (φ); б – при различных замедлениях (j_m)

Выражение (51) позволяет рассчитать величину тормозного пути для случая, когда колеса автомобиля полностью заторможены. Действительный остановочный тормозной путь будет больше. Рассмотрим изменение замедления j_T автомобиля от времени (рисунок 15).

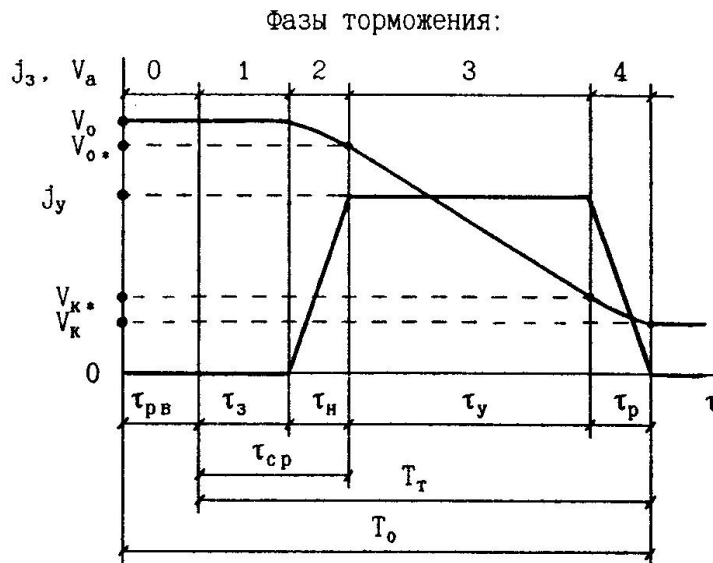


Рисунок 15 – Тормозная диаграмма

Пусть в момент времени, соответствующий точке О, на пути движения автомобиля появилось препятствие. Время $\tau_{p.в.}$, от момента появления препятствия до момента прикосновения ноги водителя к педали тормоза называют **временем реакции водителя**. Оно зависит от физиологического состояния водителя и степени его тренированности. Это время составляет 0,5...1,5с. В состоянии опьянения $\tau_{p.в.}$ увеличивается в несколько раз.

Время τ_3 от момента соприкосновения ноги водителя с педалью тормоза до начала действия тормозов, т.е. до появления замедления автомобиля, называют **временем запаздывания тормозного привода**. Оно зависит от величины зазоров в тормозном приводе и механизмах, деформации деталей привода и рабочего агента (тормозной жидкости или воздуха). Для гидравлического привода $\tau_3 = 0,2с$, для пневматического $\tau_3 = 0,2...0,5с$, а при длинных воздухопроводах (автопоезда) значительно больше.

Время τ_n от появления замедления до его максимального значения, зависит в основном от величины зазора между тормозными колодками и барабанами, а также от сжатия рабочего агента (тормозной жидкости или воздуха). Для гидравлического привода $\tau_n = 0,2с$, для пневматического $\tau_n = 1с$, а в автопоездах $\tau_n = 2...3с$. Время $\tau_{ср.} = \tau_3 + \tau_n$ называют **временем срабатывания тормозного привода**; τ_y – время, соответствующее полному включению тормозов; τ_p – время спада замедления после прекращения нажатия на педаль тормоза; $\tau_p = 0,2...2с$ (меньшие значения относятся к гидравлическому приводе, а большие - к пневматическому).

С учетом изложенного, остановочный тормозной путь складывается из пути, проходимого автомобилем при торможении за время $\tau_{p.в.} + \tau_{ср.} + \tau_y + \tau_p$. В течение времени $\tau_{p.в.} + \tau_3$ начальная скорость V_H автомобиля практически не снижается. За время τ_n происходит некоторое её снижение. Наиболее интенсивно она снижается в течение времени τ_y , когда колеса полностью заторможены. Остановочный тормозной путь можно рассчитать приближенно по выражению:

$$S_{\text{ост.}} = V_H \left(t_1 + t'_2 + \frac{t''_2}{2} \right) + \frac{K_9 V_H^2}{2\varphi \cdot g} \cdot \quad (52)$$

Значение τ_y определяют по формуле (46).

Скорость движения автомобиля в начале третьей фазы торможения:

$$V_H^* = V_H - 0,5 \cdot j_{T\max} \times \tau_H \cdot \quad (53)$$

Результаты расчёта тормозной характеристики представлены в таблице 11. На рисунках 16 и 17 представлена тормозная диаграмма и тормозная характеристика автомобиля КамАЗ – 5410.

Таблица 11- Результаты расчёта пути торможения автомобиля КамАЗ – 5410

$\varphi \backslash V_H$	5,5	11,1	16,6	22,2
0,8	2,31	7,08	11,8	16,4
0,5	3,69	11,36	16,2	26,58

