

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 22.12.2021 15:43:36  
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  
Оксана Геннадьевна Локтионова  
«Юго-Западный государственный университет» (ЮЗГУ)  
2022 г.  
« 23 » 11



## ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ

Методические указания к выполнению практических и самостоятельных работ для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 23.03.01 «Технология транспортных процессов»

Курск 2021

## **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

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 г.

## **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ**

Методические указания к выполнению практических и самостоятельных работ для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 23.03.01 «Технология транспортных процессов»

Курск 2021

Составитель В.И. Козликин

УДК 629.113/.115(075.8)

Рецензент

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

**Эксплуатационные свойства автомобилей** [Текст]: методические указания к выполнению практических и самостоятельных работ для студентов направлений подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 23.03.01 «Технология транспортных процессов» / сост.: В.И. Козликин; Курск, 2021. 48с., ил. 20, табл. 4. Библиогр.: с.48

Излагаются методические рекомендации по расчету основных показателей эксплуатационных свойств автомобилей.

Предназначены для студентов направлений подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 23.03.01 «Технология транспортных процессов»

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 Модели автомобилей.....	6
2 Эксплуатационные свойства автомобиля	
Практическое занятие 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	9
Практическое занятие 2. Тяговая характеристика автомобиля. Тяговый баланс.....	14
Практическое занятие 3. Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля.....	20
Практическое занятие 4. Ускорение, время и путь разгона.....	24
Практическое занятие 5. Характеристики тормозных свойств автомобиля.....	28
Практическое занятие 6. Топливо-экономическая характеристика автомобиля.....	33
Практическое занятие 7. Проходимость автомобиля.....	35
Практическое занятие 8. Управляемость автомобиля.....	43
Практическое занятие 9. Устойчивость автомобиля.....	45
Библиографический список.....	48

## ВВЕДЕНИЕ

В большинстве развитых стран автомобильный транспорт развивался опережающими темпами по отношению к другим видам транспорта и отраслям экономики. Этому способствовали его объективные преимущества, дополненные значительным прогрессом в области дорожного строительства и конструкций автотранспортных средств, а также в связи с широким распространением систем промышленной и транспортной логистики.

Массовое применение автотранспортных средств повлекло за собой изменения во всех секторах экономики и в социальной сфере, в ситуации на рынке труда, в градостроительной политике, в организации розничной торговли, отдыха, в других аспектах жизни общества. При этом процесс автомобилизации принял, по существу, глобальный характер. В настоящее время в наиболее развитых странах 75-80% всего объема пассажирских и грузовых перевозок выполняется автомобильным транспортом.

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

Составляющие качества - эксплуатационные свойства автомобиля, такие как, топливная экономичность, экологическая безопасность, управляемость, динамичность, устойчивость, плавность хода, проходимость образуют иерархическую структуру («дерево 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.

При выполнении практических и самостоятельных работ по дисциплине «Эксплуатационные свойства автомобилей» студент должен произвести анализ и количественную оценку

эксплуатационных свойств автомобиля в соответствии с вариантом задания и методикой, изложенной в настоящих методических указаниях

# 1 МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЕЙ

Ниже представлены модели автомобилей, технические характеристики которых будут использоваться студентами для выполнения практических и самостоятельных работ по дисциплине «Эксплуатационные свойства автомобилей». Вариант задания (номер модели автомобиля в перечне) соответствует номеру студента в списке академической группы.

## Направление подготовки 23.03.03

- 1 KIA Picanto 1.0
- 2 KIA Ceed SW
- 3 KIA Rio X-Line 1.4
- 4 KIA Rio X-Line 1.6
- 5 KIA Rio NEW 1.4
- 6 KIA Rio NEW 1,6
- 7 KIA Ceed 1.4
- 8 KIA Ceed 1.6
- 9 KIA Ceed 1.6 T-GDI
- 10 KIA Cerato 1.6
- 11 KIA Optima 2.0
- 12 KIA Soul 1.6
- 13 KIA Sportage MY19
- 14 KIA Sorento
- 15 Volkswagen Polo седан 1.4 TSI MT Drive (125 л.с.)
- 16 Volkswagen Polo седан 1.6 MT Trendline (90 л.с.)
- 17 Volkswagen Polo седан 1.6 MT Drive (110 л.с.)

---

- 18 Volkswagen Jetta 1.6 MPI MT Trendline (110 л.с.)
- 19 Volkswagen Passat седан 1.4 TSI MT Conceptline (125 л.с.)
- 20 Volkswagen Tiguan 1.4 TSI MT Trendline (125 л.с.)
- 21 Hyundai Solaris седан 1.4 MT Active (100 л.с.)
- 22 Hyundai Solaris седан 1.6 MT Active Plus (123 л.с.)
- 23 Hyundai Elantra седан 1.6 MT Base (128 л.с.)
- 24 Hyundai Elantra седан 2.0 MT Family (150 л.с.)
- 25 Hyundai Creta 1.6 MT Start (123 л.с.)
- 26 Hyundai Tucson 2.0 MT 2WD Primary (150 л.с.)
- 27 Skoda Rapid 1.6 MT Ambition (90 л.с.)
- 28 Skoda Octavia лифтбек 1.4 TSI MT Ambition (150 л.с.)

- 29 Skoda Superb лифтбек 1.4 TSI MT Ambition (150 л.с.)
- 30 Skoda Kodiaq 1.4 TSI MT Active (125 л.с.)
- 31 Peugeot 408 1.6 MT Active (115 л.с.)
- 32 Peugeot 408 1.6 HDI MT Active (114 л.с.)
- 33 Chevrolet Aveo седан 1.6 MT LT (115 л.с.)
- 34 Chevrolet Spark 1.0 MT Base (68 л.с.)
- 35 Chevrolet Lacetti седан 1.4 MT SE (95 л.с.)
- 36 Chevrolet Lacetti седан 1.6 MT SX (109 л.с.)
- 37 Chevrolet Epica 2.0 MT LT (143 л.с.)
- 38 Chevrolet Cruze седан 1.8 MT LS (141 л.с.)
- 39 Volkswagen Amarok Basis 2.0 MT (140 л.с.)
- 40 УАЗ Хантер
- 41 УАЗ Патриот
- 42 УАЗ Патриот NEW
- 43 УАЗ Карго
- 44 LADA LARGUS 1.6 (87 л.с.)
- 45 LADA LARGUS CROSS
- 46 LADA KALINA CROSS 1.6 (106 л.с.)
- 47 LADA Vesta Sport 1.8 MT Luxe (145 л.с.)
- 48 Газель Next A21R22 – 10
- 49 Газель Next A21R32 - 10
- 50 Renault Duster 1.6
- 51 Renault Duster 2.0
- 52 Renault Duster 1.5 dCi
- 53 Renault Sandero Stepway 1.6 (82 л. с.)
- 54 Renault Sandero Stepway 1.6 (102 л. с.)
- 55 Renault Sandero Stepway 1.6 (113 л. с.)

