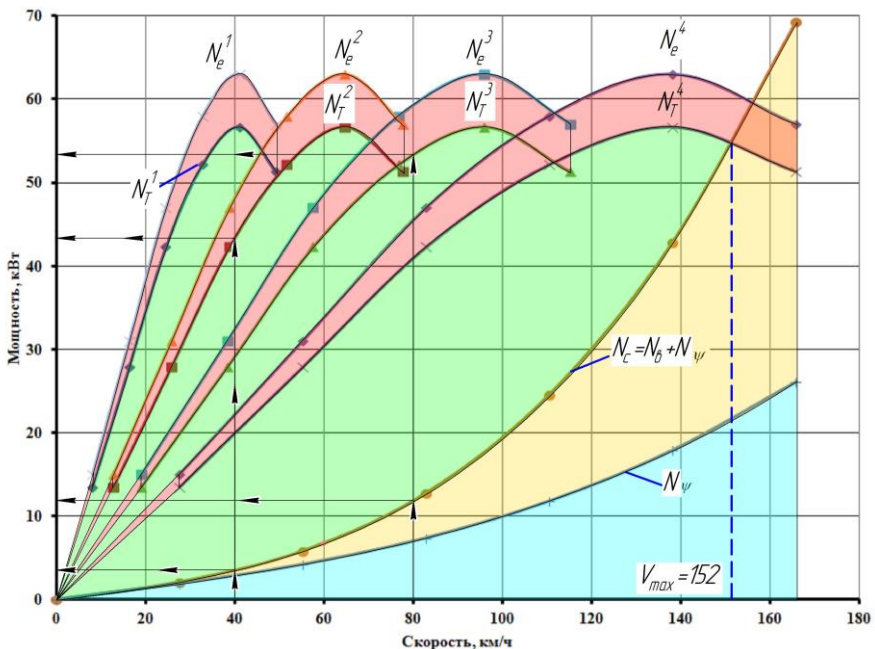


Н. В. ХОЛЬШЕВ, А. В. МИЛОВАНОВ, Ю. Е. ГЛАЗКОВ,
Д. Н. КОНОВАЛОВ, С. М. ВЕДИЦЕВ, А. В. ПРОХОРОВ

ТЕХНИКА ТРАНСПОРТА: ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ



Тамбов
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2023

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тамбовский государственный технический университет»**

**Н. В. ХОЛЬШЕВ, А. В. МИЛОВАНОВ, Ю. Е. ГЛАЗКОВ,
Д. Н. КОНОВАЛОВ, С. М. ВЕДИЩЕВ, А. В. ПРОХОРОВ**

ТЕХНИКА ТРАНСПОРТА: ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Утверждено Ученым советом университета
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлениям
23.03.03 и 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов», 43.03.01 «Сервис» и 35.03.06 «Агроинженерия»,
всех форм обучения

Учебное электронное издание



Тамбов
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2023

УДК 629.02
ББК 39.33
Т38

Рецензенты:

Кандидат технических наук,
доцент, доцент кафедры «Агроинженерия» ФГБОУ ВО «ТГТУ»
А. В. Брусенков

Кандидат технических наук,
руководитель кузовного цеха ООО «Тамбов Авто»
П. А. Чепеняк

Т38 **Техника** транспорта: тягово-динамический и топливно-экономический расчет [Электронное издание] : учебное пособие / Н. В. Хольшев, А. В. Милованов, Ю. Е. Глазков, Д. Н. Коновалов, С. М. Ведищев, А. В. Прохоров. – Тамбов : Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2023. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Системные требования : ПК не ниже класса Pentium II ; CD-ROM-дисковод ; 4,0 Mb ; RAM ; Windows 95/98/XP ; мышь. – Загл. с экрана.
ISBN 978-5-8265-2617-0

Приведены методики и примеры расчетов эксплуатационных свойств автомобиля, а также исходные и справочные данные. Приведенные методики позволяют осуществлять расчет и построение кривых мощностного и тягового баланса автомобиля, его динамического паспорта, графиков пути и времени разгона, а также кривых топливной экономичности. Пособие будет полезно при проведении практических занятий и выполнении курсовых работ, связанных с определением эксплуатационных свойств автомобиля.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям 23.03.03 и 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 43.03.01 «Сервис» и 35.03.06 «Агроинженерия», всех форм обучения.

УДК 629.02
ББК 39.33

*Все права на размножение и распространение в любой форме остаются за разработчиком.
Нелегальное копирование и использование данного продукта запрещено.*

ISBN 978-5-8265-2617-0

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «ТГТУ»), 2023

ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатационные свойства автомобиля являются важной его характеристикой, влияющей на возможность его использования в тех или иных дорожных условиях. Умение рассчитывать и анализировать эксплуатационные свойства автомобиля является полезным навыком для специалистов в области эксплуатации транспортных средств.

Данное учебное пособие направлено на систематизацию и закрепление знаний студентов по вопросам теории эксплуатационных свойств автомобильных транспортных средств, а также содержит примеры применения теории на практике. Приведенные методики расчета и построения внешней скоростной характеристики двигателя, определения передаточных чисел трансмиссии, расчета и построения тягового и мощностного балансов автомобиля, динамического паспорта и его приемистости, пути и времени торможения автомобиля, а также расчет и построение топливно-экономической характеристики автомобиля позволят лучше уяснить обучающимся взаимосвязь между техническими характеристиками автомобиля и его эксплуатационными параметрами.

Для лучшего понимания студентами методик тягового и экономического расчета пособие снабжено всеми необходимыми справочными данными, а также подробным примером расчета. Предложено большое количество исходных вариантов данных. Материал может быть использован студентами и преподавателями как при проведении практических занятий, так и при выполнении курсовых работ, связанных с определением эксплуатационных свойств автотранспортных средств.

Данное учебное пособие подготовлено в соответствии с Федеральными государственными образовательными стандартами по подготовке бакалавров и магистров, обучающихся по направлениям 23.03.03 и 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 43.03.01 «Сервис» и 35.03.06 «Агроинженерия» в рамках приобретения требуемых компетенций.

Предлагаемое учебное пособие поможет студентам в изучении дисциплин «Техника транспорта, обслуживание и ремонт», «Основы конструкции транспортных средств», «Тракторы и автомобили» и «Эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин и оборудования». Освоение представленного материала позволит студентам эффективнее решать профессиональные задачи, связанные с определением эксплуатационных возможностей автомобильного подвижного состава.

1. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Одной из основных задач тягового расчета является выбор мощности двигателя рассчитываемого транспортного средства (ТС). Она должна быть достаточной для обеспечения движения с заданной максимальной скоростью v_{\max} при полном использовании грузоподъемности автомобиля. Автомобили, работающие в тяжелых дорожных условиях, должны иметь запас динамического фактора в пределах 1...1,5%.

Мощность двигателя, необходимая для движения ТС с полной нагрузкой в заданных дорожных условиях с установившейся максимальной скоростью v_{\max} , определяется по формуле [10]:

$$N_{ev_{\max}} = \frac{v_{\max}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi G_a + \frac{K_B F_a v_{\max}^2}{13} \right), \text{ Вт}, \quad (1)$$

где v_{\max} – максимальная скорость ТС на прямой передаче в заданных дорожных условиях, км/ч; G_a – вес автомобиля с грузом, Н; $\eta_{\text{тр}}$ – механический КПД; ψ – приведенный коэффициент дорожного сопротивления; K_B – коэффициент сопротивления воздуха, м³/кг; F_a – площадь лобового сечения ТС, м².

Приведенный коэффициент дорожного сопротивления может быть найден по выражению [3]

$$\psi = (f \cos \alpha \pm \sin \alpha), \quad (2)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; α – угол продольного наклона дороги, град. (Знак «плюс» или «минус» в зависимости от направления движения относительно наклона дороги. При движении под «уклон» берется знак «минус», иначе – «плюс») (табл. ПЗ).

При скорости движения ТС более 20 км/ч коэффициент сопротивления качению более точно может быть определен по выражению [5]

$$f = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} V_a^2), \quad (3)$$

где f_T – табличное значение коэффициента сопротивления качению; v_a – скорость автомобиля, км/ч.

Коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$ зависит в основном от конструкции трансмиссии. В расчетах $\eta_{\text{тр}}$ принимается для грузовых автомобилей с колесной формулой 6×6, 6×4 – $\eta_{\text{тр}} = 0,80$, для грузовых автомобилей с колесной формулой 4×4 и грузовых автомобилей с двойной главной передачей – $\eta_{\text{тр}} = 0,82$; для грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2

и одинарной главной передачей – $\eta_{\text{тр}} = 0,85$; для легковых автомобилей – $\eta_{\text{тр}} = 0,90 \dots 0,92$ [12] (табл. П4).

Коэффициент сопротивления воздуха может быть определен по формуле [5]

$$K_B = \frac{c_x \rho_B}{2}, \text{ кг/м}^3, \quad (4)$$

где c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления (ориентировочные значения для разных типов автомобилей приведены в табл. П2 приложения); ρ_B – плотность воздуха, кг/м^3 (для расчетов можно принять равным $1,22 \text{ кг/м}^3$).

Если неизвестен коэффициент аэродинамического сопротивления прототипа, то для расчетов можно принять величину коэффициента сопротивления воздуха, равной: $0,2 \dots 0,7$ – для легковых автомобилей (меньшие значения для автомобилей с обтекаемой формой кузова); $0,8 \dots 1,5$ – для грузовых автомобилей; $0,6 \dots 0,7$ – для городских автобусов; $0,3 \dots 0,5$ – для междугородних и туристических автобусов [5]. Эксплуатация автомобиля с прицепом вызывает увеличение коэффициента K_B на $15 \dots 25\%$ [12] (табл. П2).

Площадь лобового сечения ТС рассчитывается по формуле [12]

$$F_a = a_{\text{кзс}} H B_K^{\text{max}}, \text{ м}^2, \quad (5)$$

где $a_{\text{кзс}} = 0,75 \dots 1,15$ – коэффициент заполнения площади лобового сечения транспортного средства ($a_{\text{кзс}} = 0,78 \dots 0,8$ – для легковых автомобилей; $a_{\text{кзс}} = 0,75 \dots 0,9$ – для грузовых автомобилей. При предварительных расчетах можно принять $a_{\text{кзс}} = 1$); H – габаритная высота ТС, м; B_K^{max} – наибольшая колея ТС, м.

Вес ТС с грузом рассчитывается по формуле, Н:

$$G_a = g(m_c + m_T), \text{ м}^2, \quad (6)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; m_c – собственная масса ТС, кг (для расчетов можно принять равной массе снаряженного транспортного средства); m_T – грузоподъемность ТС, кг.

Ориентировочно грузоподъемность ТС может быть определена по формулам, кг:

– для легкового автомобиля:

$$m_T = m_{1\text{п}} n_{\text{пас}} + m_6, \text{ кг}; \quad (7)$$

– для грузового автомобиля:

$$m_T = m_{1\text{п}} n_{\text{пас}} + m_{\text{тр}}, \text{ кг}; \quad (8)$$

– для городского автобуса:

$$m_T = m_{1\text{п}} (n_{\text{сид}} + n_{\text{ст}} + 2), \text{ кг}, \quad (9)$$

где $m_{1п}$ – масса одного пассажира (принимается равной $m_{1п} = 75$ кг); $n_{пас}$ – общее количество пассажиров, включая водителя, шт.; $m_б$ – масса багажа, кг; $m_{тр}$ – грузоподъемность грузового автомобиля, кг; $n_{сид}$ – количество мест для проезда сидя, шт.; $n_{сид}$ – количество мест для проезда стоя, шт.; 2 – места для водителя и кондуктора.

Максимальную мощность двигателя находят по формуле [4]

$$N_{e\max} = \frac{N_{ev\max}}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \text{ кВт}, \quad (10)$$

где a, b, c – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа и конструктивных особенностей двигателя (для бензиновых двигателей – $a = b = c = 1$; для дизельных двигателей – $a = 0,53$; $b = 1,56$; $c = 1,09$); величина λ :

$$\lambda = \frac{n_{v\max}}{n_{Ne\max}}, \quad (11)$$

где $n_{Ne\max}$ – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя, мин^{-1} .

Значение λ принимается:

- для бензиновых двигателей без ограничителя частоты – $\lambda = 1,1...1,3$;
- для бензиновых двигателей с ограничителем – $\lambda = 0,8...0,9$;
- для дизельных двигателей – $\lambda = 1$.

Частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной мощности, определяется коэффициентом оборотности двигателя $\eta_{п}$, равным отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости автомобиля:

$$\eta_{п} = \frac{n_{v\max}}{v_{\max}}, \quad (12)$$

где $n_{v\max}$ – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной скорости автомобиля, мин^{-1} .

Откуда
$$n_{v\max} = \eta_{п} v_{\max}. \quad (13)$$

Для грузовых автомобилей коэффициент оборотности принимают равным 25...40 в соответствии с прототипом автомобиля и расчетной максимальной мощностью двигателя; для легковых – 30...50 [4]. Величина данного коэффициента оказывает существенное влияние на степень совпадения результатов расчета с данными автомобиля прототипа, поэтому его следует скорректировать в случае большого расхождения расчетных и фактических значений $n_{v\max}$.

Задавшись значением λ , из выражения (11) находят значение частоты вращения коленчатого вала, соответствующее максимальной мощности двигателя:

$$n_{N_{e\max}} = \frac{n_{v\max}}{\lambda}. \quad (14)$$

Текущие значения мощности двигателя определяются по формуле [4]

$$N_{ei} = N_{e\max} \left[a \frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} + b \left(\frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 - c \left(\frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} \right)^3 \right], \quad (15)$$

где n_i – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Значения частоты вращения коленчатого вала n_i принимаются в пределах от $0,2n_{N_{e\max}}$ до $1,2n_{N_{e\max}}$.

Текущие значения удельного расхода топлива g_{ei} находятся по зависимости [4]

$$g_{ei} = g_{eN_{e\max}} \left[a_1 - b_1 \frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} + c_1 \left(\frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 \right], \quad (16)$$

где $g_{eN_{e\max}}$ – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности двигателя (для карбюраторных двигателя и двигателей со впрыском топлива с степенью сжатия 6,5...7,0 – $g_{eN_{e\max}} = 290...380$ г/кВт·ч, для дизельных двигателей – $g_{eN_{e\max}} = 230...290$ г/кВт·ч), мин^{-1} ; a_1 , b_1 , c_1 – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа и конструктивных особенностей двигателя (для бензиновых двигателей – $a_1 = b_1 = 1,2$; $c_1 = 1$; для дизельных двигателей с неразделенными камерами сгорания – $a_1 = b_1 = 1,55$; $c_1 = 1$).

Крутящий момент двигателя для любого режима определяется по формуле, мин^{-1}

$$M_{кpi} = \frac{9550N_{e\max}}{n_i}. \quad (17)$$

Примерные значения мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива можно также можно рассчитать по процентам, приведенным в табл. 1, приняв за 100% соответственно $N_{e\max}$, $M_{кpN_{e\max}}$, $g_{eN_{e\max}}$.

Часовой расход топлива для текущего значения частоты определяется по формуле, Н·м

$$G_{\Pi} = \frac{g_{ei}N_{ei}}{1000}. \quad (18)$$

Выполнив расчеты по точным зависимостям или по данным из табл. 1, полученные текущие значения частоты вращения, мощности, крутящего момента, удельного расхода топлива, часового расхода топлива заносят в табл. 2.