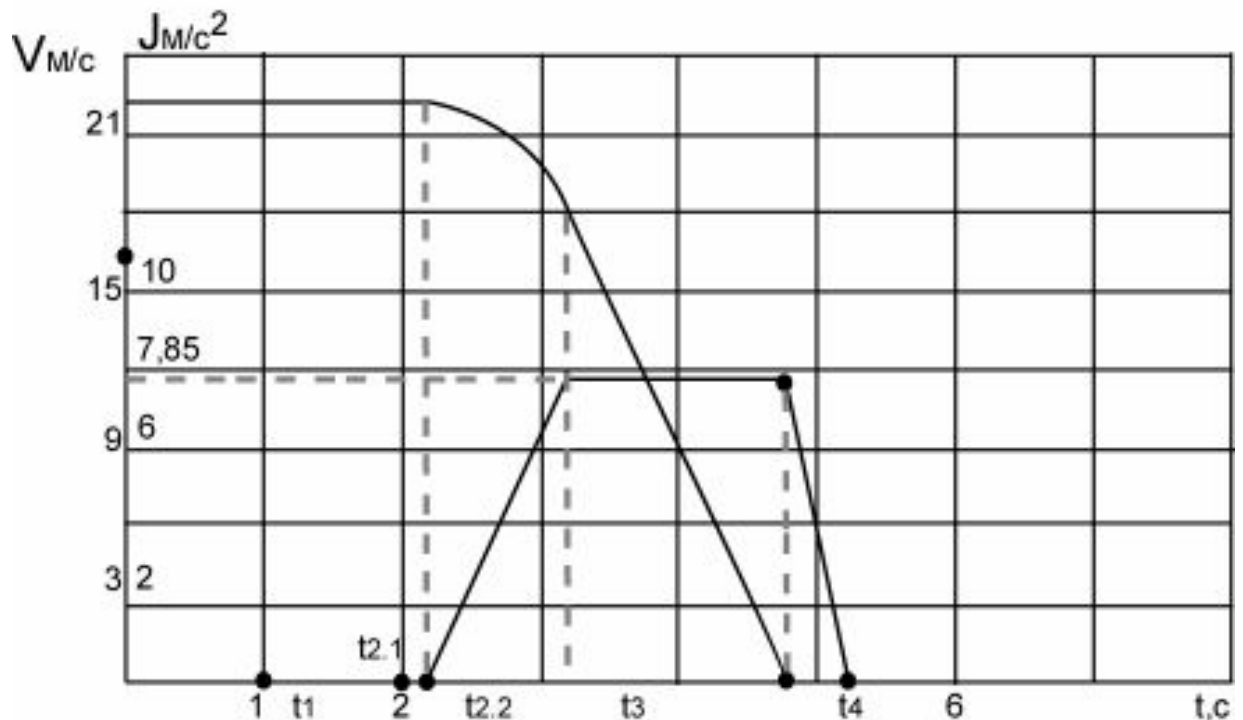


Рисунок 16- Тормозная диаграмма

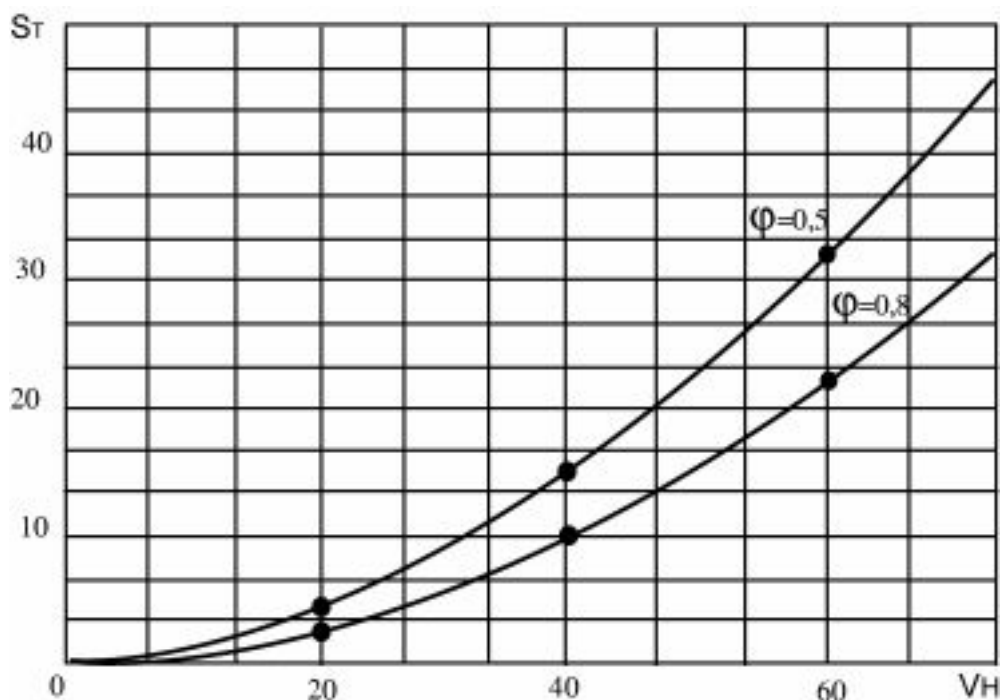


Рисунок 17- Тормозная характеристика

2.6 Топливоно-экономическая характеристика автомобиля

Топливоно-экономической характеристикой называют зависимости путевого расхода топлива от скорости установившегося движения автомобиля при различных значениях коэффициента суммарного сопротивления дороги.

Расход топлива на 100км пути (кг) рассчитывают по формулам:

$$Q = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V_a} \quad (54)$$

$$Q_s = Q_t \cdot \frac{100}{V_a}, \quad (55)$$

где g_e – удельный расход топлива, г/кВт час;

Q_t – часовой расход топлива, кг/час;

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт.

Расчет топливоно-экономической характеристики проводим по методу профессора Н.А.Яковлева. Этот метод заключается в использовании безразмерных характеристик, пригодных для всех

двигателей. С некоторым приближением можно считать, что безразмерные характеристики, представляющие собой зависимости Q_t/Q_{max} от n_e/n_N и Q_t/Q_1 от нагрузки P_c/P_k (рисунок 18), одинаковы для всех двигателей.

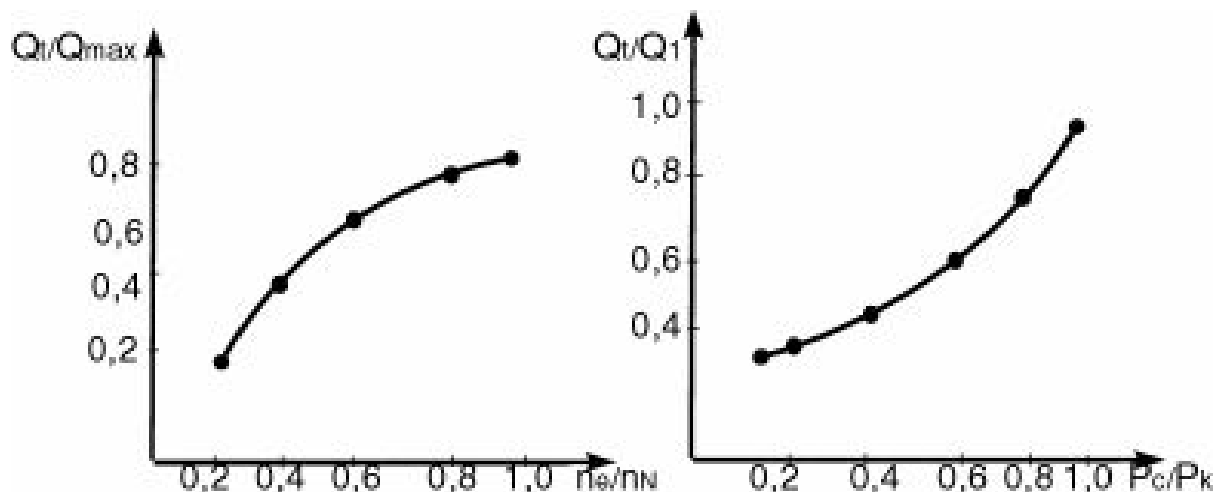


Рисунок 18 – Безразмерные характеристики

Здесь Q_1 – текущее значение часового расхода топлива при полном открытии дроссельной заслонки и при различных частотах вращения коленчатого вала, кг/час;

Q_{max} – часовой расход топлива при полном открытии дроссельной заслонки, соответствующий максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя;

n_e – текущее значение частоты вращения коленчатого вала;

n_N – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

Q_t – текущее значение часового расхода топлива;

$P_c = P_\psi + P_\omega$ – суммарная сила сопротивления дороги и воздуха;

P_k – текущее значение тягового усилия на ведущих колесах при полном открытии дроссельной заслонки.

Задавшись минимальным удельным расходом $g_{e \min}$, рассчитывают максимальный часовой расход, кг/час

$$Q_{\max} = \frac{1,2 \cdot g_{e \min} \cdot N_{e \max}}{1000}, \quad (56)$$

где $N_{e \max}$ – максимальная эффективная мощность двигателя, кВт.

Далее расчет ведут следующим образом:

1. Задаваясь различными условиями движения (ψ , V_a), определяют нагрузку двигателя P_c/P_k ;
2. Вычисляют отношения частот вращения n_e/n_N для тех же условий движения;
3. По отношениям n_e/n_N из графика (рисунок 18) находят величины Q_l/Q_{max} ;
4. По отношениям P_c/P_k из графика (рисунок 18) определяют величины Q_l/Q_1 ;
5. По значению Q_{max} и отношениям Q_l/Q_{max} вычисляют Q_l , а затем по Q_l/Q_1 находят Q_t .
6. Имея величины часовых расходов топлива Q_t для различных условий движения, по формуле (55) вычисляют расходы топлива на 100км пути.

Результаты расчёта топливно-экономической характеристики автомобиля КамАЗ – 5410 с полной нагрузкой для различных дорожных условий на прямой передаче в делителе представлены в таблице 12, а график топливно-экономической характеристики на рисунке 19.