### Направление подготовки 23.03.03

- 1 Урал 4320-82E5
- 2 Урал-4320-80E5
- 3 КамАЗ-4308-69
- 4 КамАЗ-65117-А4
- 5 КамАЗ-43502-14
- 6 КамАЗ-6360-73
- 7 КамАЗ-43253-С4
- 8 КамАЗ-43253-28 (R4)
- 9 Вектор 4 (ПАЗ – 320470)



- 10 ГАЗель NEXT A65R23-60
- 11 ГАЗель NEXT A65R32-98
- 12 ПАЗ – 3206
- 13 ГАЗ Валдай 3,8 МТ (стандартная база)
- 14 ГАЗ Валдай 2,8 МТ (стандартная база)
- 15 ПАЗ- 32054
- 16 ГАЗон NEXT 3,7 МТ
- 17 ГАЗон NEXT 4,4 МТ
- 18 ГАЗон NEXT 4,8 МТ
- 19 ГАЗель NEXT A21R22
- 20 ГАЗель NEXT A31R32
- 21 Вектор NEXT ПАЗ – 320414-04
- 22 ПАЗ - 4234
- 23 ПАЗ - 3204
- 24 ПАЗ – 3203

## 2 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

### Практическое занятие 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.

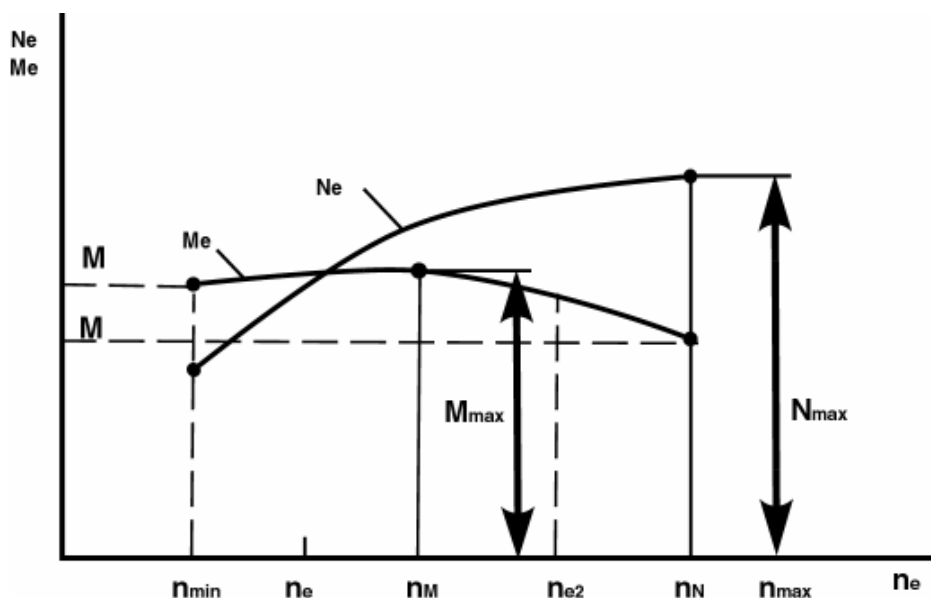


Рисунок 1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

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.

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.

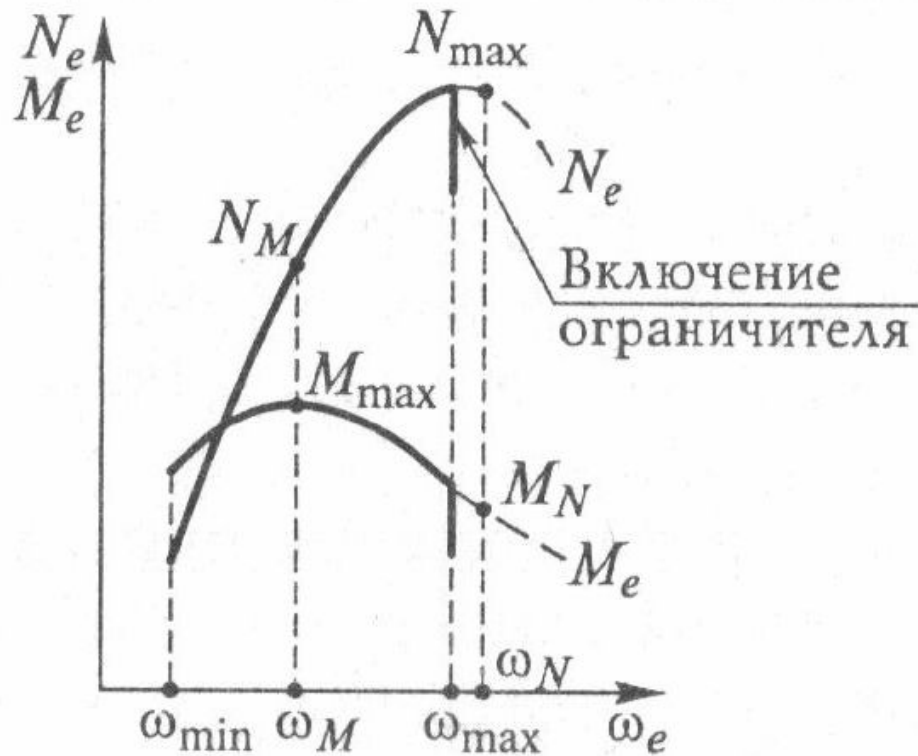


Рисунок 2 - Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя с ограничителем угловой скорости коленчатого вала

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  $n_{max} = n_N$ .

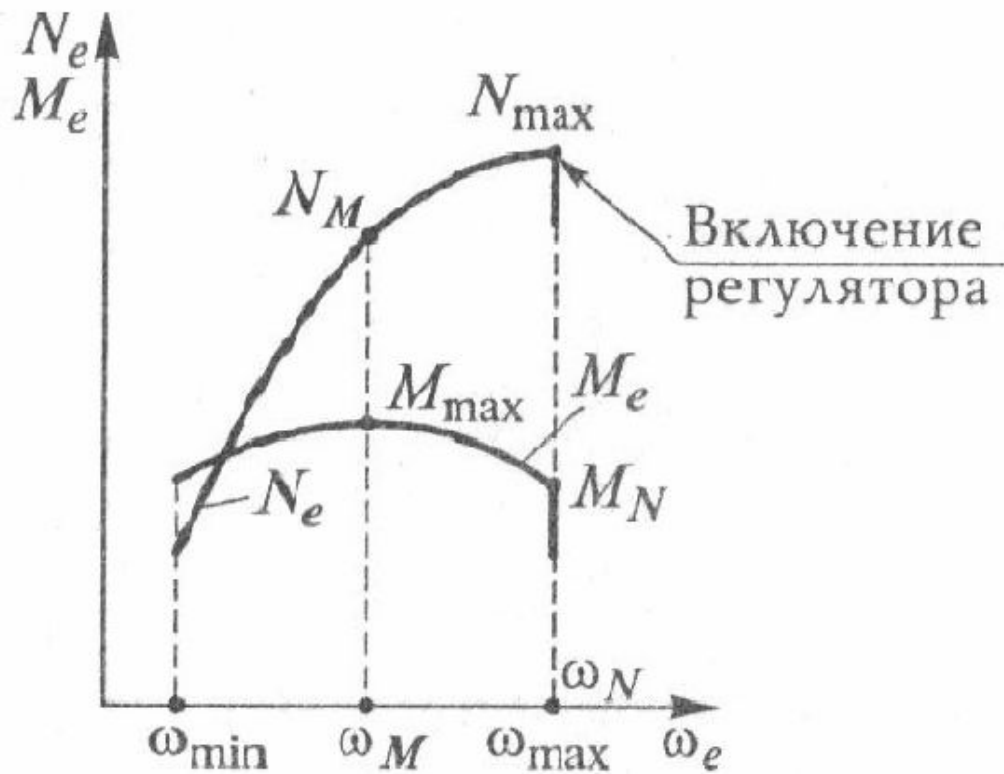


Рисунок 3 - Внешняя скоростная характеристика дизеля с регулятором угловой скорости коленчатого вала