1. Относительные внешние характеристики поршневых двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	Параметры, %	Частота вращения коленчатого вала, %					
		20	40	60	80	100	120
Бензиновые для легковых автомобилей	Мощность	18	43	68	88	100	94
	Крутящий момент	88	107	113	110	100	80
Бензиновые для грузовых автомобилей	Мощность	21	48	75	93	100	93
	Крутящий момент	103	120	125	117	100	78
	Удельный расход топлива	110	100	95	95	100	115
Дизельные и все двухтактные	Мощность	19	42	67	87	100	
	Крутящий момент	95	105	112	108	100	
	Удельный расход топлива	110	100	95	95	100	115

2. Данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя

Наименование показателя	Значения показателей					
Текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя n , мин ⁻¹						
Мощность двигателя N_{ei} , кВт						
Крутящий момент двигателя $M_{кр1}$, Н·м						
Удельный расход топлива g_{ei} , г/кВт·ч						
Часовой расход топлива G_T , кг/ч						

По данным табл. 2 проводят построение внешней скоростной характеристики двигателя, примерный ее вид представлен на рис. 1.

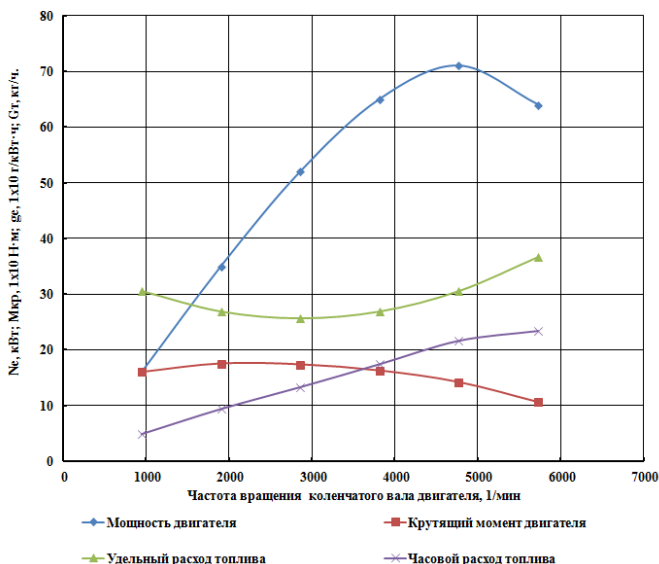


Рис. 1. Примерный вид внешней скоростной характеристики двигателя

Пример. Для примера произведем расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя по приведенным выражениям, взяв за прототип автомобиль ВАЗ-2103 (Вариант № 0 из прил. П1).

Расчет будем вести для асфальтобетонного покрытия. Для него $f_T = 0,015 \dots 0,018$ (прил. П2). Примем $f_T = 0,017$. Расчет будем вести при движении по дороге без уклонов, а значит: $\psi = f$. Тогда приведенный коэффициент дорожного сопротивления составит:

$$\psi = f = f_T(1 + 5 \cdot 10^{-5} v_a^2) = 0,017(1 + 5 \cdot 10^{-5} 152^2) = 0,037,$$

где f_T – табличное значение коэффициента сопротивления качению; $v_a = v_{\max} = 152$ км/ч – максимальная скорость автомобиля в км/ч (по исходным данным).

Площадь лобового сечения рассматриваемого автомобиля составит:

$$F = a_{\text{кзс}} H B_{\text{к}}^{\max} = 1,446 \cdot 1,365 = 1,58 \text{ м}^2,$$

где $a_{\text{кзс}} = 0,75 \dots 1,15$ – коэффициент заполнения площади лобового сечения транспортного средства (примем, $a_{\text{кзс}} = 0,8$); $H = 1,446$ м – габаритная высота ТС, м (по исходным данным); $B_{\text{к}}^{\max} = 1,365$ м – наибольшая колея ТС, м (по исходным данным).

Вес автомобиля с грузом составит:

$$G_a = g(m_c + m_r) = 9,81(965 + 465) = 14028 \text{ Н},$$

где $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; $m_c = 965$ кг – собственная масса ТС (для расчетов принята равной массе снаряженного транспортного средства по исходным данным); $m_r = 465$ кг – грузоподъемность ТС (по исходным данным).

Коэффициент сопротивления воздуха составит:

$$K_b = \frac{c_x \rho_v}{2} = \frac{0,46 \cdot 1,22}{2} = 0,28 \text{ кг/м}^3,$$

где $c_x = 0,46$ – коэффициент аэродинамического сопротивления (определен по данным ВАЗ-2103 из открытых источников); $\rho_v = 1,22$ кг/м³ – плотность воздуха.

После расчета всех необходимых параметров осуществляем расчет мощности двигателя, необходимой для движения автомобиля с полной нагрузкой в заданных дорожных условиях с установившейся максимальной скоростью: $v_{\max} = 152$ км/ч:

$$\begin{aligned} N_{e v_{\max}} &= \frac{v_{\max}}{3600 \eta_{\text{тр}}} \left(\psi G_a + \frac{K_b F_a v_{\max}^2}{13} \right) = \\ &= \frac{152}{0,9 \cdot 3600} \left(0,037 \cdot 14028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 152^2}{13} \right) = 64,90 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где $\eta_{\text{тр}} = 0,90 \dots 0,92$ – механический КПД, для легковых автомобилей, примем $\eta_{\text{тр}} = 0,90$.

Принимаем коэффициент оборотности $\eta_n = 35$, так как рассматриваемый автомобиль бензиновый. В таком случае частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной скорости автомобиля, составит:

$$n_{v_{\text{max}}} = \eta_n v_{\text{max}} = 35 \cdot 152 = 5320 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическое значение $n_{v_{\text{max}}}^{\Phi}$ для ВАЗ-2103 составляет 5600 мин^{-1} . Для большей степени совпадения расчетных данных с фактическими можно увеличить η_n . В данном примере мы этого делать не будем, чтобы наглядно продемонстрировать его влияние.

Находим максимальную мощность двигателя:

$$N_{e_{\text{max}}} = \frac{N_{e_{v_{\text{max}}}}}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3} = \frac{64,9}{1 \cdot 1,1 + 1 \cdot 1,1^2 - 1 \cdot 1,1^3} = 66,29 \text{ кВт},$$

где $a = b = c = 1$, так как у ВАЗ-2103 бензиновый двигатель.

Значение λ принимаем из интервала для бензиновых двигателей без ограничителя частоты – $\lambda = 1,1 \dots 1,3$, равным $\lambda = 1,1$.

$$N_{e_{\text{max}}} = \frac{40,65}{1 \cdot 1,1 + 1 \cdot 1,1^2 - 1 \cdot 1,1^3} = 41,49 \text{ кВт}.$$

Задавшись значением λ , находим также значение частоты вращения коленчатого вала, соответствующее максимальной мощности двигателя:

$$n_{N_{e_{\text{max}}}} = \frac{n_{v_{\text{max}}}}{\lambda} = \frac{5320}{1,1} = 4836 \text{ мин}^{-1}.$$

Следующим этапом является расчет текущих значений мощности двигателя, величины крутящего момента, удельного расхода топлива и часового расхода. Эти данные необходимы для построения внешней скоростной характеристики двигателя. Для этого проводим определение частот вращения коленчатого вала, n_i принимаются в пределах от $0,2n_{N_{e_{\text{max}}}} = 0,2 \cdot 4836 = 967 \text{ мин}^{-1}$ до $1,2n_{N_{e_{\text{max}}}} = 1,2 \cdot 4836 = 5804 \text{ мин}^{-1}$ с шагом в $0,2$, и результаты заносим в табл. 3.

Затем определяем текущие значения мощности двигателя, соответствующие текущим значениям частоты вращения коленчатого вала n_i , взятым из табл. 3:

$$N_{e1} = N_{e_{\text{max}}} \left[a \frac{n_1}{n_{N_{e_{\text{max}}}}} + b \left(\frac{n_1}{n_{N_{e_{\text{max}}}}} \right)^2 - c \left(\frac{n_1}{n_{N_{e_{\text{max}}}}} \right)^3 \right] =$$

$$= 66,29 \left[1 \frac{967}{4836} + 1 \left(\frac{967}{4836} \right)^2 - 1 \left(\frac{967}{4836} \right)^3 \right] = 16 \text{ кВт};$$

$$\begin{aligned}
N_{e2} &= N_{e\max} \left[a \frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} + b \left(\frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 - c \left(\frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} \right)^3 \right] = \\
&= 66,29 \left[1 \frac{1935}{4836} + 1 \left(\frac{1935}{4836} \right)^2 - 1 \left(\frac{1935}{4836} \right)^3 \right] = 33 \text{ кВт}; \\
N_{e3} &= N_{e\max} \left[a \frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} + b \left(\frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 - c \left(\frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} \right)^3 \right] = \\
&= 66,29 \left[1 \frac{2902}{4836} + 1 \left(\frac{2902}{4836} \right)^2 - 1 \left(\frac{2902}{4836} \right)^3 \right] = 49 \text{ кВт}.
\end{aligned}$$

Остальные расчеты выполняются аналогично, их результаты приведены в табл. 3.

Далее находим значения крутящего момента двигателя, соответствующие текущим значениям частоты вращения коленчатого вала n_i , взятым из табл. 3:

$$\begin{aligned}
&N_e, \text{ кВт}; \quad M_{\text{кр}}, 1 \times 10 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad g_e, 1 \times 10 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}; \quad G_T, \text{ кг/ч}; \\
M_{\text{кр}1} &= \frac{9550 N_{e1}}{n_1} = \frac{9550 \cdot 15}{967} = 148 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_{\text{кр}2} = \frac{9550 N_{e2}}{n_2} = \frac{9550 \cdot 33}{1935} = 163 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\
M_{\text{кр}3} &= \frac{9550 N_{e3}}{n_3} = \frac{9550 \cdot 49}{2902} = 161 \text{ Н} \cdot \text{м}.
\end{aligned}$$

Остальные расчеты выполняются аналогично, их результаты приведены в табл. 3.

Находи текущие значения удельного расхода топлива, соответствующие текущим значениям частоты вращения коленчатого вала n_i , взятым из табл. 3:

$$\begin{aligned}
g_{e1} &= g_e N_{e\max} \left[a_1 - b_1 \frac{n_1}{n_{N_{e\max}}} + c_1 \left(\frac{n_1}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 \right] = \\
&= 305 \left[1,2 - 1,2 \frac{967}{4836} + 1 \cdot \left(\frac{967}{4836} \right)^2 \right] = 305 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}; \\
g_{e2} &= g_e N_{e\max} \left[a_1 - b_1 \frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} + c_1 \left(\frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 \right] = \\
&= 305 \left[1,2 - 1,2 \frac{1935}{4836} + 1 \cdot \left(\frac{1935}{4836} \right)^2 \right] = 268 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч};
\end{aligned}$$

$$g_{e3} = g_{e N_{e\max}} \left[a_1 - b_1 \frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} + c_1 \left(\frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 \right] =$$

$$= 305 \left[1,2 - 1,2 \frac{2902}{4836} + 1 \cdot \left(\frac{2902}{4836} \right)^2 \right] = 256 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч},$$

где $g_{e N_{e\max}} = 305 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$, так как для карбюраторного двигателя со степенью сжатия 6,5...7 значения параметра принимаются из интервала 305...325 г/кВт; $a_1 = b_1 = 1,2$; $c_1 = 1$, так как у ВАЗ-2103 бензиновый двигатель.

Остальные расчеты выполняются аналогично, их результаты приведены в табл. 3.

Завершающим этапом расчета внешней скоростной характеристики двигателя является определение часового расхода топлива. Его находим для всех текущих значений мощности N_{ei} , взятых из табл. 3:

$$G_{T1} = \frac{g_{e1} N_{e1}}{1000} = \frac{305 \cdot 16}{1000} = 5 \text{ кг/ч}; \quad G_{T2} = \frac{g_{e2} N_{e2}}{1000} = \frac{268 \cdot 33}{1000} = 9 \text{ кг/ч};$$

$$G_{T3} = \frac{g_{e3} N_{e3}}{1000} = \frac{256 \cdot 49}{1000} = 13 \text{ кг/ч}.$$

Остальные расчеты выполняются аналогично, их результаты приведены в табл. 3.

По данным табл. 3 проводится построение теоретической внешней скоростной характеристики двигателя ВАЗ-2103. Для этого по оси абсцисс откладываются значения текущих частот вращения коленчатого вала, а по оси ординат значения текущих значений мощности двигателя, крутящего момента, удельного расхода топлива и часового расхода топлива с учетом размерности величин, допускается построение этих зависимостей на разных графиках, но это затрудняет анализ кривых внешней скоростной характеристики двигателя.

3. Данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя (пример)

Наименование показателя	Значения показателей					
Текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя n_i , мин ⁻¹	967	1935	2902	3869	967	1935
Мощность двигателя N_{ei} , кВт	15	33	49	62	15	33
Крутящий момент двигателя $M_{кр}$, Н·м	148	163	161	153	148	163
Удельный расход топлива g_{ei} , г/кВт·ч	305	268	256	268	305	366
Часовой расход топлива \dot{G}_{Ti} , кг/ч	5	9	13	17	20	22

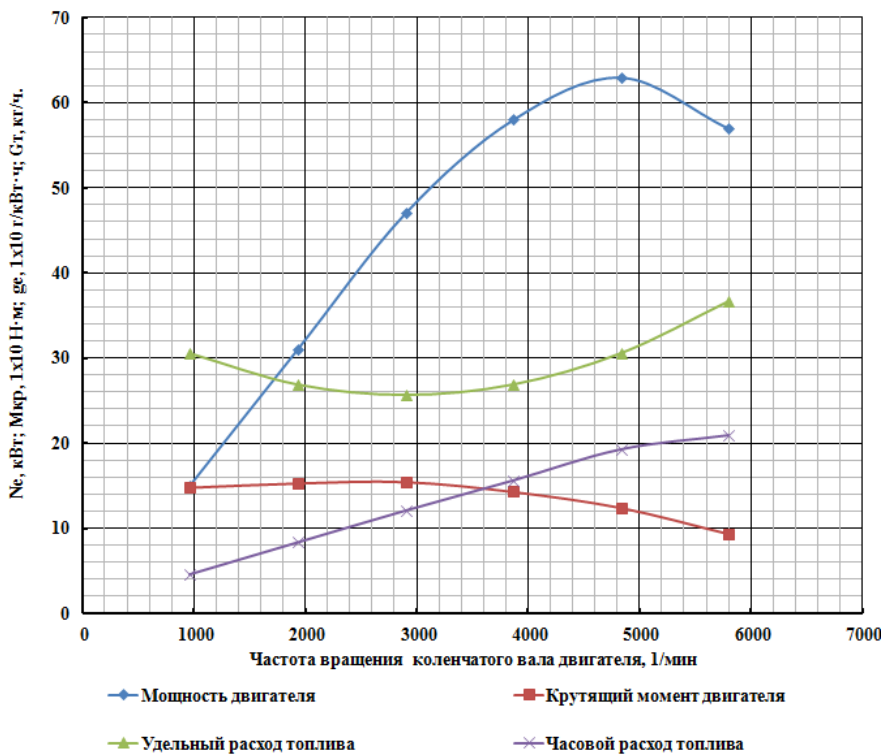


Рис. 2. Теоретическая внешняя скоростная характеристика прототипа двигателя (пример)

Для выравнивания масштабов рекомендуется применять одновременно две оси ординат или откладывать некоторые параметры в формате $\Pi \times 10^c$, где Π – откладываемая величина, а c – показатель степени – положительный или отрицательный. Построение удобнее проводить в программе Microsoft Excel или в чертежных программах. Внешний вид внешней скоростной характеристики двигателя прототипа ВА3-2103 приведен на рис. 2.