Таблица 12-Результаты расчета топливно-экономической характеристики

ψ	$n_e,$ об/м ин	$V_a,$ км/ч	$\frac{n_e}{n_{max}}$	$P_{\kappa},$ H	$P_{\psi},$ H	$P_{\omega},$ H	$P_c,$ H	$\frac{P_c}{P_{\kappa}}$	$\frac{Q_1}{Q_{max}}$	$Q_1,$ кг/час	$\frac{Q_{t1}}{Q_1}$	$Q_t,$ кг/час	$Q_s,$ кг/100км
0,01 5	1065, 4	30	0,4 1	6099 ,8	2190 ,3	650	2840 ,3	0,4 6	0,56	23,2	0,43	9,9	33
	1420, 5	40	0,5 5	65,5 6	2190 ,3	1135 ,5	3345 ,8	0,5 1	0,7	28,9	0,455	13,2	33
	1775, 6	50	0,6 8	6810	2190 ,3	1805 ,5	3995 ,8	0,5 8	0,82	33,9	0,505	17,1	34
	2130, 9	60	0,8 2	6808 ,5	2190 ,3	2600	4790 ,3	0,7	0,91	37,7	0,63	23,7	39,5
0,02 5	1065, 4	30	0,4 1	6099 ,8	3650 ,5	650	4300 ,5	0,7 1	0,56	23,2	0,64	14,8	49,3
	1420, 5	40	0,5 5	65,5 6	3650 ,5	1135 ,5	4806	0,7 3	0,7	28,9	0,665	19,2	48
	1775, 6	50	0,6 8	6810	3650 ,5	1805 ,5	5456	0,8	0,82	33,9	0,755	25,6	51,2
	2130, 9	60	0,8 2	6808 ,5	3650 ,5	2600	6250 ,5	0,9 1	0,91	37,7	-	-	-

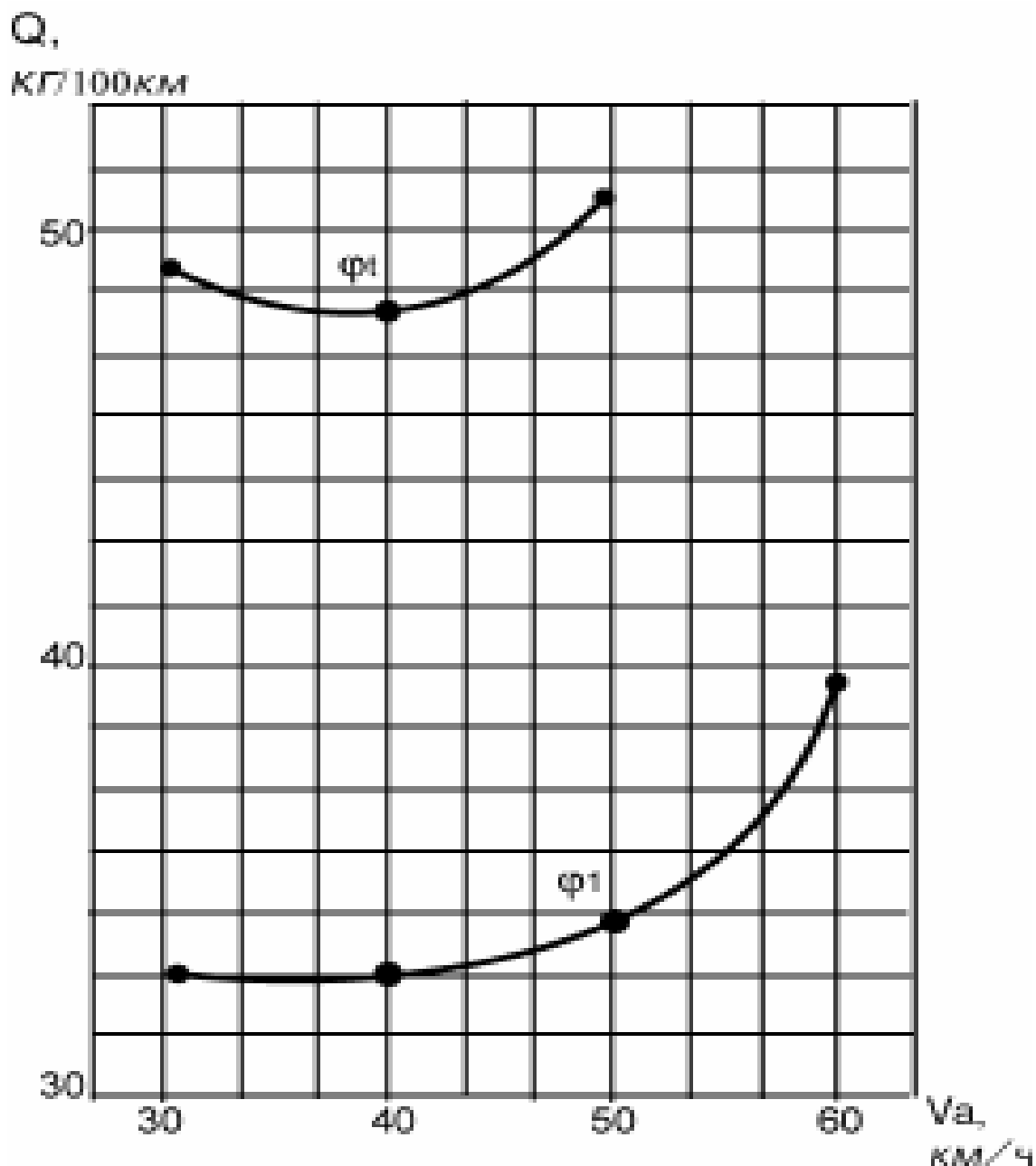


Рисунок 19 - Топливо-экономическая характеристика автомобиля КамАЗ – 5410

2.7 Проходимость автомобиля

Проходимость – это эксплуатационное свойство, характеризующее способность автомобиля передвигаться по опорной поверхности, создающей большие сопротивления движению, обусловленные её реологическими свойствами, сложным рельефом или наличием на ней локальных препятствий.

По уровню проходимости все автомобили принято подразделять на три категории (рисунок 20).

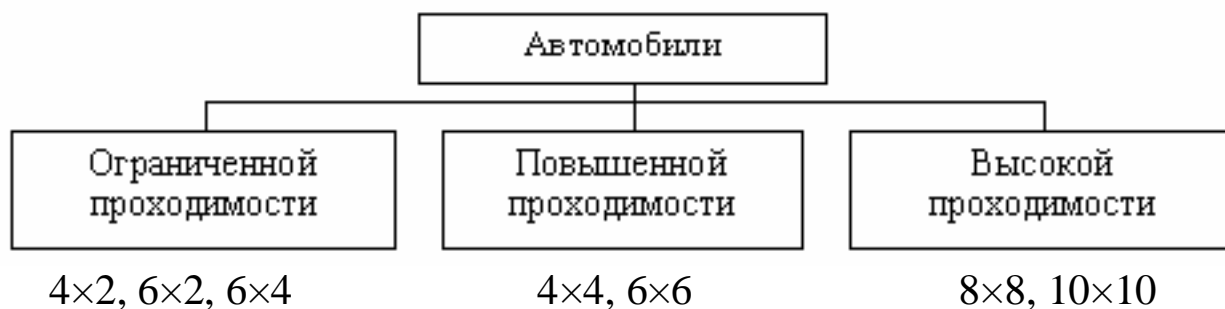


Рисунок 20- Классификация автомобилей по проходимости

Указанная классификация автомобилей осуществляется по их колесной формуле, т.е. по общему числу и числу ведущих колес. Оценка проходимости по колесной формуле в значительной мере формальна, т.к. не отражает других факторов конструкции АТС, определяющих уровень их проходимости. Поэтому возникает необходимость дифференцированной количественной оценки различных свойств, формирующих проходимость автомобилей.

Показатели опорных свойств. Основным показателем опорных свойств является *коэффициент сопротивления качению*. Его значение зависит не только от реологических свойств грунта, но и от конструкции автомобильных колес (шин). Для оценки опорных свойств автомобиля используют и другой показатель – *величину давления шин на грунт*:

$$\sigma_{ш} = G_a / F_{ш} \cdot n_{ш} , \quad (57)$$

где $F_{ш}$ – площадь контакта шины с дорогой;

$n_{ш}$ – число шин.

При оценке давления шин на грунт следует различать среднее давление по выступам протектора и среднее давление по контуру пятна контакта. Среднее давление по выступам протектора всегда выше среднего давления по контуру.

Указанные показатели опорных свойств имеют важное значение, так как определяют размер сил сопротивления качению.