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

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

## **Практическое занятие 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 1). 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;

$\eta_{mp}$  - механический КПД трансмиссии (таблица 1);

$r_k$  - радиус качения колеса (кинематический).

Таблица 1 - Механический КПД трансмиссии

Автомобили	$\eta_{mp}$
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  $\lambda$  - коэффициент деформации шины (таблица 2);

$r_0$  - свободный радиус.

$$r_0 = 0,5d_0 + H_u, \quad (9)$$

где  $d_0$  – посадочный диаметр шины на диск;

$H_u$  – высота профиля шины.



Таблица 2-Коэффициенты деформации шин

Тип шины	Коэффициент деформации шины $\lambda$
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

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;

$P_\alpha$  – сила сопротивления подъему;

$P_\omega$  – 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 3);

$\alpha$  – угол продольного уклона дороги.

Таблица 3 – 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  $P_{\alpha}$  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  $P_{\omega}$ . С целью упрощения расчетов силу сопротивления воздуха  $P_{\omega}$  определяют с помощью эмпирической зависимости

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

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

$F$  - лобовая площадь автомобиля,  $\text{м}^2$ .

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 Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>.

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 (кг·м<sup>2</sup>) и угловым ускорением (рад/с<sup>2</sup>) 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  $\delta$ .

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

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

где  $j$  – ускорение автомобиля.

Анализ тягового баланса удобно проводить графически. По оси абсцисс откладывают (рисунок 4) скорость автомобиля, а по оси ординат - тяговое усилие на ведущих колесах и силы сопротивления движению.

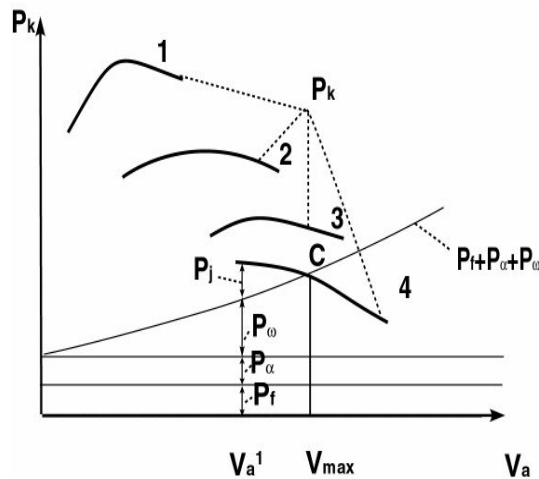


Рисунок 4 - Тяговый баланс автомобиля

Если пренебречь влиянием скорости автомобиля на коэффициент сопротивления качению, то величина силы  $P_f$  изображается прямой, параллельной оси скорости. Величина силы  $P_\alpha$  не зависит от скорости автомобиля и также изображается линией, параллельной оси скорости. Отрезок  $P_j$ , равный разности между  $P_k$  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 ( $P_f$ ,  $P_\alpha$ ) 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 ( $P_k = P_f + P_\alpha + P_\omega$ ) 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  $P_f + P_\alpha + P_\omega > P_k$ . 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.

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

### Практическое занятие 3. Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля

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

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

где  $D$  – динамический фактор.

Определив из уравнения  $P_k = P_f + P_i + P_\omega + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt}$  разность  $(P_k - P_\omega)$  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  $P_\psi$  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 5).

С ее помощью решают следующие задачи:

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

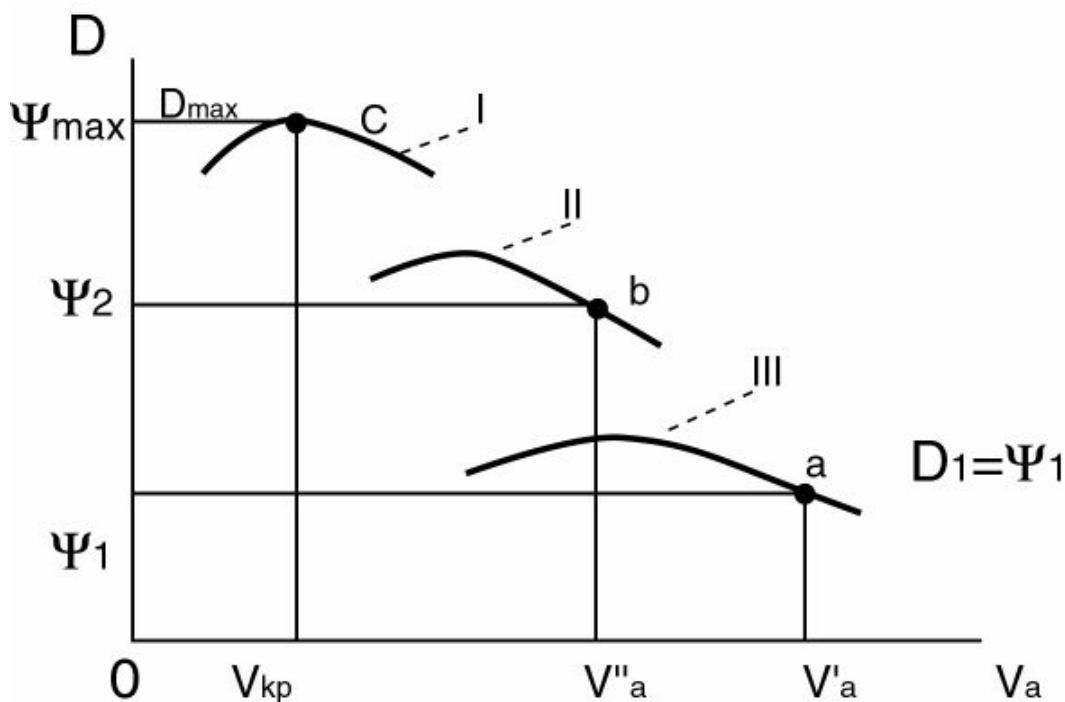


Рисунок 5 – Динамическая характеристика автомобиля

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  $\psi_1$ . 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  $\psi_1$ , 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  $\psi_2$ . 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  $\psi_{max}$ , 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  $\alpha_{max}$ , 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  $\psi$ . 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  $\alpha_{max}$  получим тригонометрическое уравнение, решение которого даст значение  $\alpha_{max}$

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

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.