Из рисунка 2 видно, что наибольшую мощность двигатель развивает при частоте вращения коленчатого вала 4850 мин^{-1} , наибольший крутящий момент при частоте вращения коленчатого вала около 2000 мин^{-1} , а минимальный удельный расход топлива соответствует частоте вращения коленчатого вала в 3000 мин^{-1} . Часовой расход топлива изменяется практически линейно. С точки зрения экономичности, наиболее выгодно поддерживать частоту вращения коленчатого вала двигателя в интервале от 1000 до 3000 мин^{-1} , что позволит иметь крутящий момент, близкий к максимальному при минимальном удельном расходе топлива.

2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ И КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ

При движении автомобиля на прямой передаче передаточное число коробки передач будет равно единице, а скорость будет максимальной v_{\max} . В этом случае передаточное число главной передачи определяется по формуле

$$i_0 = \frac{0,377n_{v_{\max}} r_k}{v_{\max}}, \quad (19)$$

где $n_{v_{\max}}$ – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной скорости автомобиля, мин^{-1} ; r_k – расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м.

При расчете можно принять значение r_k постоянным и выразить его в зависимости от радиуса шины в свободном состоянии:

$$r_k = \lambda_{\text{ш}} r_0, \quad (20)$$

где $\lambda_{\text{ш}}$ – коэффициент деформации шины (для грузового автомобиля – $\lambda_{\text{ш}} = 0,89 \dots 0,91$; для легкового – $\lambda_{\text{ш}} = 0,85 \dots 0,88$) [12]; r_0 – радиус шины в свободном состоянии.

Радиус шины в свободном состоянии определяется по формуле

$$r_0 = 0,0254(0,5d + b), \text{ м}, \quad (21)$$

где d – диаметр обода колеса, дюймы; b – высота профили покрышки, дюймы.

Для автомобилей повышенной и высокой проходимости с несколькими ведущими мостами и автобусов i_0 берут на 10... 20% выше, чем базового ТС, в целях обеспечения запаса мощности двигателя для преодоления дополнительных сопротивлений, часто встречающихся на тяжелых дорогах. На 8...10% передаточное число главной передачи у малотоннажных автомобилей выше, чем у базовых легковых автомобилей.

Значение передаточного числа, вычисленное по формуле (19), сравнивают с i_0 ТС-прототипа.

Главные передачи заднеприводных легковых автомобилей имеют передаточные числа 3,1...4,9, а переднеприводных – 3,7...5,1. У грузовых автомобилей передаточные числа 4,5...9,0 [6].

Передаточные числа коробки передач должны обеспечивать преодоление наибольших заданных подъемов и интенсивный разгон, движение с минимальной и максимальной скоростями.

Для определения передаточных чисел коробки передач вначале определяют передаточное число i_{k1} на первой, самой низкой передаче. Передаточное число первой ступени коробки передач по выражению из условия преодоления максимального дорожного сопротивления [4, 9]:

$$i_{k1}^{\Psi} \geq \frac{G_a \Psi_{\max}^I r_k}{M_{\text{кр max}} i_0 \eta_{\text{тр}}}, \quad (22)$$

где $M_{\text{кр max}}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м (выбирается по внешней скоростной характеристике двигателя, табл. 3); i_{k1}^{Ψ} – передаточное отношение первой передачи, определенное из условия преодоления максимального дорожного сопротивления; Ψ_{\max}^I – максимальное дорожное сопротивление, которое может преодолевать автомобиль на первой передаче.

Максимальное значение приведенного коэффициента дорожного сопротивления, которое может преодолевать автомобиль на первой передаче, рекомендуется по разным данным выбирать для легковых автомобилей из интервала 0,35 ... 0,6, а для грузовых и автобусов – 0,4... 0,7.

Передаточное число первой ступени коробки передач должно исключать полное буксование ведущих колес, которое может возникнуть при максимальной касательной силе тяги автомобиля. Для обеспечения этого величина i_{k1} должна удовлетворять условию еще одному условию [4, 9]:

$$i_{k1}^{\Phi} \leq \frac{\lambda_k G_a \varphi r_k}{M_{\text{кр max}} i_0 \eta_{\text{тр}}}, \quad (23)$$

где φ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой; λ_k – коэффициент нагрузки ведущих колес.

Коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой зависит от условия движения и может быть принят равным [5]: $\varphi = 0,8$ (сухой шероховатый асфальтобетон); $\varphi = 0,6$ (сухая грунтовая дорога или щебеночное покрытие); $\varphi = 0,4$ (мокрый и грязный асфальтобетон); $\varphi = 0,2$ (обледенелая или укатанная снежная дорога).

Коэффициент нагрузки ведущих колес зависит от колесной формулы автомобиля и может быть принят равным для грузовых автомобилей 4×2 – $\lambda_k = 0,67...0,7$; для грузовых автомобилей 6×4 – $\lambda_k = 0,70...0,75$; для легковых автомобилей с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом – $\lambda_k = 0,52...0,55$; для легковых автомобилей с передним расположением двигателя и передним ведущим мостом – $\lambda_k = 0,53...0,57$; для полноприводных автомобилей – $\lambda_k = 1$.

Значение передаточного числа первой передачи должно удовлетворять неравенству

$$i_{k1}^{\Psi} \leq i_{k1} \leq i_{k1}^{\Phi}. \quad (24)$$

Окончательное значение передаточного числа выбирают из интервала от i_{k1}^{Ψ} до i_{k1}^{Φ} – можно принимать либо среднее значение из полученных величин, либо максимальное или как у автомобиля-аналога.

Передаточное число для заднего хода автомобиля определяется во время компоновки коробки передач, обычно $i_{кзх} = (1,1 \dots 1,3) i_{к1}$.

Условие получения наиболее интенсивного разгона автомобиля обеспечивается рядом передаточных чисел от первой до прямой передачи, являющимися членами геометрической прогрессии, знаменатель которой определяется по формуле с введением коэффициента коррекции:

$$i_{ki} = \gamma^{z_0 - 1} \sqrt[z_0 - i_n]{i_{к1}}, \quad (25)$$

где z_0 – число передач от первой (для грузовых от второй) до прямой (при высшей прямой передаче $z_0 = z$, при высшей повышенной передаче $z_0 = z - 1$); i_n – номер передачи для которой выполняется расчет; γ – коэффициент коррекции.

Численные значения коэффициентов коррекции получают на основании статической обработки передаточных чисел коробок передач всех автомобилей отечественного и зарубежного производства. Для легковых автомобилей его значения находятся в интервале от 0,84 до 1,00, а для грузовых автомобилей выбираются из интервала от 0,93 до 0,99 [9].

Для грузовых автомобилей передаточное число второй передачи определяют по упрощенной формуле

$$i_{к2} = \gamma_1 i_{к1}, \quad (26)$$

где γ_1 – коэффициент коррекции для второй передачи грузового автомобиля, рекомендуется принимать $\gamma_1 = 0,45 \dots 0,55$.

В этом случае первая передача не входит в ряд передаточных чисел, образующих геометрическую прогрессию, который начинается со второй передачи до прямой. Формулы для расчета передаточных чисел КПП легковых и грузовых автомобилей приведены в табл. 4.

Передаточное число повышающей передачи не входит в геометрическую прогрессию, поэтому необходимо принять его величину по прототипу, обычно в пределах 0,65 – 0,85.

Диапазон передаточных чисел трехступенчатых коробок передач составляет обычно 2,3...2,6; четырехступенчатых – 3,4...4,0; пятиступенчатых – 5,7...8,5; шестиступенчатых – 7,9...9,35.

Если передаточные числа промежуточных ступеней выбраны по геометрической прогрессии, то средняя мощность двигателя при разгоне автомобиля будет близка к максимальной при одинаковом времени использования каждой ступени. В действительности время разгона автомобиля на высшей и предшествующей ей передачах составляет 80...90% всего времени разгона от трогания с места до достижения максимальной скорости. По этой причине ряд передаточных чисел целесообразно скорректировать так, чтобы знаменатель геометрической прогрессии между высшими передачами был меньше, чем между низшими.

4. Выражения для определения передаточных чисел КПП легкового автомобиля

Передача	Тип коробки перемены передач					
	легковые автомобили			грузовые автомобили		
	четырёх- ступен- чатая	пяти- ступен- чатая	пятиступен- чатая с повы- шающей	четырёх- ступен- чатая	пяти- ступенчатая	пятиступен- чатая с повы- шающей
Первая	$i_{к1}$	$i_{к1}$	$i_{к1}$	$i_{к1}$	$i_{к1}$	$i_{к1}$
Вторая	$\gamma\sqrt[3]{i_{к1}^2}$	$\gamma\sqrt[4]{i_{к1}^3}$	$\gamma\sqrt[3]{i_{к1}^2}$	$\gamma_1 i_{к1}$	$\gamma_1 i_{к1}$	$\gamma_1 i_{к1}$
Третья	$\gamma\sqrt[3]{i_{к1}}$	$\gamma\sqrt[4]{i_{к1}^2}$	$\gamma\sqrt[3]{i_{к1}^1}$	$\gamma\sqrt[2]{i_{к1}}$	$\gamma\sqrt[3]{i_{к2}^2}$	$\gamma\sqrt[2]{i_{к2}}$
Четвертая	1	$\gamma\sqrt[4]{i_{к1}}$	1	1	$\gamma\sqrt[3]{i_{к2}}$	1
Пятая	–	1	0,7 (0,65...0,85)	–	1	0,7 (0,65...0,85)

У большинства современных автомобилей передаточные числа в коробке передач на высших передачах уменьшены на 5...15% по сравнению со значениями, полученными по геометрической прогрессии, а на низших передачах – соответственно на 5...10% увеличены. При этом должно выполняться неравенство

$$\frac{i_{к1}}{i_{к2}} \geq \frac{i_{к2}}{i_{к3}} \geq \frac{i_{к3}}{i_{к4}} \geq \frac{i_{к4}}{i_{к5}} \dots \quad (27)$$

В ряде случаев при расчете передаточных чисел КПП с маленьким числом передач – 3–4 передачи, для уменьшения величины отношения передаточных чисел соседних передач необходимо проводить уменьшение передаточных чисел всех рассчитываемых ступеней до 15% от расчетного. Обычно величину соотношения передаточных чисел соседних передач рекомендуется изменять от 1,1 до 1,9, увеличивая на низших передачах, а на высших уменьшить по сравнению с расчетными значениями. Меньшее значение выбирают для легковых автомобилей, большее – для автомобилей, эксплуатируемых в тяжелых дорожных условиях [5]. При этом шаг между передачами не должен превышать 1,7–1,8 у автомобилей с дизельными двигателями и 2,0 – с бензиновыми. Средний шаг между передаточными числами в 5- и 6-ступенчатых коробках передач составляет 1,5 – 1,8; между передаточными числами высших ступеней – 1,4 – 1,6, а между передаточными числами низших ступеней – 1,6 – 1,8. Средний шаг между передаточными числами в многоступенчатых коробках передач находится в пределах 1,2 – 1,4.

В последнее время также рекомендуется проводить расчет передаточных чисел по гармоническому ряду [14]:

$$i_{ki} = \frac{i_{k1}}{(i-1) \frac{i_{k1} - i_{kz}}{(z-1)i_{kz}} + 1}, \quad (28)$$

где i_{kz} – передаточное число КПП на i -й передаче; i_{k1} – передаточное число первой передачи; z – общее число передач; i – номер передачи, для которой ведется расчет; i_{kz} – передаточное число последней передачи.

При расчете ряда передаточных чисел коробки передач, изменяющегося по гармоническому закону, определяют передаточные числа на первой и высшей передачах. Расчет по данному выражению позволяет обеспечить выполнение условия (27). При необходимости передаточные числа также могут быть скорректированы. Для грузовых автомобилей расчет также следует вести со второй передачи.

Зная передаточные числа коробки передач и главной передачи, определяют передаточные числа трансмиссии для каждой передачи по формуле

$$i_{tpi} = i_{ki} i_0, \quad (29)$$

где i_{tpi} – передаточное число трансмиссии на i -й передаче; i_{ki} – передаточное число КПП на i -й передаче.

После выбора окончательных значений передаточных чисел КПП проводят проверку перекрытия скоростей движения автомобиля на смежных передачах из условия, что диапазон рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя (от n_{\min} до n_{\max}) располагается в зоне максимального крутящего момента с верхней границей несколько меньше частоты вращения $n_{Ne \max}$, соответствующей максимальной мощности двигателя. Расчет ведут по формулам:

$$v_{a \min}^i = \frac{0,377 n_{\min} r_k}{i_{tpi}}, \quad (30)$$

$$v_{a \max}^i = \frac{0,377 n_{\max} r_k}{i_{tpi}}, \quad (31)$$

где n_{\min} и n_{\max} – частота вращения коленчатого вала в конце и начале, выбранного интервала, мин^{-1} ; $v_{a \max}^i$ и $v_{a \min}^i$ – скорость движения автомобиля на i -й передаче соответственно при n_{\max} и n_{\min} , км/ч ; i – номер передачи.

Результаты расчетов сводятся в табл. 5, по которой затем строят диаграмму рабочих диапазонов скоростей движения автомобиля (рис. 3).

Из рисунка 3 видно, что на всех передачах обеспечивается необходимое перекрытие между соседними передачами, равное величине наложения между соседними прямоугольниками – Δv_{I-II} , Δv_{II-III} , Δv_{III-IV} , Δv_{IV-V} .

5. Рабочие скорости движения автомобиля

Скорость, км/ч	Номер передачи					
	1	2	3	...	$z-1$	z
$v_{a \min}^i (n_{\min}^i)$	$v_{a \min}^1$	$v_{a \min}^2$	$v_{a \min}^3$...	$v_{a \min}^{z-1}$	$v_{a \min}^z$
$v_{a \max}^i (n_{\max}^i)$	$v_{a \max}^1$	$v_{a \max}^2$	$v_{a \max}^3$...	$v_{a \max}^{z-1}$	$v_{a \max}^z$
Величина перекрытия $\Delta v_{i-(i+1)}$, км/ч	Δv_{1-2}	Δv_{2-3}	Δv_{3-4}	...	$\Delta v_{(z-1)-z}$	—

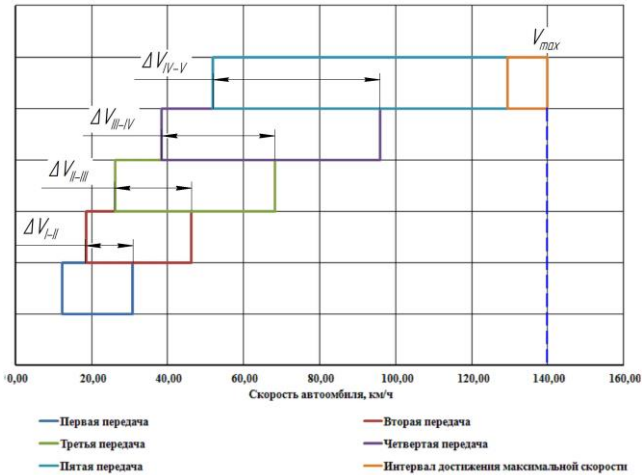


Рис. 3. Диаграмма рабочих скоростей движения автомобиля на всех передачах

Размер перекрытия определяется по выражению для всех z передач:

$$\Delta v_{i-(i+1)} = v_{a \max}^i - v_{a \min}^{i+1}, \quad (32)$$

где i – номер передачи, для которой ведется расчет, причем i изменяется от 1 до $(z-1)$, где z – общее число ступеней КПП.

Результаты расчета также сводятся в табл. 5.

Пример. Проведем расчет параметров трансмиссии автомобиля-прототипа ВАЗ-2103 на основании выполненных ранее расчетов.

Находим радиус шины в свободном состоянии:

$$r_0 = 0,0254(0,5d + b) = 0,0254(0,5 \cdot 13 + 5) = 0,29 \text{ м},$$

где $d = 13$ дюймов – диаметр обода колеса (по исходным данным); $b = 5$ дюймов – высота профиля покрывки (по исходным данным).