Показатели сцепных свойств. Сцепные свойства автомобиля характеризуются величиной *сцепной массы* (M_c), т.е. массы,

приходящейся на ведущие колеса автомобиля; **коэффициентом сцепной массы** ($m_c = M_c / M_a$) и **коэффициентом сцепления** шин с опорной поверхностью (φ_x). Перечисленные показатели определяют предельную величину силы тяги, которая может быть реализована ведущими колесами по сцеплению.

Показатели тяговых свойств. Тяговые свойства автомобиля; характеризуются:

- удельной силой тяги

$$P_T = \frac{P_{T \max}}{M_a}, \quad (58)$$

где $P_{T \max} = M_e \max i_{mp} \eta_{mp} / r_g$ – максимальная сила тяги, которую может развить автомобиль;

- удельная мощность

$$N_y = \frac{N_{e \max}}{M_a}. \quad (59)$$

Все вышеперечисленные группы показателей дают лишь косвенную оценку проходимости автомобиля по слабым грунтам и не характеризуют возможность движения автомобиля в тех или иных конкретных дорожных условиях.

Из уравнения силового баланса следует, что движение автомобиля по той или иной опорной поверхности в принципе возможно, если соблюдается следующее условие:

$$P_\varphi \geq P_m \geq P_\psi. \quad (60)$$

Данное соотношение эквивалентно двум неравенствам:

$$\Delta P_m = P_m - P_\psi \geq 0;$$

$$\Delta P_c = P_\varphi - P_m \geq 0.$$

Неравенства означают, что для прохождения сложного участка дороги, автомобиль должен обладать запасом сил тяги ($\Delta P_m \geq 0$) и сцепления ведущих колес ($\Delta P_c \geq 0$). Поделив ΔP_m и ΔP_c

соответственно на P_m и P_φ , получим показатели относительного запаса сил тяги и сцепления:

$$P_T = 1 - \frac{P_\psi}{P_T}, \quad P_c = 1 - \frac{P_T}{P_\varphi}. \quad (61)$$

где P_m – относительный запас силы тяги;

P_c – относительный запас сил сцепления ведущих колес.

Показатель P_c характеризует возможность движения автомобиля «по сцеплению» ведущих колес, а показатель P_m – «по тяге».

Таким образом, согласно (61), условием проходимости того или иного участка дороги является положительное значение одновременно двух показателей ($P_m \geq 0$ и $P_c \geq 0$). Если значение P_m или P_c равно 0, то это означает, что автомобиль находится на грани потери проходимости соответственно «по силе тяги» или «по сцеплению». При $P_m < 0$ проходимость автомобиля нарушается «по тяге», а при $P_c < 0$ «по сцеплению».

Показатели геометрической (профильной) проходимости. Для оценки *геометрической (профильной) проходимости* автомобиля используется ряд геометрических показателей:

- 1) дорожный просвет автомобиля (h_n)
- 2) передний свес автомобиля (l_{nc})
- 3) задний свес автомобиля (l_{zc})
- 4) угол переднего свеса (β_{nc})
- 5) угол заднего свеса (β_{zc})
- 6) продольный радиус проходимости (ρ_{np})
- 7) поперечный радиус проходимости (ρ_{mn})
- 8) угол продольной гибкости автопоезда (λ_{np})
- 9) угол поперечной гибкости автопоезда (λ_{mn})
- 10) угол перекоса мостов (γ)

Смысл перечисленных показателей поясняют рисунки 21, 22, 23, 24 и 25.

Дорожный просвет представляет собой расстояние от опорной поверхности до наиболее низко расположенной точки автомобиля. Величина h_n характеризует возможность движения автомобиля без касания нижней частью корпуса или мостов опорной поверхности или каких-либо тел, расположенных на ней.

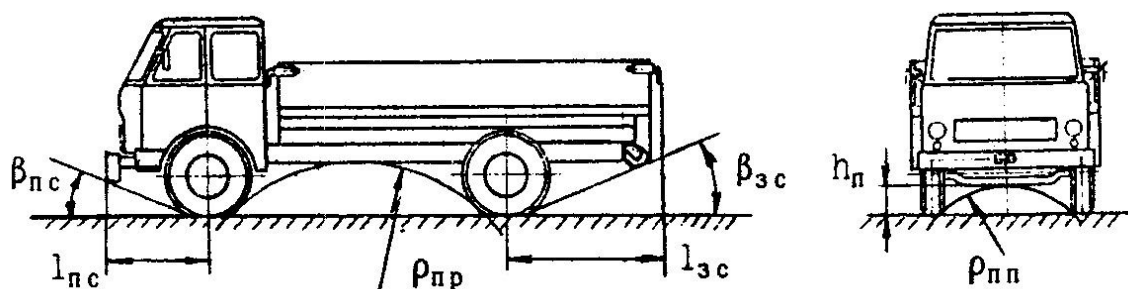


Рисунок 21- Показатели профильной (геометрической) проходимости автомобиля

Чем больше h_n , тем глубже колея, по которой может двигаться автомобиль, а также больше возможностей для движения по неровностям и поверхности, имеющей дискретные препятствия: пни, кочки, камни и т.п.

Величина дорожного просвета у современных автобусов составляет 220...300мм, у легковых автомобилей 150...220мм. У полноприводных двухосных автомобилей h_n составляет 240...360мм, а у трехосных достигает 400...500мм.

Передний свес автомобиля представляет собой расстояние от крайней передней точки автомобиля до плоскости, перпендикулярной продольной оси и проходящей через переднюю ось. Величина l_{nc} характеризует возможность движения автомобиля без касания передней частью корпуса различных неровностей опорной поверхности при движении через овраги, канавы и т.п. Чем меньше l_{nc} , тем большие неровности (при прочих равных условиях) может преодолевать автомобиль.

Задний свес представляет собой аналогичный показатель, но относящийся к задней части автомобиля.

Угол переднего свеса представляет собой угол между опорной плоскостью, касательной к окружностям передних колес и проходящей через нижнюю точку контура передней части автомобиля таким образом, что все остальные точки корпуса автомобиля располагаются с внешней стороны. Величина β_{nc} , как и величина переднего свеса, характеризует возможность движения автомобиля без касания нижней передней частью корпуса различных выступов опорной поверхности при движении по пересеченной местности. Современные автомобили имеют углы переднего свеса в диапазоне от 10 до 70°.

Угол заднего свеса представляет собой аналогичный показатель, но относящийся к задней части автомобиля. Современные дорожные автомобили имеют углы заднего свеса в диапазоне от 6 до 60°. У многоосных автомобилей с балансирной подвеской осей тележки угол заднего свеса определяется при подъеме колес заднего моста до полного смятия буфера, что соответствует началу отрыва колес среднего моста от опорной поверхности.

Продольный радиус проходимости представляет собой радиус цилиндра, который касается передних и задних колес и находящейся между ними низшей точки корпуса автомобиля и расположен таким образом, что все остальные точки автомобиля находятся вне его. Данный показатель характеризует возможность движения автомобиля без касания нижней части корпуса различных выпуклостей опорной поверхности, длина которых соизмерима с его базой (бугры, насыпи и т.д.). Чем меньше $\rho_{пр}$, тем большие неровности может преодолевать автомобиль. Для уменьшения продольного радиуса проходимости необходимо, прежде всего, уменьшение базы (L) и увеличение диаметра колес. Численные значения продольного радиуса проходимости находятся в следующих пределах:

- 3,0...8,0м – у легковых автомобилей;
- 4,0...9,0м - у автобусов;
- 2,5...6,0м – у грузовых автомобилей.

У трехосных автомобилей с балансирной подвеской двух задних мостов продольный радиус проходимости определяется при подъеме колес среднего моста до полного смятия буфера, что соответствует началу отрыва колес заднего моста от опорной поверхности (рисунок 22).