#### Практическое занятие 4. 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  $\delta$ . Коэффициент  $\delta$  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  $\delta$  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/с<sup>2</sup>; на прямой – 0,8...1,2м/с<sup>2</sup>;
- грузовые автомобили: на I передаче – 1,7...2,0м/с<sup>2</sup>; на прямой – 0,35...0,50м/с<sup>2</sup>.

При отсутствии данных по величинам моментов инерции коэффициент  $\delta$  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  $\delta_x$  можно вычислить по выражению:

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

График ускорений автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач представлен на рисунке 6.

**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.

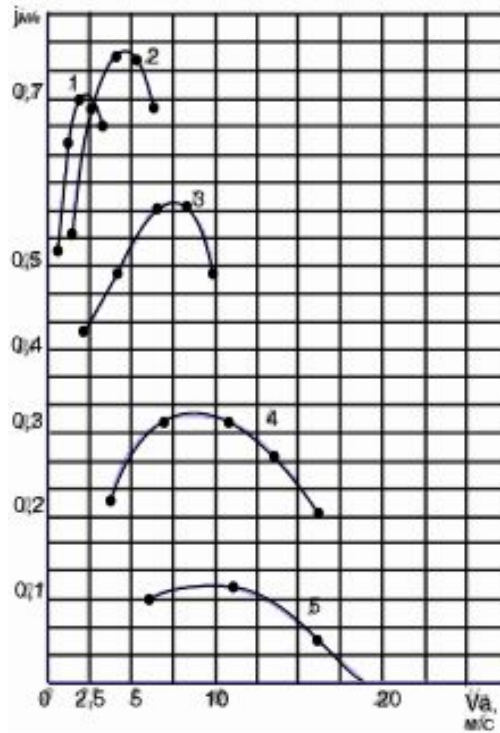


Рисунок 6- График ускорений автомобиля

**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  $\Delta t$ . 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.

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 и графика ускорений.

2. Определяем изменение скорости в интервале

$$\Delta V_i = V_{i+1} - V_i. \quad (32)$$

3. Среднее значение ускорения в интервале

$$j_{icp} = \frac{j_i + j_{i+1}}{2}. \quad (33)$$

4. Время изменения скорости на каждом интервале

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{j_{icp}}. \quad (34)$$

5. Приращение пути на каждом интервале

$$\Delta S_i = V_{cpi} \times \Delta t_i \quad (35)$$

Время на переключение передач  $t_n$  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 (32), (33), (34) строят график времени разгона (рисунок 7).

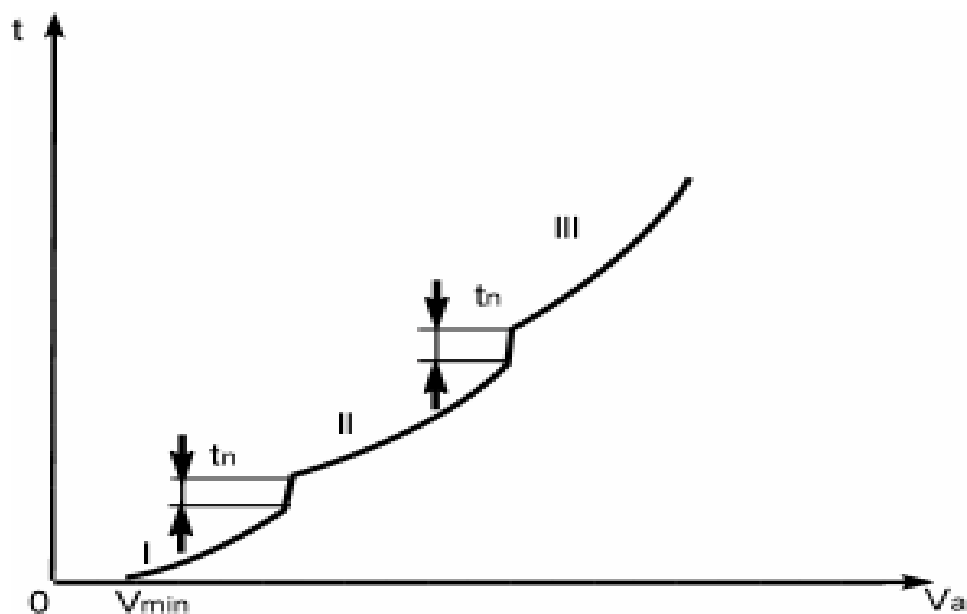


Рисунок 7- График времени разгона автомобиля

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  $V_{min}$ .

По результатам расчетов (35) аналогично строят график пути разгона.

### **Практическое занятие 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:

$$j_t = \frac{P_T + P_f + P_\omega}{G_a \cdot \delta'} \cdot g, \quad (36)$$

где  $P_T$  – тормозная сила

$\delta'$  – 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  $P_\omega$ , а также  $\delta'$ , тогда

$$j_{Tmax} = g \cdot \varphi_{max}, \quad (37)$$

где  $\varphi_{max}$  – коэффициент сцепления шины с дорогой (максимальный); применительно к различным типам опорной поверхности значения  $\varphi$  приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Коэффициент сцепления для различных дорог

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

Время торможения  $t_T$  при наибольшей интенсивности затормаживания определяют на основе формулы

$$t_T = \frac{(V_H - V_k)}{g \cdot \varphi}, \quad (38)$$

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

$$t_T = \frac{V_H}{g \cdot \varphi}, \quad (39)$$

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

$$dS = V \cdot dt, \quad (40)$$

$$S_T = \frac{V_H^2 - V_K^2}{2g\varphi}. \quad (41)$$

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

$$S_T = \frac{V_H^2}{2g\varphi}. \quad (42)$$

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  $K_\varphi$ . Тогда

$$S_T = \frac{K_\varphi \cdot V_H^2}{2g\varphi}. \quad (43)$$

Для легковых автомобилей  $K_\varphi = 1,2$ , а для грузовых и автобусов  $K_\varphi = 1,3 \dots 1,4$ .

Тормозная характеристика автомобиля при различных замедлениях ( $j_m$ ) и различных дорожных условиях ( $\varphi$ ) представлена на рисунке 8.

Выражение (42) позволяет рассчитать величину тормозного пути для случая, когда колеса автомобиля полностью заторможены. Действительный остановочный тормозной путь будет больше.