Вычисляем значение r_k :

$$r_k = \lambda_{\text{ш}} r_0 = 0,85 \cdot 0,29 = 0,25 \text{ м},$$

где $\lambda_{\text{ш}} = 0,90$, так как ВАЗ-2103 – легковой автомобиль.

Передаточное число главной передачи определяется:

$$i_0 = \frac{0,377 n_{v_{\max}} r_k}{v_{\max}} = \frac{0,377 \cdot 5320 \cdot 0,25}{152} = 3,28,$$

где $n_{v_{\max}} = 5320 \text{ мин}^{-1}$ частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной скорости автомобиля, определяемая по формуле (13); $v_{\max} = 152 \text{ км/ч}$ – максимальная скорость автомобиля (по расчетным данным), м.

Расчетное число главной передачи укладывается в рекомендуемый интервал для легковых автомобилей – 3,1...4,9, но меньше, чем у автомобиля-прототипа – 4,2. Оставляем вычисленное значение i_0 для дальнейших расчетов.

Определяем передаточное число первой ступени коробки передач по выражению (22) из условия преодоления максимального дорожного сопротивления i_{k1}^{Ψ} :

$$i_{k1}^{\Psi} \geq \frac{G_a \Psi_{\max}^I r_k}{M_{кр\max} i_0 \eta_{тр}} = \frac{14028,3 \cdot 0,35 \cdot 0,25}{155 \cdot 3,22 \cdot 0,9} = 2,67,$$

где $M_{кр\max} = 163 \text{ Н·м}$ – максимальный крутящий момент двигателя по табл. 3;

i_{k1}^{Ψ} – передаточное отношение первой передачи, определенное из условия преодоления максимального дорожного сопротивления; $G_a = 14\,028,3 \text{ Н}$ – вес автомобиля; $\eta_{тр} = 0,9$ – принятое КПД трансмиссии автомобиля; $\Psi_{\max}^I = 0,35$, так как для легковых автомобилей значения максимального приведенного коэффициента дорожного сопротивления находится в интервале 0,35...0,6.

Передаточное число первой ступени коробки передач должно исключать полное буксование ведущих колес, которое может возникнуть при максимальной касательной силе тяги автомобиля. Для обеспечения этого величина i_{k1} должна удовлетворять условию еще одному условию (23):

$$i_{k1}^{\Phi} \leq \frac{\lambda_k G_a \varphi r_k}{M_{кр\max} i_0 \eta_{тр}} = \frac{0,55 \cdot 14028,3 \cdot 0,8 \cdot 0,25}{155 \cdot 3,28 \cdot 0,9} = 3,36,$$

где $\varphi = 0,8$ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой для сухого шероховатого асфальтобетона (по заданию); $\lambda_k = 0,55$, так как ВАЗ-2103 – легковой автомобиль с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом, для которых коэффициент нагрузки ведущих колес $\lambda_k = 0,52...0,55$.

Проверяем выполнение условия (24):

$$2,67 \leq i_{k1} \leq 3,36.$$

Принимаем $i_{k1} = 3,36$ – с учетом значения передаточного числа первой передачи прототипа ($i_{k1}^{\text{II}} = 3,75$).

Передаточное число для заднего хода автомобиля:

$$i_{k3x} = (1,1 \dots 1,3), \quad i_{k1} = 1,15 \cdot 3,36 = 3,86.$$

Принимаем $i_{k3x} = 3,86$ – с учетом значения передаточного числа передачи заднего хода прототипа ($i_{k3x}^{\text{II}} = 3,87$).

Проводим расчет передаточных чисел КПП по геометрической прогрессии. Так как у ВАЗ-2103 четыре передачи, причем четвертая прямая, то необходимо провести расчет только для второй и третьей передач по формулам, приведенным в табл. 4.

$$i_{k2} = \gamma \sqrt[3]{i_{k1}^2} = 1 \cdot \sqrt[3]{3,36^2} = 2,24, \quad i_{k3} = \gamma \sqrt[3]{i_{k1}} = 1 \cdot \sqrt[3]{3,36} = 1,50,$$

где $\gamma = 1$, так как для легковых автомобилей его значения находятся в интервале от 0,84 до 1,00.

Для сравнения проведем расчет передаточных чисел и по гармоническому ряду:

$$i_{k2} = \frac{i_{k1}}{(i-1) \frac{i_{k1} - i_{kz}}{(z-1)i_{kz}} + 1} = \frac{3,36}{(2-1) \frac{3,36-1}{(4-1) \cdot 1} + 1} = 1,91;$$

$$i_{k3} = \frac{i_{k1}}{(i-1) \frac{i_{k1} - i_{kz}}{(z-1)i_{kz}} + 1} = \frac{3,36}{(3-1) \frac{3,36-1}{(4-1) \cdot 1} + 1} = 1,31,$$

где $i_{k1} = 3,36$ – передаточное число первой передачи; $z = 4$ – общее число передач; $i_{kz} = 1$ – передаточное число последней передачи.

Проверим выполнение неравенства (27) для обоих способов расчета:

– для геометрической прогрессии:

$$\frac{i_{k1}}{i_{k2}} = \frac{3,36}{2,24} = 1,5 = \frac{i_{k2}}{i_{k3}} = \frac{2,24}{1,5} = 1,5 = \frac{i_{k3}}{i_{k4}} = \frac{1,5}{1} = 1,5;$$

– для гармонического ряда:

$$\frac{i_{k1}}{i_{k2}} = \frac{3,36}{1,91} = 1,76 \geq \frac{i_{k2}}{i_{k3}} = \frac{1,91}{1,31} = 1,46 \geq \frac{i_{k3}}{i_{k4}} = \frac{1,31}{1} = 1,31.$$

Для обоих способов расчета выражение (27) выполняется, условие уплотнения ряда передаточных чисел в зоне высоких передач выполнено только для гармонического ряда, для геометрической прогрессии нужна корректировка.

С учетом передаточных чисел КПП автомобиля-прототипа ($i_{k1}^{\text{II}} = 3,75$; $i_{k2}^{\text{II}} = 2,30$; $i_{k3}^{\text{II}} = 1,49$; $i_{k4}^{\text{II}} = 1,00$) можно сделать вывод, что при расчете по геометрической прогрессии расчетные значения передаточных чисел расположены по величине, ближе к передаточным числам КПП прототипа.

Проведем корректировку расчетных значений передаточных чисел КПП, уменьшив передаточное число на третьей передаче на 4% до 1,48, и уменьшив передаточное число на второй на 5% до 2,13, тогда

$$\frac{i_{к1}}{i_{к2}} = \frac{3,36}{2,13} = 1,58 > \frac{i_{к2}}{i_{к3}} = \frac{2,13}{1,44} = 1,48 > \frac{i_{к3}}{i_{к4}} = \frac{1,44}{1} = 1,44.$$

Для автомобиля прототипа:

$$\frac{i_{к1}}{i_{к2}} = \frac{3,75}{2,3} = 1,63 > \frac{i_{к2}}{i_{к3}} = \frac{2,3}{1,49} = 1,54 > \frac{i_{к3}}{i_{к4}} = \frac{1,49}{1} = 1,49.$$

Таким образом было получено примерно одинаковое соотношение между отношениями передаточных чисел рассчитываемого автомобиля и автомобиля-прототипа. Разность значений отношений не более 0,01 (для первого отношения: $1,58 - 1,48 = 0,1$, для прототипа $1,63 - 1,54 = 0,09$, тогда отклонение составит $0,10 - 0,09 = 0,01$; для второго отношения: $1,48 - 1,44 = 0,04$, для прототипа $1,49 - 1,44 = 0,05$, тогда отклонение составит $0,05 - 0,04 = 0,01$).

Диапазон передаточных чисел трехступенчатых коробок передач в нашем случае составил: $3,36 - 1 = 2,36$, что укладывается в рекомендуемый интервал: 2,3...2,6.

Окончательные значения принятых передаточных чисел сводим в табл. 6.

Зная передаточные числа коробки передач и главной передачи, определяем передаточные числа трансмиссии для каждой передачи по формуле

$$i_{тр1} = i_{к1}i_0 = 3,36 \cdot 3,28 = 11,01,$$

$$i_{тр2} = i_{к2}i_0 = 3,36 \cdot 2,13 = 6,98,$$

$$i_{тр3} = i_{к3}i_0 = 3,36 \cdot 1,44 = 4,71,$$

$$i_{тр4} = i_{к4}i_0 = 3,36 \cdot 1,0 = 3,36.$$

где $i_{тp_i}$ – передаточное число трансмиссии на i -й передаче; $i_{к_i}$ – передаточное число КПП на i -й передаче.

6. Передаточные числа КПП и трансмиссии автомобиля (пример)

Номер передачи	Передаточные числа четырехступенчатой КПП	Передаточные числа трансмиссии
Первая	3,36	11,01
Вторая	2,13	6,98
Третья	1,44	4,71
Четвертая	1	3,36

После выбора окончательных значений передаточных чисел КПП проводим проверку перекрытия скоростей движения автомобиля на смежных передачах из условия, что диапазон рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя (от $n_{\min} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{\max} = 4500 \text{ мин}^{-1}$) располагается в зоне максимального крутящего момента с верхней границей несколько меньше частоты вращения $n_{N_{e\max}} = 4836 \text{ мин}^{-1}$, соответствующей максимальной мощности двигателя. Значения частот вращения берут по внешней скоростной характеристике двигателя (рис. 2).

Находим значения скоростей движения для каждой передачи:

$$v_{a \min}^1 = \frac{0,377 n_{\min} r_k}{i_{\text{тп1}}} = \frac{0,377 \cdot 1500 \cdot 0,25}{11,01} = 12,75 \text{ км/ч,}$$

$$v_{a \max}^1 = \frac{0,377 n_{\max} r_k}{i_{\text{тп1}}} = \frac{0,377 \cdot 4500 \cdot 0,25}{11,01} = 38,26 \text{ км/ч,}$$

$$v_{a \min}^2 = \frac{0,377 n_{\min} r_k}{i_{\text{тп2}}} = \frac{0,377 \cdot 1500 \cdot 0,25}{6,98} = 20,11 \text{ км/ч,}$$

$$v_{a \max}^2 = \frac{0,377 n_{\max} r_k}{i_{\text{тп2}}} = \frac{0,377 \cdot 4500 \cdot 0,25}{6,98} = 60,33 \text{ км/ч,}$$

$$v_{a \min}^3 = \frac{0,377 n_{\min} r_k}{i_{\text{тп3}}} = \frac{0,377 \cdot 1500 \cdot 0,25}{4,71} = 29,81 \text{ км/ч,}$$

$$v_{a \max}^3 = \frac{0,377 n_{\max} r_k}{i_{\text{тп3}}} = \frac{0,377 \cdot 4500 \cdot 0,25}{4,71} = 89,42 \text{ км/ч.}$$

Результаты остальных расчетов сводим в табл. 7.

Определяем размер перекрытия:

$$\Delta v_{1-2} = v_{a \max}^1 - v_{a \min}^2 = 38,26 - 20,11 = 18,15 \text{ км/ч,}$$

$$\Delta v_{2-3} = v_{a \max}^2 - v_{a \min}^3 = 60,33 - 29,81 = 30,52 \text{ км/ч,}$$

$$\Delta v_{3-4} = v_{a \max}^3 - v_{a \min}^4 = 89,42 - 42,86 = 46,56 \text{ км/ч,}$$

где i – номер передачи, для которой ведется расчет, причем i изменяется от 1 до $(z - 1)$, где z – общее число ступеней КПП.

Результаты расчетов сводим в табл. 7, по которой затем строим диаграмму рабочих диапазонов скоростей движения автомобиля (рис. 4).

7. Рабочие скорости движения автомобиля (пример)

Скорость, км/ч	Номер передачи			
	1	2	3	4
$v_{a \min}^i (n_{\min i})$	12,75	20,11	29,81	42,86
$v_{a \max}^i (n_{\max i})$	38,26	60,33	89,42	128,57
Величина перекрытия $\Delta v_{i-(i+1)}$, км/ч	18,15	30,52	46,56	–

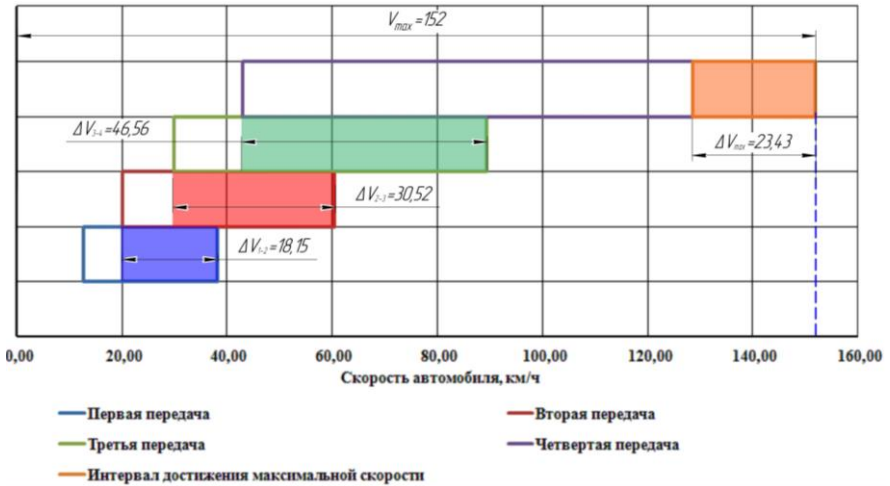


Рис. 4. Диаграмма рабочих скоростей автомобиля (пример)

Из рисунка 4 и табл. 7 видно, что на всех передачах обеспечивается необходимое перекрытие между соседними передачами, причем момент для переключения передач находится примерно посередине интервалов перекрытия.

3. ТЯГОВЫЙ И МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ

Оценку тяговых и мощностных свойств автомобиля проводят при помощи графиков тягового и мощностного балансов. Ниже приведены выражения и рекомендации по их расчету и построению

3.1. ТЯГОВЫЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ

Тяговый баланс автомобиля рассматривается на основании уравнения движения и решается графоаналитическими методами. В случае установившегося движения уравнение тягового баланса будет иметь вид [10]

$$P_k = P_{\psi} + P_B, \text{ Н}, \quad (33)$$

где P_k – касательная сила тяги автомобиля, Н; P_{ψ} – общее сопротивление движению, оказываемое дорогой, Н; P_B – сопротивление воздуха, Н.

Для построения тяговой характеристики необходимо рассчитать значения силы тяги для каждой передачи и ряда частот вращения коленчатого вала по выражению

$$P_{k(j)}^i = \frac{M_{кр(j)}^i i_{тp i} \eta_{тp}}{r_k}, \text{ Н}, \quad (34)$$

где $P_{k(j)}^i$ – величина касательной силы тяги автомобиля для i -й передачи при j -й частоте вращения коленчатого вала, Н; $M_{кр}^i$ – величина крутящего момента двигателя, Н·м (табл. 2).

Для определения максимальной теоретически возможной скорости движения необходимо также рассчитать для каждого режима работы двигателя и каждой передачи остальные составляющие силового баланса по выражениям [10].

Сила сопротивления воздуха движению автомобиля на разных скоростях находится по выражению

$$P_{в(j)}^i = \frac{K_v F_a (v_{a(j)}^i)^2}{13}, \text{ Н}, \quad (35)$$

где $P_{в(j)}^i$ – сила сопротивления воздуха движению автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, Н; $v_{a(j)}^i$ – скорость движения автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, км/ч.

$$v_{a(j)}^i = \frac{0,377 n_{(j)} r_0}{i_{тp i}}, \text{ Н}. \quad (36)$$

Значение силы общего сопротивления движению автомобиля:

$$P_{\psi(j)}^i = \psi G_a, \text{ Н}, \quad (37)$$

где $P_{\psi(j)}^i$ – сила общего сопротивления движению для i -й передачи при j -й частоте вращения коленчатого вала, Н.