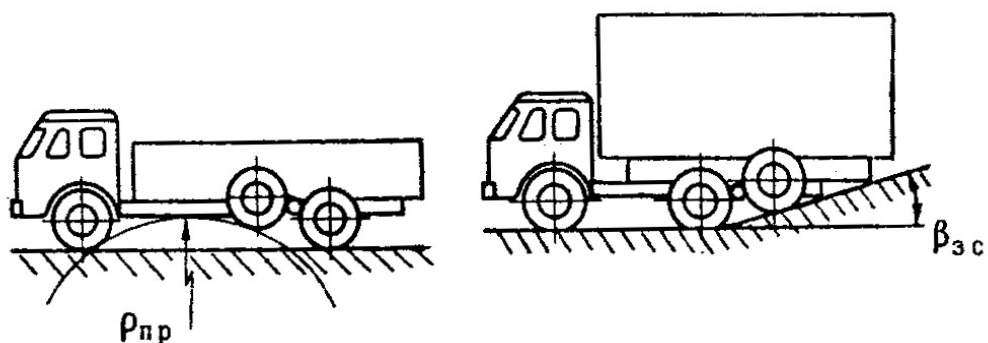


Рисунок 22 - Особенности определения продольного радиуса проходимости и угла заднего свеса у многоосных автомобилей

Поперечный радиус проходимости представляет собой радиус цилиндра, касающегося внутренней стороны левых и правых колес, а также нижней точки контура, причем так, что все остальные точки автомобиля располагаются вне цилиндра.

Угол продольной гибкости является специфическим геометрическим показателем, относящимся только к автопоездам. Под углом продольной гибкости прицепного автопоезда понимается максимальный угол вертикального отклонения дышла прицепа от продольной оси тягово-сцепного устройства автотягача (рисунок 23).

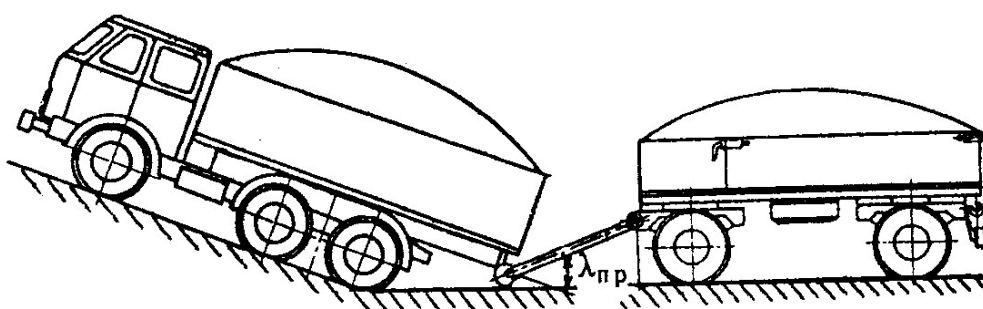


Рисунок 23 - Угол продольной гибкости прицепного автопоезда

В соответствии с ГОСТ 2349-75, при снятых буферах автотягача угол продольной гибкости у автопоездов общетранспортного назначения должен быть не менее $\pm 40^\circ$.

Для седельного тягача под $\lambda_{пр}$ понимается предельный угол вертикального отклонения оси полуприцепа от продольной оси автотягача (рисунок 24).

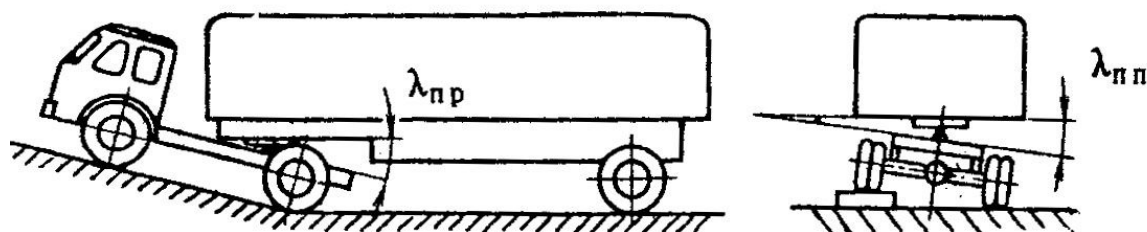


Рисунок 24- Углы продольной и поперечной гибкости седельного автопоезда

Для седельных автопоездов согласно ГОСТ 12105-74, угол продольной гибкости должен быть не менее $\pm 8^\circ$. При этом

указанный угол λ_{np} должен обеспечивать также беспрепятственной поворот полуприцепа относительно тягача в горизонтальной плоскости на угол не менее $\pm 25^\circ$.

Угол поперечной гибкости автопоезда определяется как максимальный угол поперечного наклона полуприцепа относительно тягача, допускаемого конструкцией седельно-сцепного устройства (рисунок 24).

Угол перекоса мостов представляет собой угол, образованный осями переднего и заднего мостов при их предельном перекосе (рисунок 25).

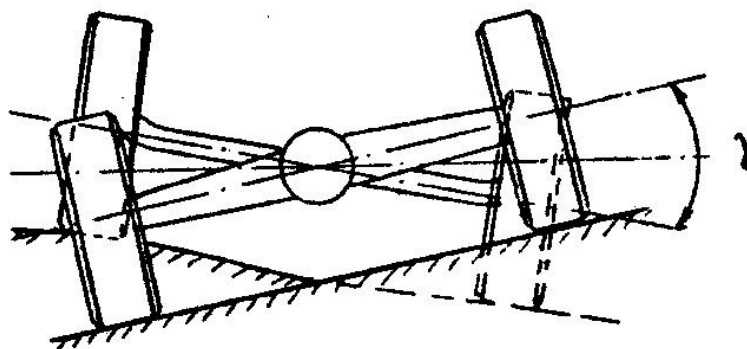


Рисунок 25 - Угол перекоса мостов

Угол перекоса мостов характеризует способность автомобиля двигаться по неровностям без потери контакта колес с опорной поверхностью. Это значительно снижает неравномерность распределения вертикальной нагрузки между колесами, способствует сохранению управляемости автомобиля и предотвращает падение тяги, создаваемой ведущими колесами.

Ниже представлены показатели проходимости автомобиля КамАЗ – 5410.

Показатели опорных свойств:

- коэффициент сопротивления качению $f_1=0,014$; $f_2=0,0165$.

- величина давления шин на опорную поверхность $V_a=146020/0,066 \times 10=221242,4$ Па.

Показатели сцепных свойств:

- сцепная масса $M_c=14900$ кг;

- коэффициент сцепной массы $K_c=14900/32340=0,46$;

- коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью $\varphi_1=0,8$; $\varphi_2=0,5$.

Показатели тяговых свойств:

- удельная сила тяги $P_{\text{уд}}=53011/14900=3,56\text{Н/кг}$;
- удельная мощность $N_{\text{уд}}=154\times 10^3/14900=10,34\text{Вт/кг}$;
- относительный запас силы тяги $P_m=1-14908,4/53011=0,72$;
- относительный запас сил сцепления шин с опорной поверхностью $P_c=1-53011/11637,5=0,54$.

Показатели геометрической проходимости:

- дорожный просвет автомобиля $h_n=630\text{мм}$;
- передний свес автомобиля $l_{n.c.}=1275\text{мм}$;
- задний свес автомобиля $l_{з.с.}=680\text{мм}$;
- угол переднего свеса $\beta_{n.c.}=26^\circ$;
- угол заднего свеса $\beta_{з.с.}=70^\circ$;
- продольный радиус проходимости $\rho_{np.}=3,5\text{м}$;
- поперечный радиус проходимости $\rho_{nn.}=1,76\text{м}$;
- угол продольной гибкости автопоезда $\lambda_{np.}=\pm 15^\circ$;
- угол поперечной гибкости автопоезда $\lambda_{n.n.}=\pm 6^\circ$.