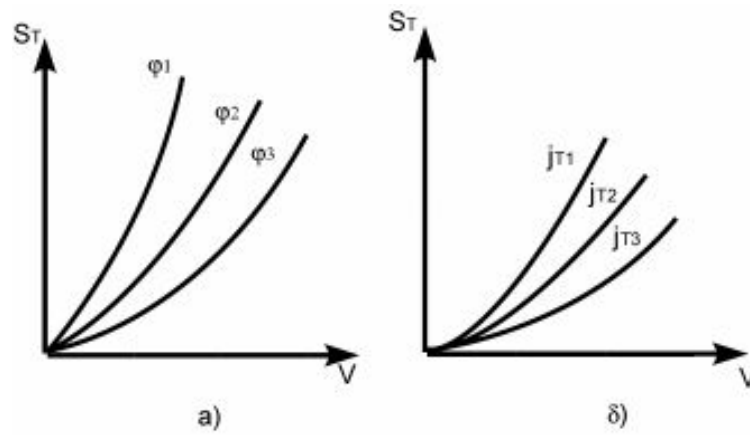


Рисунок 8- Тормозная характеристика автомобиля:  
 а– при различных дорожных условиях ( $\varphi$ ); б – при различных замедлениях ( $j_m$ )

Рассмотрим изменение замедления  $j_T$  автомобиля от времени (рисунок 9).

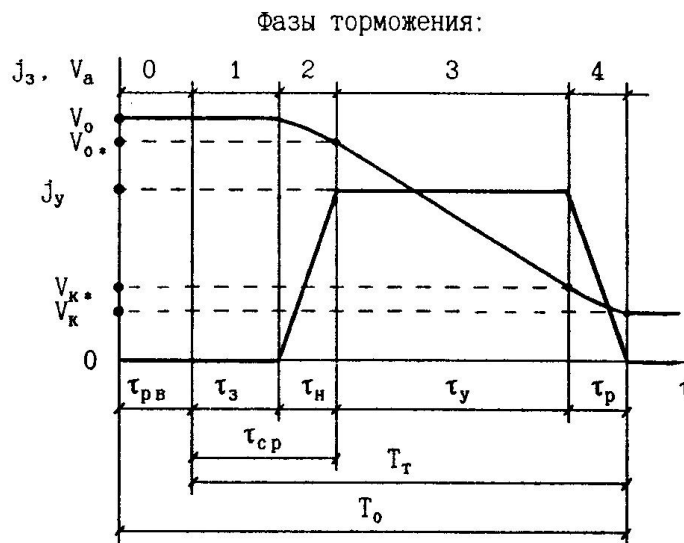


Рисунок 9 – Тормозная диаграмма

Пусть в момент времени, соответствующий точке  $O$ , на пути движения автомобиля появилось препятствие. Время  $\tau_{p.v.}$ , 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  $0,5 \dots 1,5$ с. В состоянии опьянения  $\tau_{p.v.}$  увеличивается в несколько раз.



Время  $\tau_3$  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  $\tau_3 = 0,2\text{с}$ , для пневматического  $\tau_3 = 0,2 \dots 0,5\text{с}$ , а при длинных воздухопроводах (автопоезда) значительно больше.

Время  $\tau_n$  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  $\tau_n = 0,2\text{с}$ , для пневматического  $\tau_n = 1\text{с}$ , а в автопоездах  $\tau_n = 2 \dots 3\text{с}$ . Время  $\tau_{ср.} = \tau_3 + \tau_n$  называют **временем срабатывания тормозного привода**;  $\tau_y$  – время, соответствующее полному включению тормозов;  $\tau_p$  – время спада замедления после прекращения нажатия на педаль тормоза;  $\tau_p = 0,2 \dots 2\text{с}$  (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  $\tau_{р.в.} + \tau_{ср.} + \tau_y + \tau_{р.}$ . В течение времени  $\tau_{р.в.} + \tau_3$  начальная скорость  $V_H$  автомобиля практически не снижается. За время  $\tau_n$  происходит некоторое её снижение. Наиболее интенсивно она снижается в течение времени  $\tau_y$ , когда колеса полностью заторможены. Остановочный тормозной путь можно рассчитать приближенно по выражению:

$$S_{ост.} = V_H \left( t_1 + t_2' + \frac{t_2''}{2} \right) + \frac{K_3 V_H^2}{2\varphi \cdot g} . \quad (44)$$

Значение  $\tau_y$  определяют по формуле (39).

Скорость движения автомобиля в начале третьей фазы торможения:

$$V_H^* = V_H - 0,5 \cdot j_{Tmax} \times \tau_n . \quad (45)$$

## Практическое занятие 6. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

**Топливо-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:

$$Q = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V_a} \quad (46)$$

$$Q_s = Q_t \cdot \frac{100}{V_a}, \quad (47)$$

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

$Q_t$  – часовой расход топлива, кг/час;

$N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт.

Расчет топливо-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  $Q_t/Q_I$  от нагрузки  $P_c/P_k$  (рисунок 10), одинаковы для всех двигателей.

Здесь  $Q_I$  – 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.

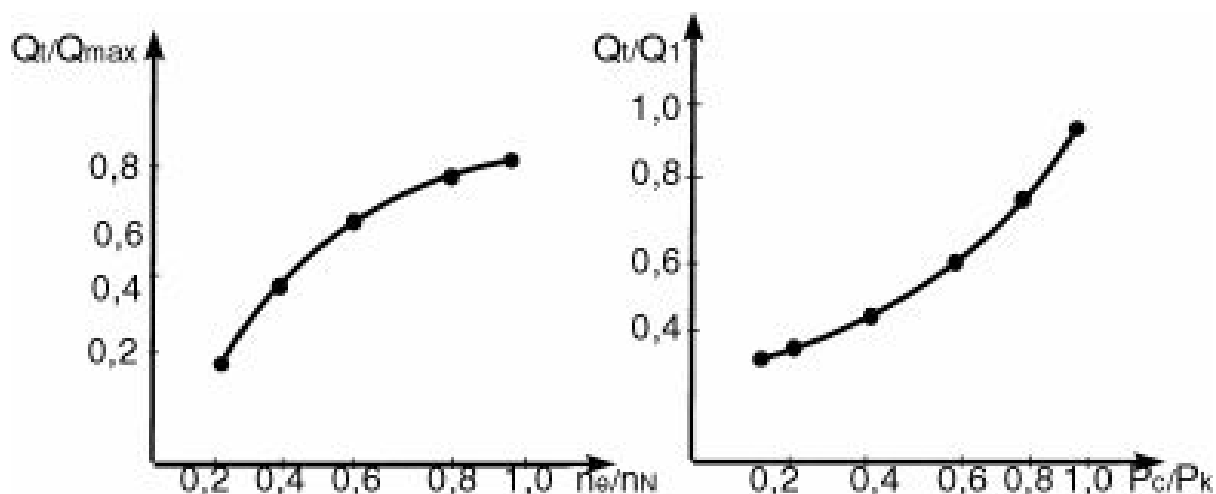


Рисунок 10 – Безразмерные характеристики

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

$$Q_{\max} = \frac{1,2 \cdot g_{e \min} \cdot N_{e \max}}{1000}, \quad (48)$$

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

Далее расчет ведут следующим образом:

1. Задаваясь различными условиями движения ( $\psi$ ,  $V_a$ ), 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 10) находят величины  $Q_1/Q_{\max}$ ;
4. По отношениям  $P_c/P_k$  из графика (рисунок 10) определяют величины  $Q_t/Q_1$ ;
5. По значению  $Q_{\max}$  и отношениям  $Q_1/Q_{\max}$  вычисляют  $Q_1$ , а затем по  $Q_t/Q_1$  находят  $Q_t$ .
6. Имея величины часовых расходов топлива  $Q_t$  для различных условий движения, по формуле (47) вычисляют расходы топлива на 100км пути.