Значение приведенного коэффициента дорожного сопротивления следует определять по формуле (2) с учетом формулы (3).

Для построения графика также дополнительно находят сумму сил сопротивлений движению:

$$P_{c(j)}^i = P_{\psi(j)}^i + P_{в(j)}^i. \quad (38)$$

Кривая суммарного сопротивления $P_c = P_{\psi} + P_{в}$ определяет силу тяги, необходимую для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если кривая P_k проходит выше кривой $P_c = P_{\psi} + P_{в}$, то отрезки, заключенные между этими кривыми, представляют собой нереализованную часть («запас») силы тяги, которую можно использовать для преодоления повышенного сопротивления дороги или для разгона автомобиля.

При помощи графика силового баланса можно определить основные показатели динамичности автомобиля при равномерном движении. Например, максимальную скорость v_{\max} определяют по абсциссе точки пересечения кривых P_k и $P_c = P_{\psi} + P_{в}$, когда запас силы тяги, а, следовательно, и ускорение равны нулю. Если кривая P_k проходит ниже кривой $P_c = P_{\psi} + P_{в}$, то автомобиль может двигаться только замедленно. Результаты расчетов сводятся в табл. 8.

По данным табл. 8 строятся графики тяговой характеристики двигателя (рис. 5).

8. Результаты расчета тягового баланса автомобиля

Номер передачи	Наименование показателя и его значение							
	Частота вращения коленчатого вала двигателя n , мин ⁻¹	Крутящий момент двигателя $M_{кр}$, Н·м	Скорость движения автомобиля v_a , км/ч	Коэффициент дорожного сопротивления, ψ	Сила сопротивления воздуха F_w , Н	Касательная сила тяги F_k , Н	Сумма сил ($F_w + P_{\psi}$), Н	Сила общего сопротивления движению P_{ψ} , Н
Первая	1							
	...							
	n_j							
...
Четвертая (Пятая)	1							
	...							
	n_j							

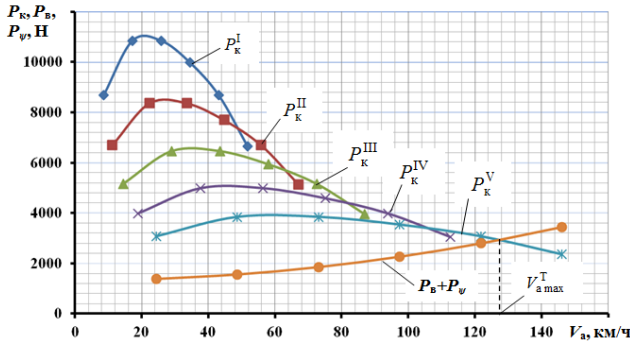


Рис. 5. Примерный вид графика тягового баланса автомобиля

По точке пересечения графика касательной силы на последней передаче с графиком суммы сил ($P_v + P_w$) определяется теоретическое значение максимально возможной скорости автомобиля – $v_{a \max}^T$. Дальнейшее увеличение скорости не возможно вследствие превышения сил сопротивления над силой тяги автомобиля.

Пример. Выполним для примера тяговый расчет автомобиля по варианту №0 и с учетом ранее выполненных расчетов.

Рассчитываем значения силы тяги для каждой передачи и ряда частот вращения коленчатого вала (табл. 3):

$$P_{k(967)}^1 = \frac{M_{кр(967)}^1 i_{тp1} \eta_{тp}}{r_k} = \frac{148 \cdot 11,01 \cdot 0,9}{0,25} = 5909,79 \text{ Н,}$$

$$P_{k(1935)}^1 = \frac{M_{кр(1935)}^1 i_{тp1} \eta_{тp}}{r_k} = \frac{153 \cdot 11,01 \cdot 0,9}{0,25} = 6106,79 \text{ Н,}$$

$$P_{k(2902)}^1 = \frac{M_{кр(2902)}^1 i_{тp1} \eta_{тp}}{r_k} = \frac{155 \cdot 11,01 \cdot 0,9}{0,25} = 6172,45 \text{ Н.}$$

Результаты остальных расчетов сводим в табл. 9.

Находим скорости движения автомобиля на всех передачах и при всех значениях частоты вращения коленчатого вала из табл. 3.

$$v_{a(967)}^1 = \frac{0,377 n_{(967)} r_0}{i_{тp1}} = \frac{0,377 \cdot 967 \cdot 0,25}{11,01} = 8,22 \text{ Н,}$$

$$v_{a(1935)}^1 = \frac{0,377 n_{(1935)} r_0}{i_{тp1}} = \frac{0,377 \cdot 1935 \cdot 0,25}{11,01} = 16,45 \text{ Н,}$$

$$v_{a(2902)}^1 = \frac{0,377 n_{(2902)} r_0}{i_{тp1}} = \frac{0,377 \cdot 2902 \cdot 0,25}{11,01} = 24,67 \text{ Н.}$$

Результаты остальных расчетов сводим в табл. 9.

Определяем силу сопротивления воздуха движению автомобиля на разных скоростях:

$$P_{в(967)}^1 = \frac{K_B F_a (v_a^{1(967)})^2}{13} = \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 8,22^2}{13} = 2,31 \text{ Н,}$$

$$P_{в(1935)}^1 = \frac{K_B F_a (v_a^{1(1935)})^2}{13} = \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 16,45^2}{13} = 9,22 \text{ Н,}$$

$$P_{в(2902)}^1 = \frac{K_B F_a (v_a^{1(2902)})^2}{13} = \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 24,67^2}{13} = 20,75 \text{ Н.}$$

Результаты остальных расчетов сводим в табл. 9.

Находим значения коэффициента сопротивления качению при движении автомобиля на последней передаче, использовать данное выражение необходимо, если скорость более 20 км/ч, в противном случае, можно использовать табличное значение $f = f_T$. В нашем случае все скорости на прямой передаче более 20 км/ч, а уклоны на дороге отсутствуют, то $\psi = f$:

$$\psi_{v_a(967)}^4 = f_{v_a(967)}^4 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a^{4(967)})^2) = 0,017 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 27,64^2) = 0,018,$$

$$\psi_{v_a(1935)}^4 = f_{v_a(1935)}^4 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a^{4(1935)})^2) = 0,017 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 55,27^2) = 0,020,$$

$$\psi_{v_a(2902)}^4 = f_{v_a(2902)}^4 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a^{4(2902)})^2) = 0,017 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 82,91^2) = 0,023,$$

где $f_T = 0,017$ – табличное значение коэффициента сопротивления качению по асфальтобетонному покрытию, выбранное ранее.

Результаты остальных расчетов сводим в табл. 9.

Рассчитываем величину силы общего сопротивления движению автомобиля для последней передачи:

$$P_{\psi(967)}^4 = \psi_{v_a(967)}^4 G_a = 0,018 \cdot 14028,3 = 247,59 \text{ Н,}$$

$$P_{\psi(1935)}^4 = \psi_{v_a(1935)}^4 G_a = 0,020 \cdot 14028,3 = 274,91 \text{ Н,}$$

$$P_{\psi(2902)}^4 = \psi_{v_a(2902)}^4 G_a = 0,023 \cdot 14028,3 = 320,45 \text{ Н,}$$

где $G_a = 14\,028,3 \text{ Н}$ – вес автомобиля, рассчитанный ранее.

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 9.

Для построения графика также дополнительно находим сумму сил сопротивлений движению на последней передаче:

$$P_{с(967)}^4 = P_{\psi(967)}^4 + P_{в(967)}^4 = 247,59 + 26,03 = 273,62 \text{ Н,}$$

$$P_{с(1935)}^4 = P_{\psi(1935)}^4 + P_{в(1935)}^4 = 274,91 + 104,13 = 379,04 \text{ Н,}$$

$$P_{с(967)}^4 = P_{\psi(2902)}^4 + P_{в(2902)}^4 = 320,45 + 234,28 = 554,73 \text{ Н.}$$

9. Результаты расчета тягового баланса автомобиля (пример)

Номер передачи	Наименование показателя и его значение							
	Частота вращения коленчатого вала двигателя n , мин ⁻¹	Крутящий момент двигателя $M_{кр}$, Н·м	Скорость движения автомобиля V_a , км/ч	Касательная сила тяги $P_{кc}$, Н	Сила сопротивления воздуха $P_{вz}$, Н	Коэффициент дорожного сопротивления, ψ	Сила общего сопротивления движению P_{Σ} , Н	Сумма сил $P_c = (P_{вz} + P_{\Sigma})$, Н
Первая	967	148	8,22	5909,79	2,31			
	1935	153	16,45	6106,79	9,22			
	2902	155	24,67	6172,45	20,75			
	3869	143	32,90	5712,80	36,89			
	4836	124	41,12	4964,23	57,64			
	5804	94	49,35	3742,87	82,99			
Вторая	967	148	12,97	3748,33	5,73			
	1935	153	25,93	3873,27	22,92			
	2902	155	38,90	3914,92	51,58			
	3869	143	51,87	3623,38	91,69			
	4836	124	64,84	3148,60	143,27			
	5804	94	77,80	2373,94	206,31			
Третья	967	148	19,22	2528,87	12,59			
	1935	153	38,44	2613,17	50,36			
	2902	155	57,66	2641,27	113,31			
	3869	143	76,88	2444,58	201,45			
	4836	124	96,10	2124,25	314,76			
	5804	94	115,32	1601,62	453,25			
Четвертая	967	148	27,64	1758,72	26,03	0,018	247,59	273,62
	1935	153	55,27	1817,35	104,13	0,020	274,91	379,04
	2902	155	82,91	1836,89	234,28	0,023	320,45	554,73
	3869	143	110,55	1700,10	416,50	0,027	384,20	800,70
	4836	124	138,18	1477,33	650,78	0,033	466,16	1116,95
	5804	94	165,82	1113,86	937,13	0,040	566,34	1503,47

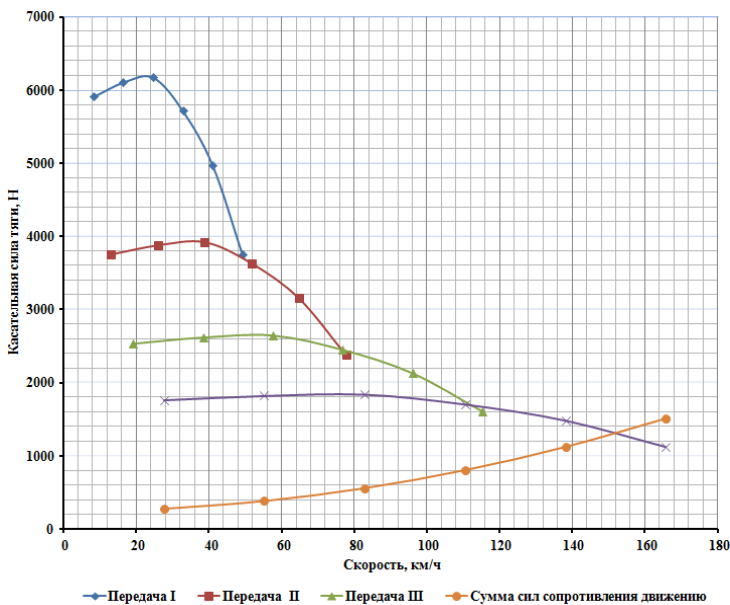


Рис. 6. Тяговый баланс автомобиля (пример)

По данным табл. 9 строим графики тяговой характеристики (рис. 6).

Точка пересечения графика касательной силы на последней передаче с графиком суммы сил ($P_B + P_\psi$) соответствует теоретически возможной максимальной скорости автомобиля — $v_{a \max} = 152 \text{ км/ч}$. Дальнейшее увеличение скорости невозможно вследствие превышения сил сопротивления над силой тяги автомобиля.

3.2. МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ

Мощностной баланс автомобиля — это уравнение, показывающее, как расходуется мощность, развиваемая автомобильным двигателем, на преодоление различных сопротивлений движению автомобиля. По аналогии с силовым (тяговым) балансом уравнение мощностного баланса автомобиля можно записать в виде [2, 14]

$$N_T = N_e - N_{\text{тр}} = N_\psi + N_B \pm N_{\text{и}}, \text{ кВт}, \quad (39)$$

где N_T — тяговая мощность, развиваемая на ведущих колесах автомобиля, кВт;

N_ψ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, кВт;

N_B — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$N_{\text{тр}}$ — мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии, кВт; $N_{\text{и}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону автомобиля, кВт.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону автомобиля, в общем случае может быть найдена по формуле [2, 14]:

$$N_{и} = \frac{\delta_{вр} G_a j v_a}{3600}, \text{ кВт}, \quad (40)$$

где $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс; j – ускорение автомобиля в данный момент времени, м/с²; v_a – скорость автомобиля в текущий момент времени, км/ч.

Расчет и построение мощностного баланса подразумевает движение без ускорения, поэтому эта составляющая не учитывается.

Величину мощности, теряемой в агрегатах трансмиссии, можно найти по формуле

$$N_{тр} = (1 - \eta_{тр}^i) N_{ej}, \text{ кВт}, \quad (41)$$

где $\eta_{тр}^i$ – КПД трансмиссии i -й передаче; N_{ej} – эффективная мощность двигателя автомобиля при j -й частоте вращения коленчатого вала, кВт.

Значения тяговой мощности N_T на ведущих колесах автомобиля в зависимости от скорости его движения на различных передачах находятся по формуле [2, 14]

$$N_T = \frac{P_{к(j)}^i v_{aj}^i}{3600}, \quad (42)$$

где $P_{к(j)}^i$ – величина касательной силы тяги автомобиля для i -й передачи при j -й частоте вращения коленчатого вала, Н; v_{aj}^i – скорость движения автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, км/ч.

Значения величин $P_{к(j)}^i$ и v_{aj}^i берутся из табл. 8. Результаты расчета мощности N_T сводятся в табл. 10. Кроме того, в табл. 10 переносятся значения эффективной мощности N_{ej} двигателя, взятые из табл. 2.

Мощность N_{ψ} , затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги при движении автомобиля с различной скоростью, находится по формуле

$$N_{\psi} = \frac{P_{\psi(j)}^i v_{aj}^i}{1000} = \frac{G_a \Psi_j^i v_{aj}^i}{3600}, \quad (43)$$

где $P_{\psi(j)}^i$ – величина силы сопротивления движению автомобиля для i -й передачи при j -й частоте вращения коленчатого вала, Н; v_{aj}^i – скорость движения автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, км/ч; Ψ_j^i – приведенный коэффициент сопротивления движению i -й передачи при j -й частоте вращения коленчатого вала; G_a – вес автомобиля, Н.

Значение мощности N_B , затрачиваемой на преодоление сопротивления воздуха, при движении автомобиля с различной скоростью, рассчитывается по формуле [2, 14]

$$N_{B(j)}^i = \frac{P_{B(j)}^i V_a^i(j)}{3600}, \text{ кВт}, \quad (44)$$

где $P_{B(j)}^i$ – сила сопротивления воздуха движению автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, Н.

Результаты расчета сводятся в табл. 10. По данным табл. 10 строятся графики мощностного баланса автомобиля (рис. 7). Сначала рассчитывают мощностной баланс для передачи, на которой обеспечивается максимальная скорость автомобиля. В координатах $N-V$ строят скоростную характеристику $N_e(v_a)$. Ниже нее строят кривую $N_T(v_a)$, затем наносят кривую мощности $N_\psi(v_a)$. Вверх от кривой $N_\psi(v_a)$ откладывают значения мощности сопротивления воздуха $N_B(v_a)$ – кривая $N_c = N_\psi(v_a) + N_B(v_a)$. Построение кривых $N_\psi(v_a)$ и $N_c(v_a)$ проводят из начала координат, так как эти мощности равны нулю при $v_a = 0$.