2.8 Управляемость автомобиля

Управляемость – свойство автомобиля точно следовать положению управляемых колес. Управляемость, как и тормозные свойства, связана с безопасностью движения и, кроме того, с устойчивостью автомобиля. Как правило, потеря автомобилем управляемости приводит к нарушению его устойчивости и наоборот. Автомобиль должен обладать хорошей управляемостью на любом периоде эксплуатации.

Потеря управляемости обычно проявляется в самопроизвольном отклонении траектории движения автомобиля от положения управляемых колес, заданного водителем, а также в появлении заноса управляемых колес.

Управляемость зависит от боковой эластичности шин колес, стабилизации управляемых колес, их колебаний и соответствия кинематики подвески управляемых колес кинематике рулевого привода. Кроме того, она зависит от внешних условий (поперечный уклон дороги, величина коэффициента сцепления шин с дорогой, боковой ветер и т.д.)

Динамика поворота автомобиля. При установившемся движении по траектории постоянного радиуса R на автомобиль действует центробежная сила, часть которой, приходящаяся на

переднюю ось может вызвать скольжение ее колес. В этом случае автомобиль теряет управляемость, так как поворот скользящих управляемых колес не может изменить направления его движения. Скольжение колес начнется, если суммарная поперечная сила, приложенная к ним окажется больше боковой реакции дороги, величина которой зависит от нормальной нагрузки на колесо, коэффициента сцепления шины с дорогой и наличия тяговой или тормозной касательной реакции.

Критическая скорость автомобиля по управляемости из условия отсутствия скольжения управляемых колес

$$V_{кр} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg}\theta} - f \right) gL \cos\theta}, \quad (62)$$

где L – база автомобиля, м;

θ – угол поворота управляемых колёс.

При избыточной поворачиваемости ($\delta_1 < \delta_2$) автомобиль движется около мгновенного центра поворота O_{δ} . Возникшая центробежная сила $P_{ц}$ сложится с первоначальной боковой силой P_y , что увеличит углы увода и их разность. Автомобиль будет двигаться по траектории все уменьшающегося радиуса пока не начнется занос. Таким образом, автомобиль с избыточной поворачиваемостью является неустойчивым и при определенных условиях может потерять управление.

Потеря управляемости у автомобиля, имеющего избыточную поворачиваемость, может наступить и при отсутствии боковой силы. Это возможно, например, при достижении автомобилем скорости, называемой критической

$$V'_{кр} = \sqrt{L/K_n}, \quad (63)$$

где K_n – коэффициент поворачиваемости ($K_n > 0$).

$$K_n = \frac{m_2}{K_{y_2}} - \frac{m_1}{K_{y_1}},$$

где K_{y_2} , K_{y_1} – коэффициенты сопротивления уводу;

m_2 , m_1 – массы, приходящиеся на заднюю и переднюю оси.

Коэффициент сопротивления уводу тем больше, чем выше давление воздуха в шине, шире обод колеса и больше слоев каркаса шины. Его значение для шин легковых автомобилей составляет $K_y = 15...40 \text{ кН/рад}$; а для шин грузовых автомобилей и автобусов - $K_y = 30...100 \text{ кН/рад}$.

Результаты расчёта критической скорости автомобиля КамАЗ – 5410 из условия отсутствия скольжения управляемых колёс при различных коэффициентах сцепления представлены в таблице 13, а графическая зависимость – на рисунке 26.

Таблица 13- Критическая скорость автомобиля по управляемости из условия отсутствия скольжения управляемых колес

$\Theta, \text{град}$ φ	9	18	27	36	45
$\varphi_1 = 0,8$	14,7	8,7	6,7	5,2	4,2
$\varphi_2 = 0,5$	7,9	5,5	4,15	3,29	2,6

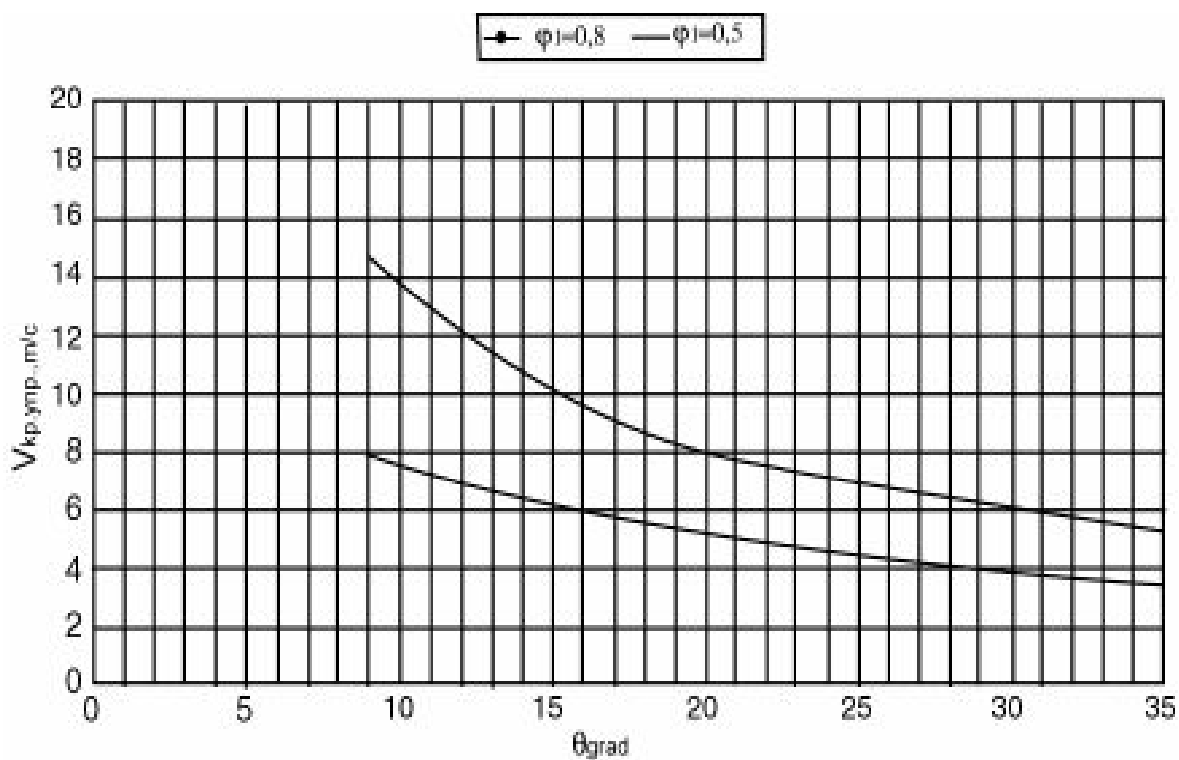


Рисунок 26- Зависимость критической скорости автомобиля по управляемости из условия отсутствия скольжения управляемых колёс при различных коэффициентах сцепления

2.9 Устойчивость автомобиля

Устойчивость – свойство автомобиля двигаться в различных условиях без поперечного или продольного опрокидывания, без поперечного или продольного скольжения колес.

Устойчивость тесно связана с управляемостью и зависит от координат центра тяжести автомобиля (a, b, h_g), колеи B и базы L автомобиля, поперечного крена кузова или грузовой платформы, поперечного β и продольного α углов уклона дороги, бокового ветра, скорости автомобиля, угла θ поворота управляемых колес и др.

Потеря устойчивости проявляется в опрокидывании автомобиля или скольжении его колес в поперечной или продольной плоскостях. Более вероятна потеря автомобилем поперечной устойчивости, однако в определенных условиях возможна потеря и продольной устойчивости. Чаще возникает скольжение колес автомобиля, реже – опрокидывание.