График топливно-экономической характеристики автомобиля с полной нагрузкой для различных дорожных условий представлен на рисунке 11.

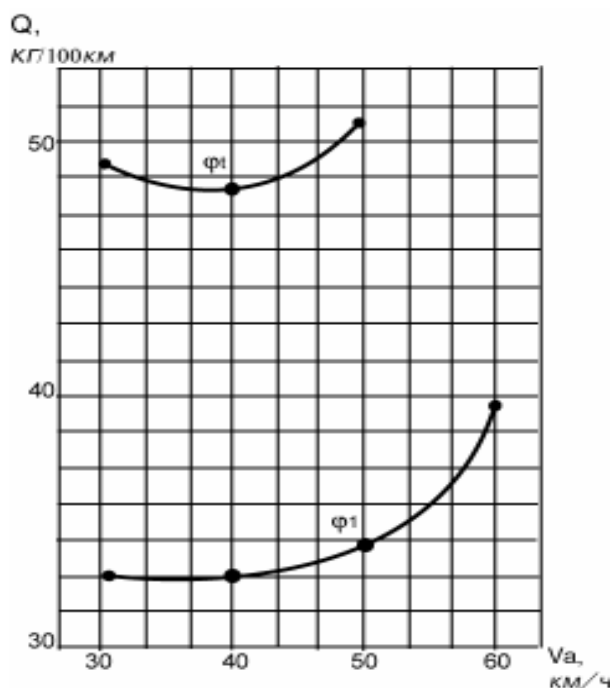


Рисунок 11 - Топливо-экономическая характеристика автомобиля

## Практическое занятие 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 12).

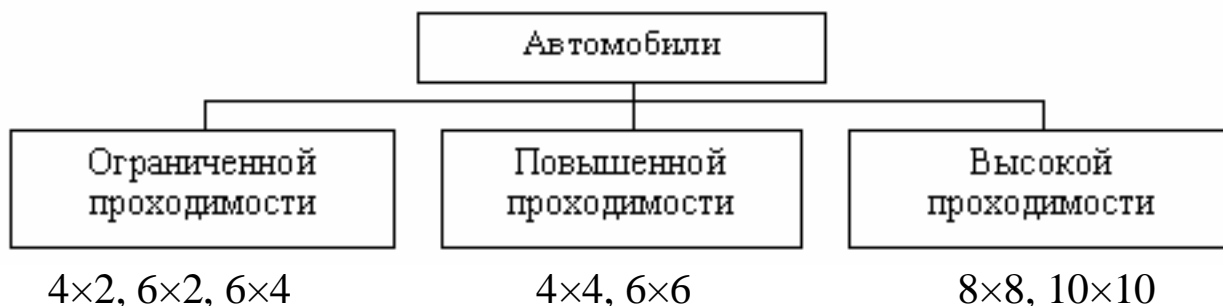


Рисунок 12- Классификация автомобилей по проходимости

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*:

$$\sigma_{ш} = G_a / F_{ш} \cdot n_{ш} , \quad (49)$$

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 ( $\varphi_x$ ). 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

$$P_T = \frac{P_{T \max}}{M_a} , \quad (50)$$

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

- удельная мощность

$$N_y = \frac{N_{e\ max}}{M_a} . \quad (51)$$

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:

$$P_\varphi \geq P_m \geq P_\psi . \quad (52)$$

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  $\Delta P_m$  и  $\Delta P_c$  соответственно на  $P_m$  и  $P_\varphi$ , получим показатели относительного запаса сил тяги и сцепления:

$$P_T = 1 - \frac{P_\psi}{P_m} , \quad P_c = 1 - \frac{P_m}{P_\varphi} . \quad (53)$$

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 (53), 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 ( $\beta_{nc}$ )
- 5) угол заднего свеса ( $\beta_{zc}$ )
- 6) продольный радиус проходимости ( $\rho_{np}$ )
- 7) поперечный радиус проходимости ( $\rho_{nn}$ )
- 8) угол продольной гибкости автопоезда ( $\lambda_{np}$ )
- 9) угол поперечной гибкости автопоезда ( $\lambda_{nn}$ )
- 10) угол перекоса мостов ( $\gamma$ )

Смысл перечисленных показателей поясняют рисунки 13, 14, 15, 16 и 17.

**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.

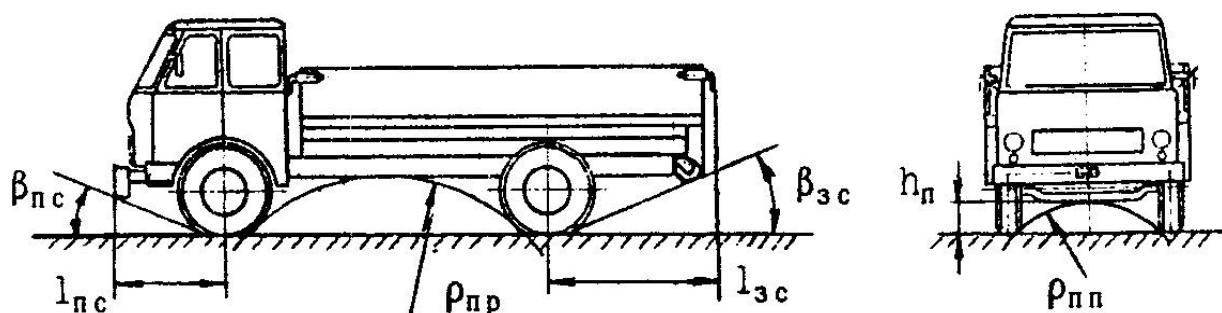


Рисунок 13- Показатели профильной (геометрической) проходимости автомобиля

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  $\beta_{nc}$ , 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 нижней 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 14).