Отрезки ординат между кривой N_c и осью абсцисс определяют собой суммарную мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Отрезки мощности N_3 , заключенные между кривыми N_T и N_c , характеризуют запас мощности, который может быть использован для преодоления повышенного сопротивления дороги или разгона автомобиля. Значения этих мощностей будут изменяться от величины скорости автомобиля [2, 14].

10. Результаты расчета мощностного баланса автомобиля

Номер передачи	Наименование показателя и его значение							
	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт	Скорость движения автомобиля v_a , км/ч	Тяговая мощность N_T , кВт	Мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии $N_{тр}$, кВт	Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ	Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги N_ψ , кВт	Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха N_B , кВт	Сумма мощностей $N_c = (N_B + N_\psi)$, Н
Первая	1							
	...							
	n_j							
...	
Четвертая (Пятая)	1							
	...							
	n_j							

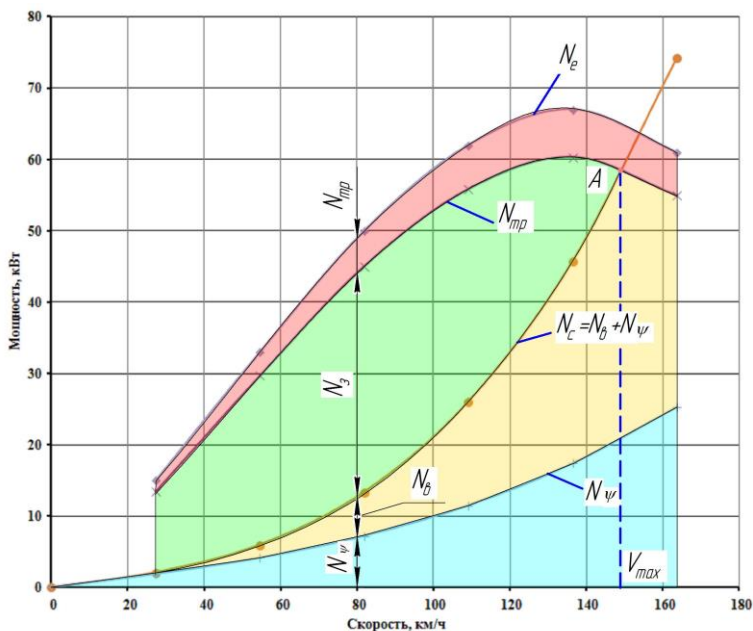


Рис. 7. График мощностного баланса автомобиля для одной передачи

При равномерном движении автомобиля мощность N_T расходуется только на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Если дроссельная заслонка открыта полностью (максимальная подача топлива), то наибольшую скорость v_{\max} автомобиль развивает, когда мощность N_T равна сумме мощностей $N_\psi + N_v$ (точка A). Для равномерного движения автомобиля по той же дороге со скоростью, меньшей v_{\max} , водитель должен прикрыть дроссельную заслонку (уменьшить подачу топлива) [2, 14].

График мощностного баланса для всех передач строят таким же образом, только вместо одной пары кривых N_e и N_T наносят несколько, в зависимости от числа передач в коробке. При изменении передаточного числа коробки передач изменяется лишь скорость автомобиля, а мощности N_e и N_T остаются без изменений, в случае, если не учитываются изменения КПД трансмиссии на различных передачах.

При анализе мощностного баланса необходимо также рассчитывать степень использования мощности двигателя k_d . Под k_d подразумевается отношение мощности, необходимой для движения автомобиля, к мощности на ведущих колесах. В общем случае она равна [2, 14]:

$$k_d = \frac{N_\psi + N_v \pm N_{и}}{\eta_{\text{тр}} N_e} = \frac{N_\psi + N_v \pm N_{и}}{N_T}. \quad (45)$$

При равномерном движении степень использования мощности двигателя k_d находится по выражению [2, 14]

$$k_d = \frac{N_\psi + N_B}{\eta_{\text{тр}} N_e} = \frac{N_\psi + N_B}{N_T}. \quad (46)$$

Чем меньше коэффициент ψ на данной скорости автомобиля и чем больше передаточное число трансмиссии, тем хуже используется мощность двигателя, тем меньше k_d .

Пример. Проведем расчет и построение графиков мощностного баланса по данным варианта № 0.

Расчет и построение мощностного баланса будем проводить для равномерного движения.

Находим мощность, теряемую в агрегатах трансмиссии. В нашем случае расчет выполняем только для одной произвольной передачи, так как КПД трансмиссии был принят одинаковым для всех передач, а следовательно, и потери мощности будут постоянными для всех передач:

$$N_{\text{тр}(967)} = (1 - \eta_{\text{тр}}) N_{e(967)} = (1 - 0,9) \cdot 15 = 1,5 \text{ кВт},$$

$$N_{\text{тр}(1935)} = (1 - \eta_{\text{тр}}) N_{e(1935)} = (1 - 0,9) \cdot 31 = 3,1 \text{ кВт},$$

$$N_{\text{тр}(2902)} = (1 - \eta_{\text{тр}}) N_{e(2902)} = (1 - 0,9) \cdot 47 = 4,7 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{тр}} = 0,9$ – КПД трансмиссии передачи; N_{e_j} – эффективная мощность двигателя автомобиля при j -й частоте вращения коленчатого вала, кВт.

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 11.

Рассчитываем тяговую мощность N_T для первой передачи, для остальных передач мощности будут такие же:

$$N_{T(967)} = \frac{P_{\text{к}(967)}^1 V_{\text{а}(967)}^1}{3600} = \frac{5909,79 \cdot 8,22}{3600} = 13,5 \text{ кВт},$$

$$N_{T(1935)} = \frac{P_{\text{к}(1935)}^1 V_{\text{а}(1935)}^1}{3600} = \frac{6106,79 \cdot 16,45}{3600} = 27,9 \text{ кВт},$$

$$N_{T(2902)} = \frac{P_{\text{к}(2902)}^1 V_{\text{а}(2902)}^1}{3600} = \frac{6172,45 \cdot 24,67}{3600} = 42,3 \text{ кВт}.$$

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 11. Кроме того, в табл. 11 переносим значения эффективной мощности N_{e_j} двигателя из табл. 3.

Затем вычисляем значения коэффициента приведенного дорожного сопротивления по формуле (2) с учетом выражения (3) при скоростях более 20 км/ч. Так как для первых двух частот вращения коленчатого вала на первой передаче скорость автомобиля меньше 20 км/ч, то

$$\psi_{v_{\text{а}(967)}^1} = \psi_{v_{\text{а}(1935)}^1} = 0,017.$$

Для остальных частот вращения коленчатого расчет приведенного коэффициента сопротивления выполняем по формуле (2) с учетом (3):

$$\Psi_{v_a(2902)}^1 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(2902))^2) = 0,017 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 24,67^2) = 0,018,$$

$$\Psi_{v_a(3869)}^1 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(3869))^2) = 0,017 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 32,90^2) = 0,018.$$

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 11.

Рассчитываем значения мощности N_{Ψ} , затрачиваемой на преодоление сопротивления дороги:

$$N_{\Psi(967)}^1 = \frac{G_a \Psi_{(967)}^1 v_a(967)}{3600} = \frac{14028,3 \cdot 0,017 \cdot 8,22}{3600} = 0,54 \text{ кВт},$$

$$N_{\Psi(1935)}^1 = \frac{G_a \Psi_{(1935)}^1 v_a(1935)}{3600} = \frac{14028,3 \cdot 0,017 \cdot 16,45}{3600} = 1,09 \text{ кВт},$$

$$N_{\Psi(2902)}^1 = \frac{G_a \Psi_{(2902)}^1 v_a(2902)}{3600} = \frac{14028,3 \cdot 0,018 \cdot 24,67}{3600} = 1,68 \text{ кВт},$$

где Ψ_j^i – приведенный коэффициент сопротивления движению i -й передачи при j -й частоте вращения коленчатого вала; $G_a = 14\,028,3$ – вес автомобиля, Н.

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 11.

Находим мощность N_B , затрачиваемую на преодоление сопротивления воздуха, при движении автомобиля с различной скоростью:

$$N_{B(967)}^1 = \frac{P_{B(967)}^1 v_a(967)}{3600} = \frac{2,31 \cdot 8,22}{3600} = 0,01 \text{ кВт},$$

$$N_{B(1935)}^1 = \frac{P_{B(1935)}^1 v_a(1935)}{3600} = \frac{9,22 \cdot 16,45}{3600} = 0,04 \text{ кВт},$$

$$N_{B(2902)}^1 = \frac{P_{B(2902)}^1 v_a(2902)}{3600} = \frac{20,75 \cdot 24,67}{3600} = 0,14 \text{ кВт},$$

где $P_{B(j)}^i$ – сила сопротивления воздуха движению автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, Н (табл. 9).

Результаты расчета сводятся в табл. 11. По данным табл. 11 строим графики мощностного баланса автомобиля (рис. 8). В координатах $N-V$ строим скоростную характеристику $N_e(v_a)$ для каждой передачи. Ниже кривой строим кривую $N_T(v_a)$ для каждой передачи; затем наносим кривую мощности $N_{\Psi}(v_a)$. Вверх от кривой $N_{\Psi}(v_a)$ откладываем значения мощности сопротивления воздуха $N_B(v_a)$ – кривая $N_c = N_{\Psi}(v_a) + N_B(v_a)$. Построение кривых $N_{\Psi}(v_a)$ и $N_c(v_a)$ проводим из начала координат, так как эти мощности равны нулю при $v_a = 0$.

11. Результаты расчета мощностного баланса автомобиля (пример)

Номер передачи	Наименование показателя и его значение							
	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт	Скорость движения автомобиля v_a , км/ч	Тяговая мощность N_T , кВт	Мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии $N_{тр}$, кВт	Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ	Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги $N_{пр}$, кВт	Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха $N_{в}$, кВт	Сумма мощностей $N_c = (N_a + N_{в})$, Н
Первая	15	8,22	13,50	1,50	0,017	0,54	0,01	0,55
	31	16,45	27,90	3,10	0,017	1,09	0,04	1,13
	47	24,67	42,30	4,70	0,018	1,68	0,14	1,83
	58	32,90	52,21	5,80	0,018	2,30	0,34	2,63
	63	41,12	56,71	6,30	0,018	2,95	0,66	3,61
	57	49,35	51,30	5,70	0,019	3,67	1,14	4,80
Вторая	15	12,97	13,50	1,50	0,017	0,86	0,02	0,88
	31	25,93	27,90	3,10	0,018	1,78	0,17	1,94
	47	38,90	42,30	4,70	0,018	2,77	0,56	3,33
	58	51,87	52,21	5,80	0,019	3,90	1,32	5,22
	63	64,84	56,71	6,30	0,021	5,20	2,58	7,78
	57	77,80	51,30	5,70	0,022	6,71	4,46	11,17
Третья	15	19,22	13,50	1,50	0,017	1,27	0,07	1,34
	31	38,44	27,90	3,10	0,018	2,73	0,54	3,27
	47	57,66	42,30	4,70	0,020	4,45	1,81	6,27
	58	76,88	52,21	5,80	0,022	6,60	4,30	10,90
	63	96,10	56,71	6,30	0,025	9,31	8,40	17,71
	57	115,32	51,30	5,70	0,028	12,72	14,52	27,24
Четвертая	15	27,64	13,50	1,50	0,018	1,90	0,20	2,10
	31	55,27	27,90	3,10	0,020	4,22	1,60	5,82
	47	82,91	42,30	4,70	0,023	7,38	5,40	12,78
	58	110,55	52,21	5,80	0,027	11,80	12,79	24,59
	63	138,18	56,71	6,30	0,033	17,89	24,98	42,87
	57	165,82	51,30	5,70	0,040	26,09	43,16	69,25

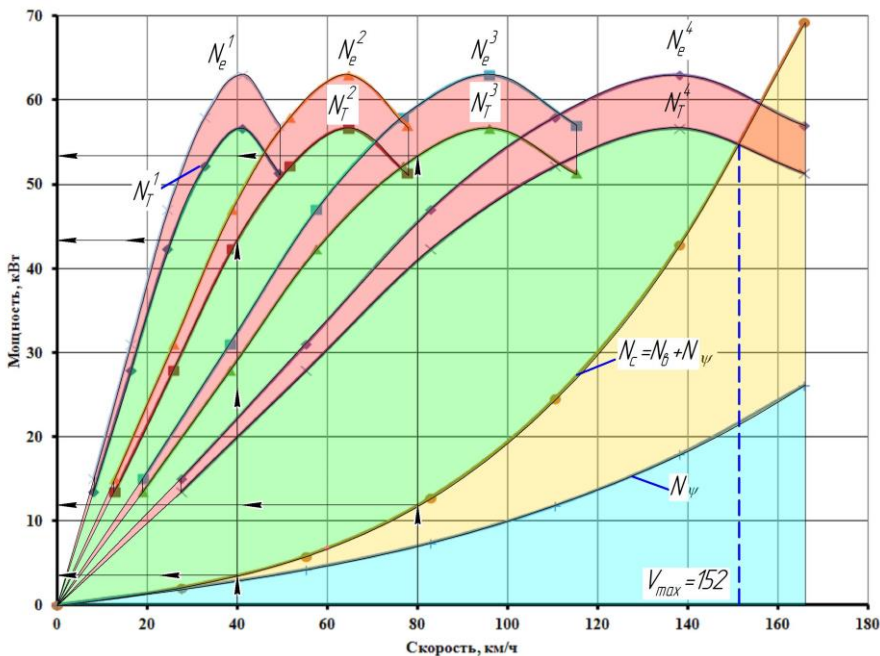


Рис. 8. График мощного баланса автомобиля (пример)

Рассчитаем коэффициент использования мощности при движении автомобиля при скорости 80 км/ч на 3 передаче, при равномерном движении степень использования мощности двигателя k_d находится по выражению

$$k_{d(80)}^3 = \frac{N_{\psi(80)}^3 + N_{в(80)}^3}{N_{Т(80)}^3} = \frac{11,82}{53,41} = 0,22,$$

$$k_{d(40)}^2 = \frac{N_{\psi(40)}^2 + N_{в(40)}^2}{N_{Т(40)}^2} = \frac{3,64}{43,64} = 0,08.$$

Полученные результаты подтверждают, что чем меньше коэффициент ψ и чем больше передаточное число трансмиссии, тем хуже используется мощность двигателя, тем меньше k_d .

4. ДИНАМИЧЕСКИЙ ПАСПОРТ АВТОМОБИЛЯ

Динамический паспорт автомобиля, предложенный Н. А. Яковлевым, представляет собой совокупность динамической характеристики, номограммы нагрузок и графика контроля буксования. Динамический паспорт автомобиля позволяет решать уравнение движения с учетом большого числа факторов: конструктивных параметров автомобиля, основных характеристик дороги (коэффициентов ψ , φ) и нагрузки на автомобиль, что послужило причиной широкого использования динамического паспорта при расчетах движения автомобиля [1].

Для построения динамической характеристики необходимо определить значения динамического фактора, представляющего собой отношение избыточной силы тяги к весу автомобиля:

$$D_{(j)}^i = \frac{P_{к(j)}^i - P_{вj}^i}{G_a}, \quad (47)$$

где $D_{(j)}^i$ – динамический фактор автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала.

Динамический фактор позволяет не только оценивать тяговые качества автомобиля, но и сравнивать автомобили различных конструкций. При изменении скоростного и нагрузочного режимов работы автомобиля касательная сила тяги и сила сопротивления воздуха изменяются, поэтому динамический фактор в условиях эксплуатации не остается постоянным.

Исходными данными для расчета динамической характеристики являются внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя, а также данные тягового расчета. Результаты расчетов динамического фактора сводятся в табл. 12.