Критическая скорость по условию поперечного опрокидывания находится по формуле:

$$V_{кр.опр.} = \sqrt{\frac{B}{2h_g} gR} = \sqrt{\frac{B}{2h_g} \cdot g \cdot \frac{L}{tg\theta}} . \quad (64)$$

Критическая скорость по условию поперечного скольжения автомобиля (при повороте на горизонтальной дороге)

$$V_{кр.ск.} = \sqrt{\varphi \cdot g \cdot R} = \sqrt{\varphi \cdot g \cdot \frac{L}{tg\theta}} , \quad (65)$$

где h_g – высота центра тяжести;

R – радиус поворота;

Максимальный угол поперечного уклона дороги, при котором возможно прямолинейное ($R=\infty$) движение автомобиля без опрокидывания

$$\beta_{max.опр.} = arctg \frac{B}{2h_g} . \quad (66)$$

Максимальный угол поперечного уклона дороги, при котором возможно прямолинейное движение автомобиля без бокового скольжения

$$\beta_{\text{max.ск.}} = \arctg \varphi . \quad (67)$$

Результаты расчёта критической скорости автомобиля КамАЗ – 5410 по условию поперечного опрокидывания представлены в таблицах 14 и 15, а графические зависимости на рисунках 27 и 28 соответственно.

Таблица 14- Критическая скорость по условию поперечного опрокидывания автомобиля

θ , град	9	18	27	36	45
$V_{\text{кр.опр.}}$, м/с	20,3	14,2	11,3	9,49	8,09

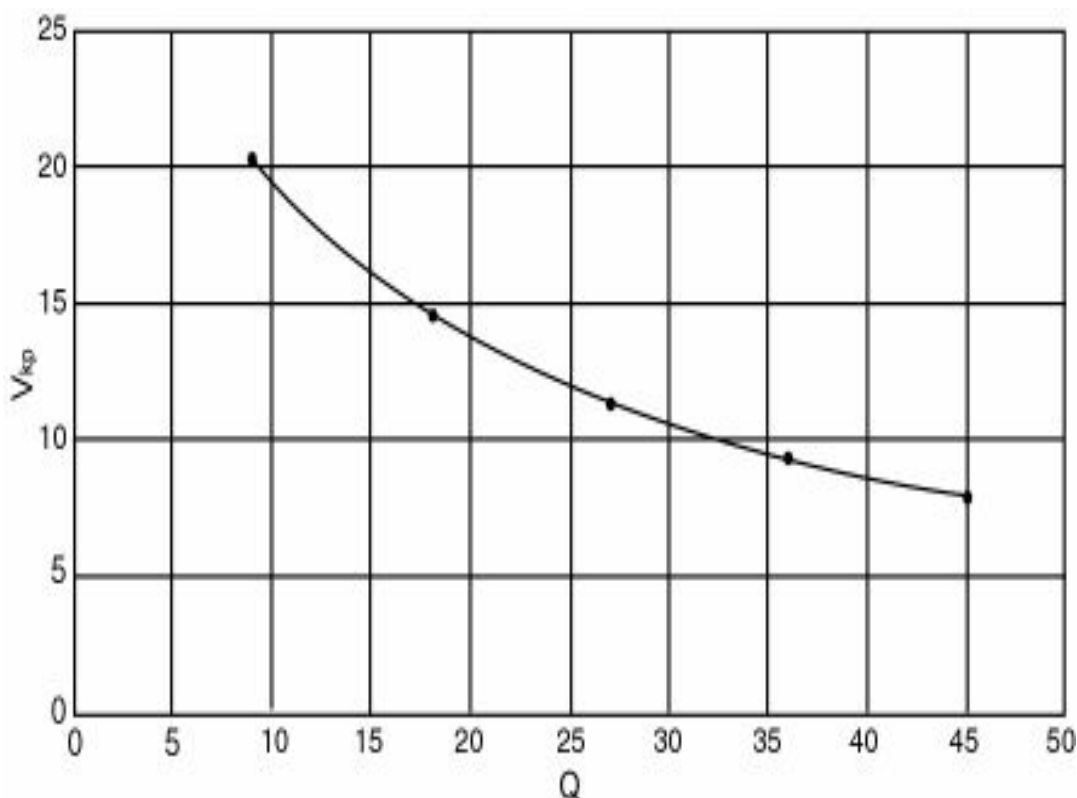


Рисунок 27- Зависимость критической скорости по условию поперечного опрокидывания автомобиля от угла поворота управляемых колес (радиуса поворота)

Таблица 15- Критическая скорость по условию поперечного скольжения автомобиля при различных значениях φ

θ , град φ	9	18	27	36	45
0,8	14,35	10,02	8	6,69	5,7
0,5	11,3	7,9	6,3	5,3	4,5
0,3	8,78	6,1	4,89	4,1	3,49

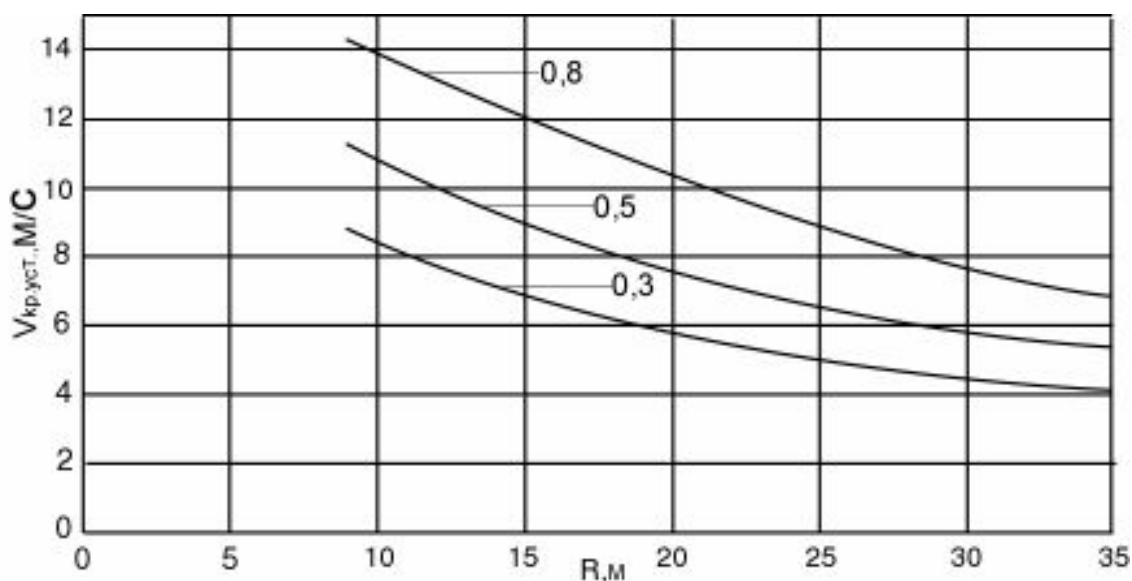


Рисунок 28- Зависимость критической скорости по условию поперечного скольжения автомобиля от угла поворота управляемых колес (радиуса поворота) при различных значениях φ

2.10 Плавность хода

Плавность хода – это эксплуатационное свойство автомобиля, характеризующее его способность двигаться в заданном интервале скоростей по дорогам с неровной поверхностью без значительных вибрационных и ударных воздействий на водителя, пассажиров и перевозимый груз.

Обеспечение высокой плавности хода автомобилей, особенно пассажирских, является одной из важнейших задач, стоящих перед конструкторами и эксплуатационниками. Улучшение плавности хода достигается оптимизацией ряда конструктивных параметров самого автомобиля и его подвески, прежде всего, за счет соответствующей компоновки автомобиля, определяющей

распределение масс между осями; подбора параметров жесткости упругих элементов подвески; установки в подвеску амортизаторов с оптимальным сопротивлением; подрессоривания кабины и сидений, а также придания сидениям водителя и пассажиров упругих свойств.

Оценить плавность хода одним показателем не представляется возможным – для этого пользуются несколькими измерителями.

Период колебания t (с) – время, в течение которого кузов автомобиля совершает полное колебательное движение.