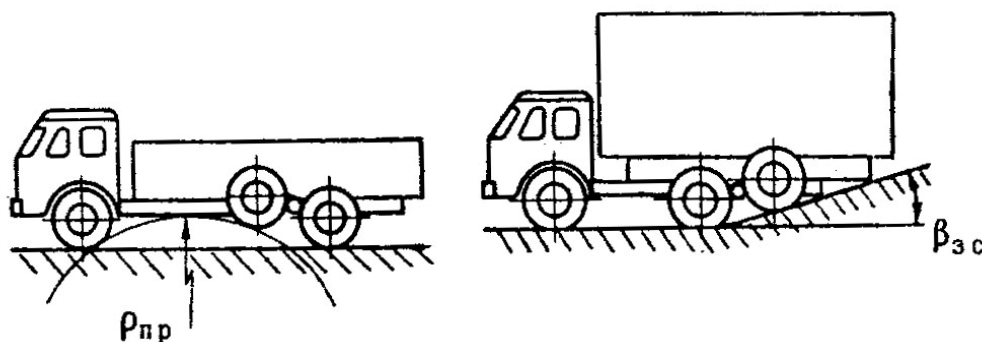


Рисунок 14 - Особенности определения продольного радиуса проходимости и угла заднего свеса у многоосных автомобилей

**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 15).

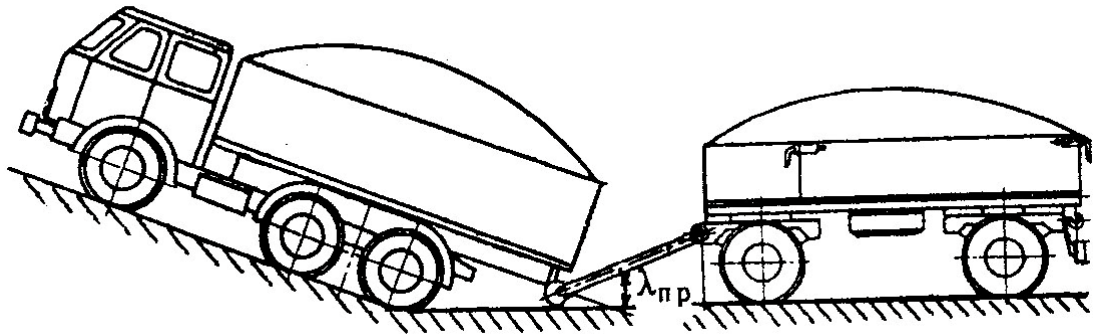


Рисунок 15 - Угол продольной гибкости прицепного автопоезда

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 16).

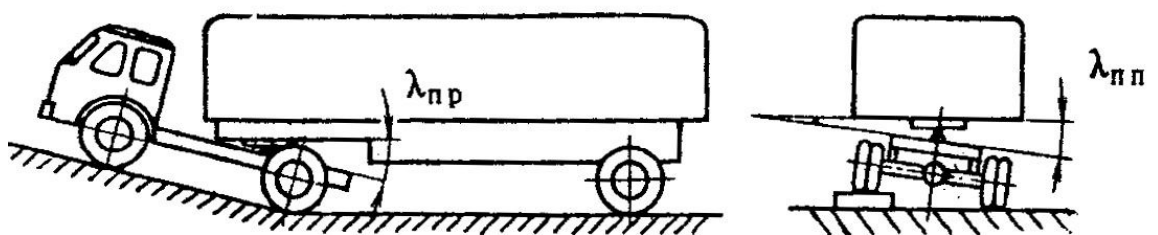


Рисунок 16- Углы продольной и поперечной гибкости седельного автопоезда

Для седельных автопоездов согласно ГОСТ 12105-74, угол продольной гибкости должен быть не менее  $\pm 8^\circ$ . При этом указанный угол  $\lambda_{пр}$  должен обеспечивать также беспрепятственный 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 16).

**Угол перекоса мостов** представляет собой угол, образованный осями переднего и заднего мостов при их предельном перекосе (рисунок 17).

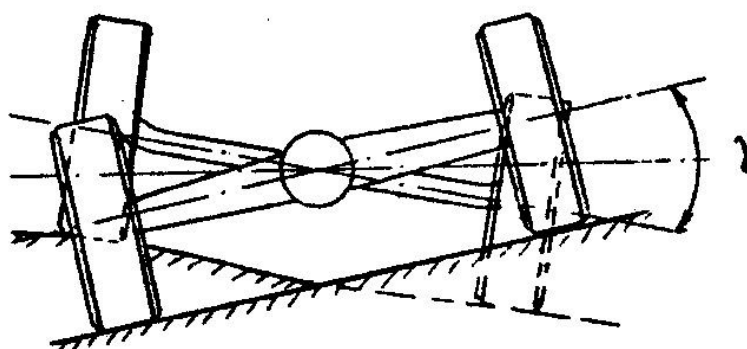


Рисунок 17 - Угол перекоса мостов

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

$$V_a=146020/0,066 \times 10=221242,4 \text{ Па.}$$

Показатели сцепных свойств:

- сцепная масса  $M_c=14900 \text{ кг}$ ;

- 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  $P_{\text{т уд}}=53011/14900=3,56 \text{ Н/кг}$ ;

- удельная мощность  $N_{\text{уд}}=154 \times 10^3/14900=10,34 \text{ Вт/кг}$ ;

- относительный запас силы тяги  $\Pi_m=1-14908,4/53011=0,72$ ;

- относительный запас сил сцепления шин с опорной поверхностью  $\Pi_c=1-53011/11637,5=0,54$ .

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  $\lambda_{n.n.}=\pm 6^\circ$ .

## **Практическое занятие 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

$$V_{кр} = \sqrt{\left( \frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg}\theta} - f \right) gL \cos\theta}, \quad (54)$$

где  $L$  – база автомобиля, м;

$\theta$  - угол поворота управляемых колёс.

При избыточной поворачиваемости ( $\delta_1 < \delta_2$ ) автомобиль движется около мгновенного центра поворота  $O_{\sigma}$ . 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

$$V'_{кр} = \sqrt{L/K_n}, \quad (55)$$

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  $K_y = 15...40$ кН/рад; а для шин грузовых автомобилей и автобусов -  $K_y = 30...100$ кН/рад.

Графическая зависимость критической скорости автомобиля из условия отсутствия скольжения управляемых колёс при различных коэффициентах сцепления представлены на рисунке 18.