12. Результаты расчета динамического фактора автомобиля

Номер передачи	Наименование показателя и его значение			
	скорость движения автомобиля v_a , км/ч	касательная сила тяги P_k , Н	сила сопротивления воздуха P_v , Н	динамический фактор, D
Первая	1			
	2			
	...			
	n_j			
...
Четвертая (Пятая)	1			
	2			
	...			
	n_j			

По данным табл. 12 проводится построение динамической характеристики автомобиля (рис. 9).

Максимальные значения динамического фактора для легковых автомобилей составляют (на первой передаче) $D = 0,30...0,45$; грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 , 6×4 (без раздаточной коробки) составляют $D = 0,28...0,35$.

Для определения возможности движения автомобиля в зависимости от степени его загруженности график динамической характеристики дополняется номограммой нагрузок. Для этого ось абсцисс продлевают влево и по ней откладывают в процентах степень загрузки автомобиля – H . В начале новой системы координат проводят ось динамического фактора снаряженного автомобиля D_0 . Расчет шкалы динамического фактора D_0 для автомобиля без груза проводится по формуле

$$\mu_0 = \mu_a \frac{m_c}{m_a}, \quad (48)$$

где μ_a – масштаб шкалы динамического фактора полностью груженого автомобиля D , мм; m_c – масса снаряженного автомобиля, кг; m_a – масса автомобиля с грузом, кг.

Отложив на новой оси значения делений D_c , прямыми линиями соединяют равнозначные значения динамических факторов D_0 и D , получают номограмму нагрузок.

График контроля буксования представляет собой выраженную графически зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить возможность буксования ведущих колес. Этот график строится следующим образом. Сначала определяют значения динамического фактора по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой $D_{сц}$ и без нее – $D_{0сц}$ для различных значений φ_i с шагом 0,1 [1]:

$$D_{сц} = \frac{G_r^B \varphi_i}{G_a}, \quad (49)$$

$$D_{0сц} = \frac{G_0^B \varphi_i}{G_0}, \quad (50)$$

где G_r^B – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса полностью груженого автомобиля, Н; G_0^B – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса снаряженного автомобиля, Н.

Для приближенных расчетов и при отсутствии значения веса, приходящегося на ведущие колеса автомобиля с грузом и без него, для легковых автомобилей можно использовать усредненные данные из табл. 13 или принять:

– $G_r^B = \lambda_k G_a$, следовательно

$$D_{сц} = \frac{\lambda_k G_a \varphi}{G_a} = \lambda_k \varphi; \quad (51)$$

– $G_0^B = \lambda_k^0 G_0$, следовательно,

$$D_{\text{сц}} = \frac{\lambda_k^0 G_0 \varphi}{G_0} = \lambda_k^0 \varphi_i, \quad (52)$$

где λ_k^0 – коэффициент нагрузки ведущих колес для снаряженного автомобиля.

Начинают построение с значения φ_i , равного 0,1. Результаты расчетов по формулам (49) и (50) сводят в табл. 14.

Затем значение $D_{\text{сц}}$ откладывают на шкале D номограммы нагрузок (рис. 9), а значение $D_{0\text{сц}}$ – на шкале D_0 , и полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают соответствующую величину коэффициента φ .

На основании динамического паспорта автомобиля можно определить:

– максимальную скорость движения для различных значений приведенного коэффициента дорожного сопротивления. Для этого на оси ординат находят соответствующее значение коэффициента дорожного сопротивления и через данную точку проводят прямую параллельную оси абсцисс. По точке пересечения данной прямой с одной из кривых динамической характеристики находят значение максимальной скорости. Например, для автомобиля с динамической характеристикой, представленной на рис. 9, при $\psi = 0,04$ максимальная скорость составит $v_{\text{a max}}^{\psi 0,04} = 127,5$ (км/ч);

13. Среднее распределение масс по осям легкового автомобиля различных компоновочных схем в зависимости от нагрузки в % [2]

Нагрузки автомобиля	Компоновка автомобиля					
	переднеприводная		классическая		заднемоторная	
	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось
Без нагрузки (снаряженная масса)	61	39	53	47	40	60
2 человека спереди	60	40	53	47	42	58
4 человека в салоне	55	45	49	51	40	60
5 человек в салоне + багажник (полная масса)	49	51	43	57	41	59

14. Значения динамического фактора по сцеплению

Динамический фактор	Значения коэффициента сцепления, φ_i									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$D_{\text{сц}}$										
$D_{0\text{сц}}$										

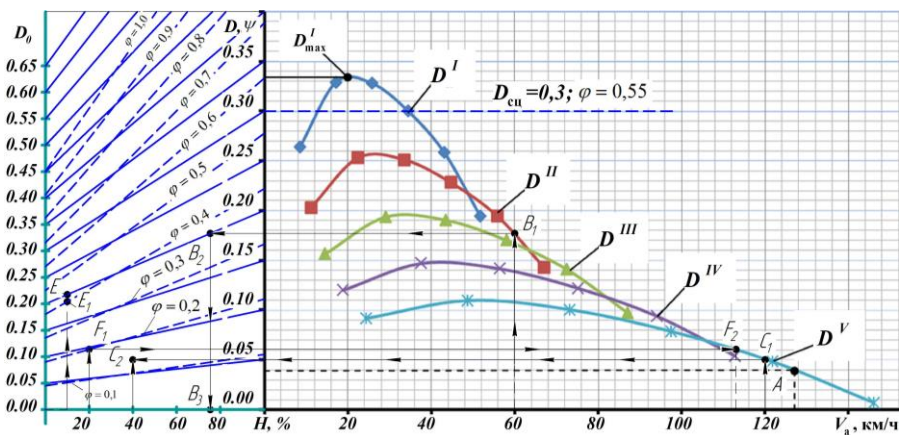


Рис. 9. Примерный вид динамического паспорта автомобиля

– значения максимально возможных углов затяжных подъемов, преодолеваемых автомобилем для заданных дорожных условий и передачи. Для этого по динамической характеристике автомобиля определяем максимальное значение динамического фактора для выбранной передачи и, пренебрегая вертикальной составляющей в формуле (2) (принимают $\cos \alpha = 1$), находят величину подъема в градусах по выражению

$$\alpha_{\max}^i = \arcsin(D_{\max}^i - f_{v_a}) \text{ град,} \quad (53)$$

где D_{\max}^i – максимальный динамический фактор автомобиля на i -й передаче;
 α_{\max}^i – максимальный преодолеваемый угол подъема на i -й передаче, град.;
 f_{v_a} – коэффициент сопротивления качению при соответствующей скорости движения – v_a .

Для автомобиля с динамической характеристикой, представленной на рис. 9, максимальный угол преодолеваемого подъема при движении на первой передаче составит

$$\alpha_{\max}^I = \arcsin(0,335 - 0,017) = 18,54 \text{ град,}$$

где $D_{\max}^I = 0,335$; $f_{20} = 0,017$;

– момент буксования ведущих колес. Для определения возможности ведущих колес при полной загрузке автомобиля необходимо сопоставить динамические факторы по тяге и сцеплению. Для этого определяется динамический фактор $D_{сц}$ для заданного коэффициента сцепления φ_i . Полученное значение динамического фактора откладывается на оси ординат (рис. 9) и проводится горизонталь. В зоне над проведенной горизонталью $D_{сц}$ будет меньше D ($D_{сц} < D$), следовательно, трогание с места автомобиля невозможно, а при движении неизбежна его остановка. В зоне ниже горизонтали $D_{сц}$

соблюдается условие $D_{сн} > D$, следовательно, при полной нагрузке двигателя и полной подаче топлива возможно движение без пробуксовки ведущих колес;

– определить минимальное значение коэффициента φ_i , необходимое для движения с заданными значениями нагрузки и скорости. Для этого из заданного значения скорости v_a восстанавливают вертикальную прямую до пересечения с одной из кривых динамической характеристики (точка C_1). Затем через полученную точку проводят горизонтальную прямую до пересечения (точка C_2) с вертикальной прямой, проведенной через соответствующее значение нагрузки H . Затем по наклонным штриховым линиям определяют значение φ_i . Так, при скорости $v_a = 120$ км/ч и нагрузке $H = 40\%$ коэффициент φ_i равен 0,07 (точка C_2 на рис. 9);

– определить минимальное значение коэффициента φ_i , необходимое для движения с заданными величинами нагрузки и коэффициента ψ . Для этого проводят вертикальную линию через известное значение нагрузки H и откладывают на ней значение коэффициента ψ (точка E), после чего по наклонным штриховым линиям определяют значение φ_i . Так, при нагрузке $H = 10\%$ и коэффициенте $\psi = 0,2$ минимальное значение коэффициента φ_i равно 0,42 (точка E_1);

– определить максимальные значения коэффициента ψ и скорости v_a при известных величинах H и φ_i . Так, при нагрузке $H = 20\%$ и коэффициенте $\varphi_i = 0,2$ (точка F_1) коэффициент $\psi = 0,095$, а скорость (точка F_2) составит $v_a = 113$ км/ч.

При определении искомым значений при попадании точки между наклонными линиями промежуточное значение определяют интерполированием.

В качестве приближенного измерителя динамических свойств автомобиля можно использовать также удельную мощность, которая представляет собой отношение максимальной эффективной мощности двигателя к полной массе автомобиля:

– в кВт/т

$$N_{уд} = \frac{1000N_{max}}{m_{п}}; \quad (54)$$

– в л.с./т

$$N_{уд} = \frac{735,5N_{max}}{m_{п}}, \quad (55)$$

где $m_{п}$ – полная масса автомобиля, равная сумме грузоподъемности автомобиля и его снаряженной массы, кг; N_{max} – максимальная эффективная мощность двигателя, кВт.

Пример. Проведем построение динамического паспорта автомобиля по данным варианта № 0. Для построения динамической характеристики определяем значения динамического фактора, представляющего собой отношение избыточной силы тяги к весу автомобиля:

$$D_{(967)}^1 = \frac{P_{к(967)}^1 - P_{вj}^1}{G_a} = \frac{5909,79 - 2,31}{14\,028,3} = 0,42,$$

$$D_{(1935)}^1 = \frac{P_{к(1935)}^1 - P_{вj}^1}{G_a} = \frac{6106,79 - 9,22}{14\,028,3} = 0,43,$$

$$D_{(2902)}^1 = \frac{P_{к(2902)}^1 - P_{вj}^1}{G_a} = \frac{6172,45 - 20,75}{14\,028,3} = 0,44.$$

Результаты остальных расчетов сводим в табл. 15.

Динамический фактор позволяет не только оценивать тяговые качества автомобиля, но и сравнивать автомобили различных конструкций. При изменении скоростного и нагрузочного режимов работы автомобиля касательная сила тяги и сила сопротивления воздуха изменяются, поэтому динамический фактор в условиях эксплуатации не остается постоянным.

Исходными данными для расчета динамической характеристики являются внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя, а также данные тягового расчета. Результаты расчетов динамического фактора сводятся в табл. 15. В эту же таблицу переносим значения скорости автомобиля, касательной силы тяги, силы сопротивления воздуха из табл. 9.

Максимальное значение динамического фактора для рассчитываемого автомобиля составило 0,44, что соответствует его значениям для легковых автомобилей (на первой передаче) $D = 0,30..0,45$. По данным табл. 15 проводим построение динамической характеристики автомобиля (рис. 10).

Для определения возможности движения автомобиля в зависимости от степени его загруженности график динамической характеристики дополняем номограммой нагрузок. Для этого ось абсцисс продлеваем влево и по ней откладываем в процентах степень загрузки автомобиля – H . В начале новой системы координат проводим ось динамического фактора снаряженного автомобиля D_0 .

Проводим расчет шкалы динамического фактора D_0 для автомобиля без груза:

$$\mu_0 = \mu_a \frac{m_c}{m_a} = 16,89 \frac{965}{1430} = 11,40 \text{ мм},$$

где $\mu_a = 16,89$ мм – масштаб шкалы динамического фактора полностью нагруженного автомобиля; $m_c = 965$ кг – масса снаряженного автомобиля (по исходным данным); $m_a = 1430$ кг – масса автомобиля с грузом (по исходным данным).

Отложив на новой оси значения делений D_c , прямыми линиями соединяем равнозначные значения динамических факторов D_0 и D , получаем номограмму нагрузок (рис. 10, основные наклонные линии).

15. Результаты расчета динамического фактора автомобиля (пример)

Номер передачи	Наименование показателя и его значение			
	скорость автомобиля v_a , км/ч	касательная сила тяги P_k , Н	сила сопротивления воздуха P_v , Н	динамический фактор, D
Первая	8,22	5909,79	2,31	0,42
	16,45	6106,79	9,22	0,43
	24,67	6172,45	20,75	0,44
	32,90	5712,80	36,89	0,40
	41,12	4964,23	57,64	0,35
	49,35	3742,87	82,99	0,26
Вторая	12,97	3748,33	5,73	0,27
	25,93	3873,27	22,92	0,27
	38,90	3914,92	51,58	0,28
	51,87	3623,38	91,69	0,25
	64,84	3148,60	143,27	0,21
	77,80	2373,94	206,31	0,15
Третья	19,22	2528,87	12,59	0,18
	38,44	2613,17	50,36	0,18
	57,66	2641,27	113,31	0,18
	76,88	2444,58	201,45	0,16
	96,10	2124,25	314,76	0,13
	115,32	1601,62	453,25	0,08
Четвертая	27,64	1758,72	26,03	0,12
	55,27	1817,35	104,13	0,12
	82,91	1836,89	234,28	0,11
	110,55	1700,10	416,50	0,09
	138,18	1477,33	650,78	0,06
	165,82	1113,86	937,13	0,01

Строим график контроля буксования. Для этого определяем значения динамического фактора по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой $D_{сц}$ и без нее – $D_{0сц}$ для различных значений φ_i с шагом в 0,1:

– для полностью груженого автомобиля:

$$D_{сц}^1 = \frac{G_r^B \varphi_1}{G_a} = \frac{7996,13 \cdot 0,1}{140283} = 0,06,$$

$$D_{\text{сц}}^1 = \frac{G_{\text{г}}^{\text{B}} \varphi_1}{G_{\text{а}}} = \frac{7996,13 \cdot 0,2}{14028,3} = 0,11,$$

$$D_{\text{сц}}^1 = \frac{G_{\text{г}}^{\text{B}} \varphi_1}{G_{\text{а}}} = \frac{7996,13 \cdot 0,3}{14028,3} = 0,17;$$

– для снаряженного автомобиля:

$$D_{0\text{сц}}^1 = \frac{G_0^{\text{B}} \varphi_1}{G_0} = \frac{4649,94 \cdot 0,1}{14028,3} = 0,03,$$

$$D_{0\text{сц}}^2 = \frac{G_0^{\text{B}} \varphi_2}{G_0} = \frac{4649,94 \cdot 0,2}{14028,3} = 0,07,$$

$$D_{0\text{сц}}^3 = \frac{G_0^{\text{B}} \varphi_3}{G_0} = \frac{4649,94 \cdot 0,3}{14028,3} = 0,10,$$

где $G_{\text{г}}^{\text{B}} = 57 \cdot 14\,028,3/100 = 7996,13$ Н – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса полностью груженого автомобиля, по данным табл. 13; $G_0^{\text{B}} = 4649,94$ Н – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса снаряженного автомобиля (по характеристике автомобиля). Результаты всех расчетов сводим в табл. 16.

Затем значение $D_{\text{сц}}$ откладывают на шкале D номограммы нагрузок (рис. 10), а значение $D_{0\text{сц}}$ – на шкале D_0 , и полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают соответствующую величину коэффициента φ .