Угловая частота ω (Гц) – величина, численно равная произведению частоты колебаний на 2π ; $\omega = 2\pi\nu = 2\pi/t$

В практике техническую частоту колебаний измеряют числом колебаний в минуту: $n = 60/t$, кол/мин.

Частоты ω и n связывают равенство

$$n = 60/t = 60\omega/2\pi = (30/\pi)\sqrt{C_\pi/m}, \quad (67)$$

где C_π – жесткость пружины;

m – масса колеблющегося тела.

Статическая деформация пружины (прогиб, м) под действием силы тяжести

$$f_\pi = \frac{G}{C_\pi}, \quad (68)$$

Подставив в выражение (67) значение жесткости C_π из формулы (68), а также выразив массу m через G/g , получим

$$n = (30/\pi)\sqrt{(G/f_\pi)(g/G)} = (30/\pi)\sqrt{g/f_\pi},$$

или

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_\pi}}. \quad (69)$$

Таким образом, чем больше статический прогиб подвески, тем меньше частота собственных колебаний. Используя мягкие подвески, уменьшают частоту собственных колебаний кузова и повышают комфортабельность автомобиля. Статический прогиб

подвески определяется типом автомобиля. Так, для легковых автомобилей статический прогиб составляет 10...18см, а частота колебаний их подрессоренной массы 0,8...1,2Гц. У грузовых автомобилей статический прогиб 6...12см, а частота колебаний 1,2...1,9Гц.

Под действием подрессоренной силы тяжести автомобиля упругий элемент подвески и шины деформируются. Суммарный прогиб этой системы (определяют по изменению положения оси колеса), т.е. подвески и шины, м

$$f_{\text{сум}} = \frac{G_{\pi}}{C_{\text{пр}}}, \quad (70)$$

где G_{π} - подрессоренная сила тяжести автомобиля, Н;

$C_{\text{пр}}$ - приведенная жесткость, Н/см.

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_n C_{\text{ш}}}{C_n + C_{\text{ш}}}, \quad (71)$$

где $C_{\text{ш}}$ - жесткость шины, Н/см.

У современных легковых автомобилей жесткость подвески составляет $(3...12) \cdot 10^2$ Н/см, а у грузовых автомобилей и автобусов – $(15...70) \cdot 10^2$ Н/см. Жесткость шин намного выше и лежит в пределах: $(2,5...5,0) \cdot 10^3$ Н/см – у легковых автомобилей и $(10...20) \cdot 10^3$ Н/см – у грузовых автомобилей и автобусов.

Амплитуда колебаний – наибольшее отклонение (перемещение) от положения равновесия.

Скорость колебаний (м/с) – первая производная перемещения по времени.

Ниже приведена характеристика колебаний в зависимости от скорости колебаний (в м/с)

Неощутимые.....	0,035
Слабо ощутимые.....	0,035...0,1
Вполне ощутимые.....	0,1...0,2
Сильно ощутимые.....	0,2...0,3
Неприятные и очень неприятные.....	0,3...0,4

Ускорение колебаний (м/с^2) – вторая производная перемещения по времени или первая производная скорости колебаний по времени.

Влияние знакопеременных ускорений на организм человека в большей степени зависит от частоты колебаний. С увеличением частоты даже небольшие ускорения колебаний могут вызвать неприятные или болезненные ощущения. Ниже приведены значения ускорений колебаний, вызывающие ощущения разной тяжести.

Частота, Гц.....	1	1,5	2	3
Ускорение, м/с^2	2,3(2,7)	2,1(2,5)	1,9(2,3)	1,7(2,0)

Примечание. Число без скобок соответствует неприятным ощущениям, число в скобках – болезненным.

Линейные перемещения вдоль осей (рисунок 29) называют: **подергиванием** (s_x), **шатанием** (s_y) и **подпрыгиванием** (s_z). Угловые перемещения вокруг осей: **покачивание** (α_x), **галопирование** (α_y) и **виляние** (α_z).

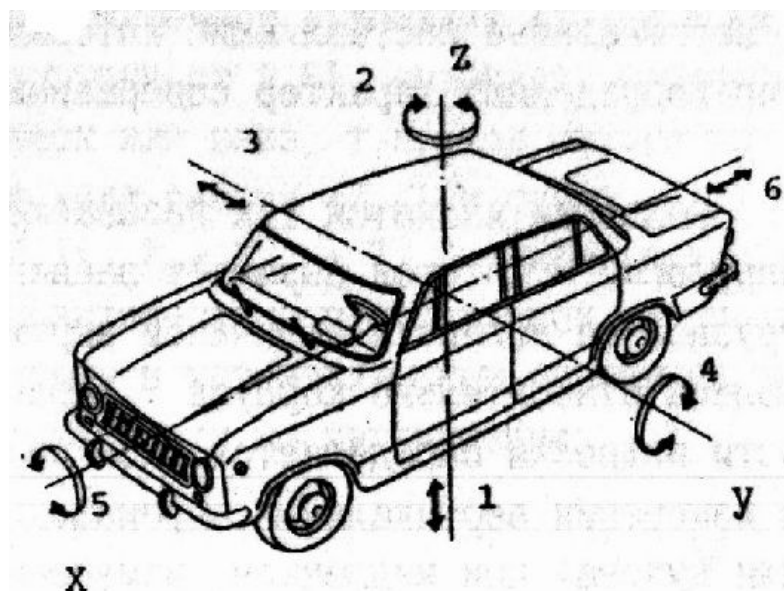


Рисунок 29- Основные виды колебаний:

- 1 – подпрыгивание; 2 – рыскание; 3 – пошатывание; 4 – галопирование; 5 – покачивание; 6 – подёргивание

Отсутствие галопирования автомобиля будет выражаться равенством

$$\frac{C_{np1}}{C_{np2}} = \frac{b}{a}, \quad (72)$$

где a, b – расстояние от центра масс (тяжести) автомобиля соответственно до передней и задней осей, м;

C_{np1}, C_{np2} – приведенная жесткость подвески и шины соответственно переднего и заднего мостов автомобиля.

Следовательно, жесткость подвесок необходимо выбирать таким образом, чтобы они были обратно пропорциональны расстояниям центра тяжести от передней и задней осей. Тогда при одинаковых прогибах передней и задней подвесок кузов автомобиля будет перемещаться вертикально без галопирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Вахламов, В. К. Автомобили. Эксплуатационные свойства [Текст]: учебник / В. К. Вахламов. - 2-е изд., стер. - М.: Академия, 2006. - 240с.

2 Саушкин, О.В. Эксплуатационные свойства автомобиля. Теория и расчет [Электронный ресурс]: учебное пособие / О.В. Саушкин. - Воронеж: Воронежская государственная лесотехническая академия, 2011. - 39 с. // Режим доступа - URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=143108>

3 Нарбут, А.Н. Автомобили. Рабочие процессы и расчет механизмов и систем [Текст]: учебник / А.Н. Нарбут. -2-е изд., испр. –М.: Академия, 2008. - 256 с.

4 Вахламов, В. К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета [Текст]: учебник / В. К. Вахламов. . - 2-е изд., стер. - М.: Академия, 2008. - 480с.

5 Богатырёв, А.В. Автомобили [текст]/А.В. Богатырёв, Ю.К. Есеновский–Лашков [и др.]. М.:Колос,2001. 496с.

6 Вахламов, В.К. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя [текст] / Под ред. А.А. Юрчевского. М.: Академия, 2003. 816с.

7 Вахламов, В.К. Техника автомобильного транспорта: Подвижной состав и эксплуатационные свойства [текст]/В.К. Вахламов. М.:Академия, 2004. 528с.

8 Копотилов, В.И. Автомобили: Теоретические основы: Учебное пособие [текст]/В.И. Копотилов. Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. 403с.

9 Проскурин, А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи: Учебное пособие [текст]/А.И. Проскурин. Пенза: ПГАСА, 2002. 124с.