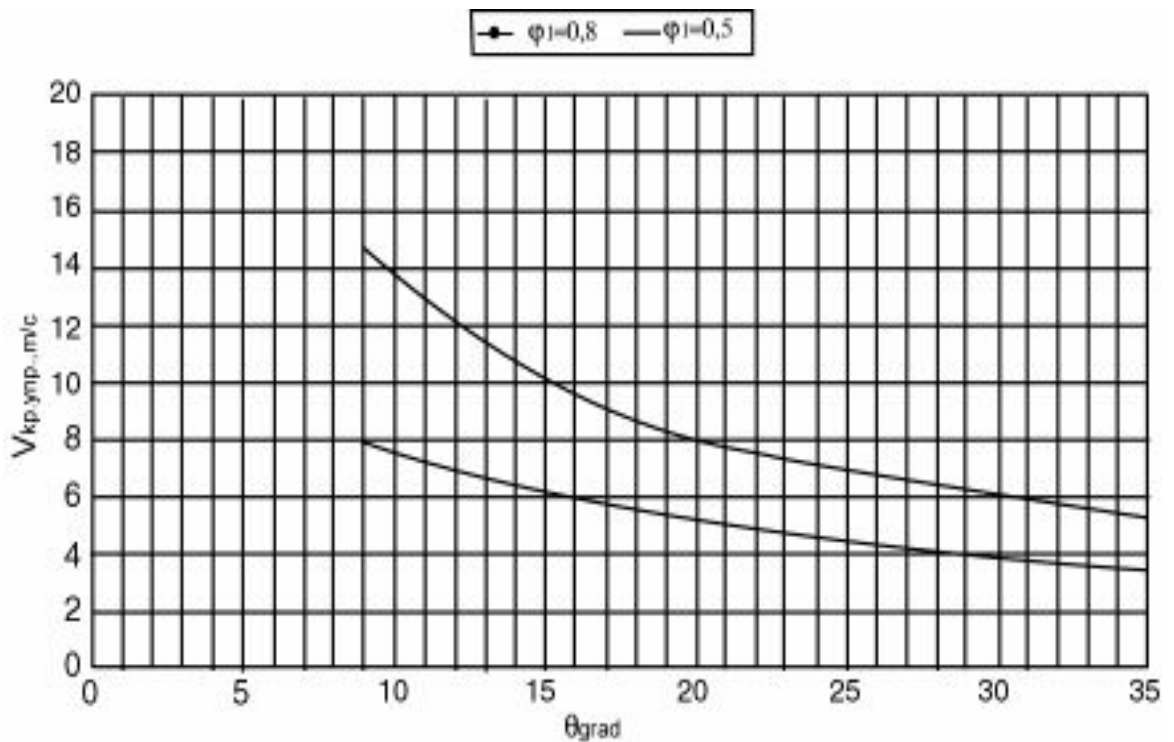


Рисунок 18- Зависимость критической скорости автомобиля по управляемости из условия отсутствия скольжения управляемых колёс при различных коэффициентах сцепления

### Практическое занятие 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  $\beta$  и продольного  $\alpha$  углов уклона дороги, бокового ветра, скорости автомобиля, угла  $\theta$  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:

$$V_{кр.опр.} = \sqrt{\frac{B}{2hg} gR} = \sqrt{\frac{B}{2hg} \cdot g \cdot \frac{L}{tg\theta}} . \quad (56)$$

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

$$V_{кр.ск.} = \sqrt{\varphi \cdot g \cdot R} = \sqrt{\varphi \cdot g \cdot \frac{L}{tg\theta}} , \quad (57)$$

где  $h_g$  – высота центра тяжести;

$R$  – радиус поворота;

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

$$\beta_{max.опр.} = arctg \frac{B}{2hg} . \quad (58)$$

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

$$\beta_{max.ск.} = arctg \varphi . \quad (59)$$

Графические зависимости критической скорости автомобиля по условию поперечного опрокидывания и по условию поперечного скольжения представлены на рисунках 19 и 20 соответственно.

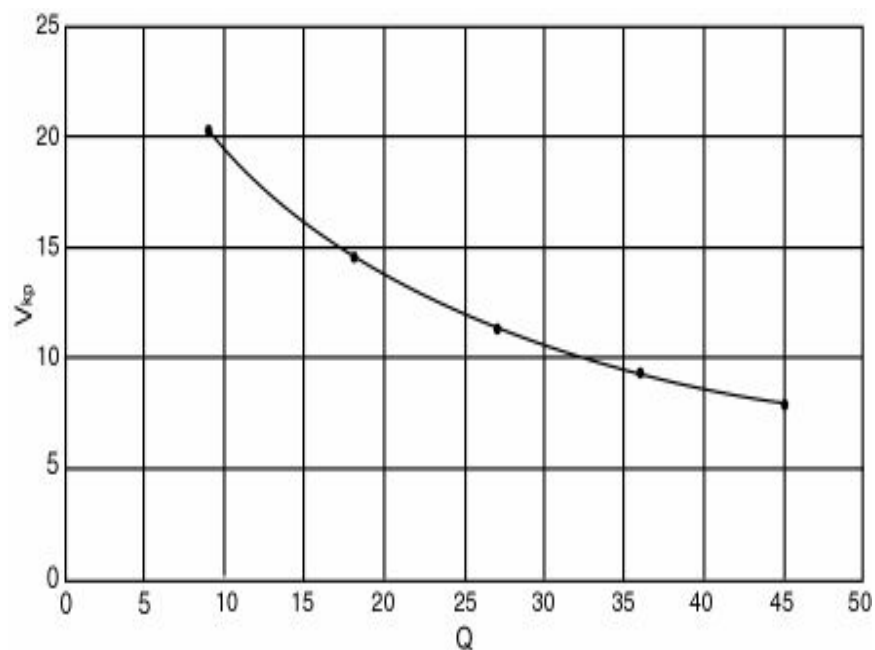


Рисунок 19- Зависимость критической скорости по условию поперечного опрокидывания автомобиля от угла поворота управляемых колес (радиуса поворота)

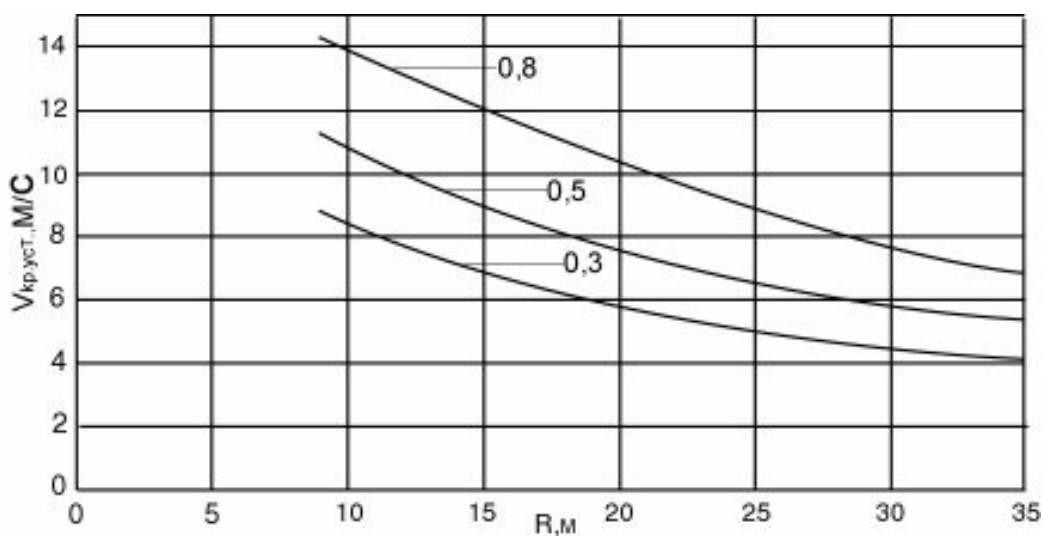


Рисунок 20- Зависимость критической скорости по условию поперечного скольжения автомобиля от угла поворота управляемых колес (радиуса поворота) при различных значениях  $\varphi$



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Эксплуатационные свойства автомобилей [Электронный ресурс]: методические указания к выполнению курсового проекта для студентов для студентов направлений подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 23.03.01 «Технология транспортных процессов» / сост.: В.И. Козликин; Курск, 2021. 68с., ил. 29, табл. 15. Библиогр.: с.68

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

3 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>

4 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.

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

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

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

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

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

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