На основании динамического паспорта рассматриваемого автомобиля определяем:

– максимальную скорость движения при $\psi = 0,04$. Для этого на оси ординат находим соответствующее значение коэффициента дорожного сопротивления и через данную точку проводим прямую параллельную оси абсцисс. По точке пересечения данной прямой с одной из кривых динамической характеристики находим значение максимальной скорости. Максимальная скорость составит – $v_{\text{а max}}^{0,04} = 149,7$ км/ч;

– значение максимально возможного угла затяжного подъема, преодолеваемого автомобилем для заданных дорожных условий (приняты в начале расчета – шероховатый асфальтобетон) и при движении на первой передаче.

16. Значения динамического фактора по сцеплению (пример)

Динамический фактор	Значения коэффициента сцепления, φ									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$D_{\text{сц}}$	0,06	0,11	0,17	0,23	0,28	0,34	0,40	0,46	0,51	0,57
$D_{0\text{сц}}$	0,03	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,23	0,27	0,30	0,33

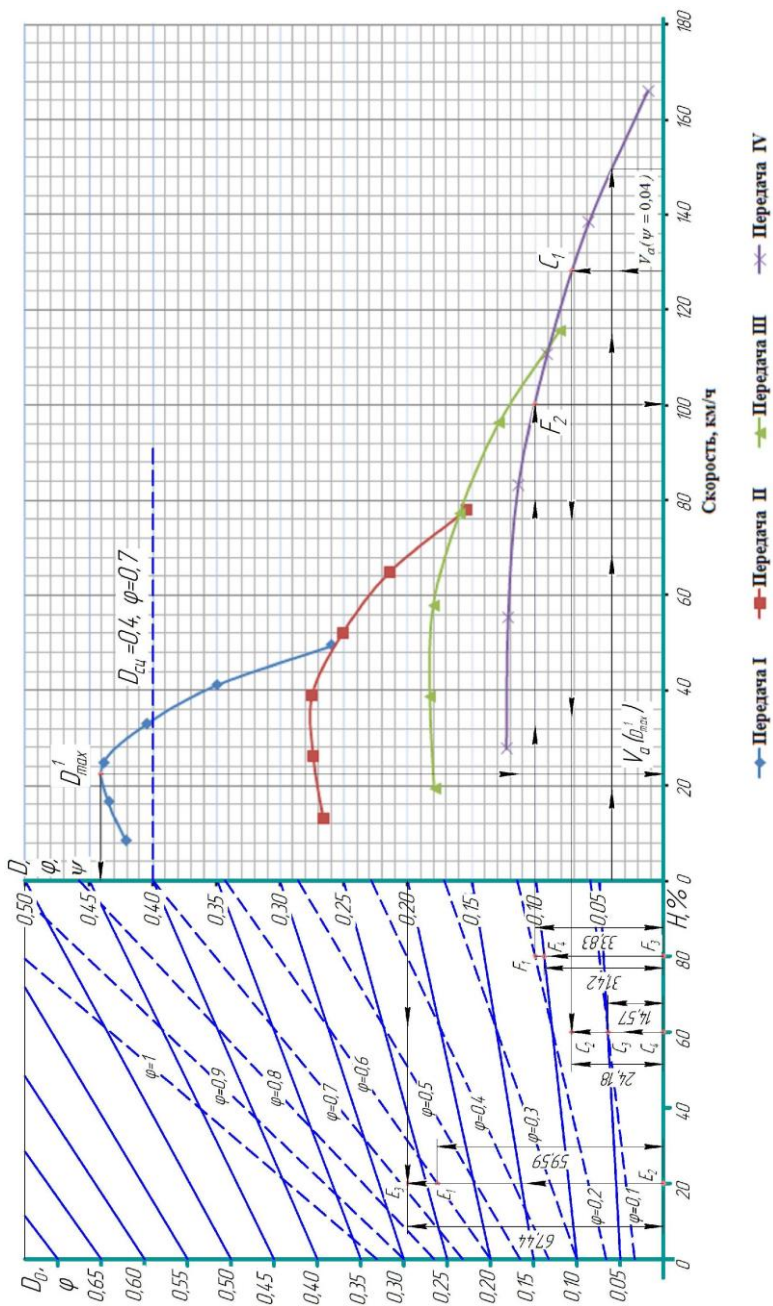


Рис. 10. Динамический паспорт автомобиля (пример)

Для этого по динамической характеристике автомобиля определяем максимальное значение динамического фактора для первой передачи и, пренебрегая вертикальной составляющей в формуле (2) (принимая $\cos\alpha = 1$), находим величину подъема в градусах:

$$\alpha_{\max}^1 = \arcsin(D_{\max}^1 - f_{v_a}) = \arcsin(0,441 - 0,017) = 25,09 \text{ градуса,}$$

где $D_{\max}^i = 0,441$ – максимальный динамический фактор автомобиля на 1-й передаче; $f_{v_a} = 0,017$ – коэффициент сопротивления качению при соответствующей скорости движения – $v_a(D_{\max}^1) = 22,31 \text{ км/ч}$ (рассчитывается по формуле (3)):

$$f = f_T(1 + 5 \cdot 10^{-5} v_a^2) = 0,017(1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 22,31^2) = 0,017;$$

– момент буксования ведущих колес. Для этого определяем динамический фактор $D_{\text{цн}}$ для коэффициента сцепления $\varphi = 0,7$. Полученное значение динамического фактора откладываем на оси ординат (рис. 10) и проводим горизонталь. В зоне вышепроведенной горизонтали $D_{\text{цн}} = 0,4 < D_i$, следовательно, трогание с места автомобиля невозможно, а при движении неизбежно его остановка. В зоне ниже горизонтали $D_{\text{цн}}$ соблюдается условие $D_{\text{цн}} = 0,4 > D$, следовательно, при полной нагрузке двигателя и полной подаче топлива возможно движение без пробуксовки ведущих колес;

– определяем минимальное значение коэффициента $\varphi_{\min}(H; v_a)$, необходимое для движения с заданными значениями загрузки $H = 60\%$ и скорости $v_a = 128 \text{ км/ч}$. Для этого из заданного значения скорости v_a восстанавливают вертикальную прямую до пересечения с одной из кривых динамической характеристики (точка C_1). Затем через полученную точку проводим горизонтальную прямую до пересечения (точка C_2) с вертикальной прямой, проведенной через соответствующее значение нагрузки H . В нашем случае точка не попадает на проведенные линии коэффициента сцепления, поэтому минимальное значение коэффициента φ_{\min} нужно находить интерполированием или упрощенно из пропорции:

$$\varphi_{\min}(H = 60\%; v_a = 128 \text{ км/ч}) = \frac{C_2 C_4 \varphi_1}{C_3 C_4} = \frac{24,18 \cdot 0,1}{14,57} = 0,17;$$

– определим минимальное значение коэффициента $\varphi_{\min}(H; \psi)$, необходимое для движения при загрузке $H = 20\%$ и коэффициенте $\psi = 0,2$. Для этого проводим вертикальную линию через известное значение нагрузки $H = 20\%$ и откладываем на ней значение коэффициента $\psi = 0,2$ (точка E_1), после чего по наклонным штриховым линиям определяем значение $\varphi_{\min}(H = 10\%; \psi = 0,2)$. В нашем случае точка не попадает на проведенные коэффициента сцепления, поэтому минимальное значение коэффициента φ_{\min} нужно находить интерполированием или упрощенно из пропорции:

$$\varphi_{\min}(H = 60\%; \psi = 0,2) = \frac{E_2 E_3 \varphi_6}{E_1 E_2} = \frac{67,44 \cdot 0,6}{59,59} = 0,68;$$

– определим максимальные значения коэффициента ψ и скорости v_a при известных величинах $H = 80\%$ и $\varphi_1 = 0,2$ (точка F_1). Скорость (точка F_2) составит $v_a = 100$ км/ч, а коэффициент ψ_{\max} нужно находить интерполированием или упрощенно из пропорции:

$$\psi_{\max}(H = 80\%; \varphi = 0,2) = \frac{F_3 F_4 \psi(0,10)}{F_1 F_3} = \frac{33,83 \cdot 0,1}{31,42} = 0,11.$$

При помощи динамического паспорта возможно решение и других задач.

Найдем также удельную мощность рассчитываемого автомобиля в кВт/т:

$$N_{уд} = \frac{1000 N_{\max}}{m_{\Pi}} = \frac{1000 \cdot 64,90}{1430} = 45,4 \text{ кВт/т.},$$

где $m_{\Pi} = 1430$ кг – полная масса автомобиля-прототипа по исходным данным; $N_{\max} = 64,90$ кВт – максимальная эффективная мощность двигателя по расчету.

5. ПРИЕМИСТОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Приемистость (разгон автомобиля) – это способность автомобиля быстро увеличивать скорость движения. Оценочными параметрами являются: максимально возможное ускорение, время разгона, путь разгона.

5.1. РАСЧЕТ УСКОРЕНИЙ

В процессе эксплуатации автомобиль движется равномерно сравнительно небольшое время. Большую часть времени он движется неравномерно. Так, в условиях города он движется с постоянной скоростью 15...25% времени работы, а ускоренное движение (разгон) составляет 30...45%.

Максимальное возможное ускорение при работе двигателя с полной подачей топлива определим по формуле

$$J_{(j)}^i = \frac{g(D_{(j)}^i - \Psi_{(j)}^i)}{\delta_{вр}^i}, \quad (56)$$

где $J_{(j)}^i$ – ускорение автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, m/c^2 ; $D_{(j)}^i$ – динамический фактор автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала; $\Psi_{(j)}^i$ – приведенный коэффициент дорожного сопротивления автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, определяется по формуле (2) с учетом (3) (табл. 10); $\delta_{вр}^i$ – коэффициент учета вращающихся масс для i -й передачи

$$\delta_{вр}^i = 1 + a_1 + a_2 i_{ки}^2, \quad (57)$$

где $i_{ки}$ – передаточное число КПП на i -й передаче; a_1 и a_2 – постоянные коэффициенты ($a_1 = 0,03...0,05$; $a_2 = 0,04...0,06$ – меньшие значения относятся к автомобилям большей грузоподъемности) [12].

Для каждой частоты вращения коленчатого вала и передачи коробки передач рассчитываются значения ускорения и коэффициента вращающихся масс. Результаты расчетов заносятся в табл. 17. Различные автомобили имеют разные значения максимальных ускорений. Так, у легковых автомобилей с механической трансмиссией максимальные ускорения составляют 2...2,5 m/c^2 , у грузовых автомобилей – 1,7...2 m/c^2 и у автобусов – 1,8...2,3 m/c^2 [10].

На основании расчетных данных проводится построение графиков ускорений (рис. 11). Отрицательные значения ускорений на график можно не наносить, осуществив построение до пересечения с осью абсцисс.

17. Значения ускорения автомобиля

Передача	Скорость движения автомобиля v_a , км/ч	Динамический фактор, D	Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ	Коэффициент учета вращающихся масс, $\delta_{вр}$	Ускорение, J , м/с ²
Первая

...
Пятая

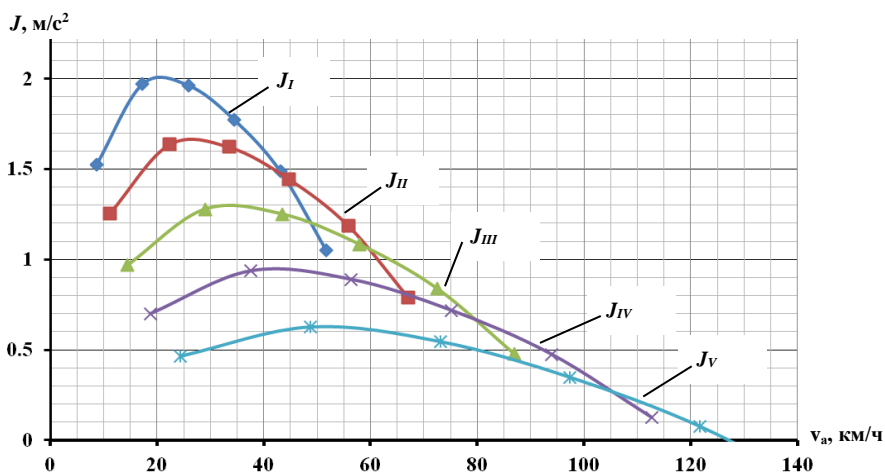


Рис. 11. Примерный график ускорений при разгоне автомобиля

Из рисунка 11 видно, что наибольшие значения ускорений имеет автомобиль на первой передаче, а с ростом скорости величина ускорения снижается, достигая нуля.

Пример. Проведем расчет ускорений для автомобиля по данным варианта № 0.

Находим максимально возможные ускорения при работе двигателя с полной подачей топлива для каждой передачи и каждой из выбранных ранее частот вращения.

Предварительно рассчитываем коэффициент учета вращающихся масс для каждой передачи:

$$\delta_{вр}^1 = 1 + a_1 + a_2 i_{к2}^2 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 3,36^2 = 1,73,$$

$$\delta_{вр}^2 = 1 + a_1 + a_2 i_{к2}^2 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 2,13^2 = 1,32,$$

$$\delta_{вр}^3 = 1 + a_1 + a_2 i_{к3}^2 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 1,44^2 = 1,17,$$

$$\delta_{вр}^4 = 1 + a_1 + a_2 i_{к3}^2 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 1,0^2 = 1,11.$$

где $a_1 = 0,05$ и $a_2 = 0,06$ – постоянные коэффициенты, приняты по рекомендациям из интервалов $a_1 = 0,03...0,05$; $a_2 = 0,04...0,06$, причем меньшие значения относятся к автомобилям большей грузоподъемности.

Значения приведенного коэффициента дорожного сопротивления, рассчитанные ранее по формуле (2), переносим из табл. 11 в табл. 18.

18. Значения ускорения автомобиля (пример)

Передача	Скорость движения автомобиля $v_{ас}$, км/ч	Динамический фактор, D	Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ	Коэффициент учета вращающихся масс, $\delta_{вр}$	Ускорение, J , м/с ²
Первая	8,22	0,42	0,017	1,73	2,29
	16,45	0,43	0,017		2,37
	24,67	0,44	0,018		2,39
	32,90	0,40	0,018		2,20
	41,12	0,35	0,018		1,88
	49,35	0,26	0,019		1,37
Вторая	12,97	0,27	0,017	1,32	1,85
	25,93	0,27	0,018		1,91
	38,90	0,28	0,018		1,91
	51,87	0,25	0,019		1,72
	64,84	0,21	0,021		1,44
	77,80	0,15	0,022		0,98
Третья	19,22	0,18	0,017	1,17	1,36
	38,44	0,18	0,018		1,37
	57,66	0,18	0,020		1,34
	76,88	0,16	0,022		1,15
	96,10	0,13	0,025		0,87
	115,32	0,08	0,028		0,45
Четвертая	27,64	0,12	0,018	1,11	0,88
	55,27	0,12	0,020		0,86
	82,91	0,11	0,023		0,76
	110,55	0,09	0,027		0,54
	138,18	0,06	0,033		0,21
	165,82	0,01	0,040		-0,23

Рассчитываем значения ускорений автомобиля:

$$J_{(967)}^1 = \frac{g(D_{(967)}^1 - \Psi_{(967)}^1)}{\delta_{\text{вр}}^1} = \frac{9,81(0,42 - 0,017)}{1,73} = 2,29 \text{ м/с}^2,$$

$$J_{(1935)}^1 = \frac{g(D_{(1935)}^1 - \Psi_{(1935)}^1)}{\delta_{\text{вр}}^1} = \frac{9,81(0,43 - 0,017)}{1,73} = 2,37 \text{ м/с}^2,$$

$$J_{(2902)}^1 = \frac{g(D_{(2902)}^1 - \Psi_{(2902)}^1)}{\delta_{\text{вр}}^1} = \frac{9,81(0,44 - 0,018)}{1,73} = 2,39 \text{ м/с}^2,$$

где $a_1 = 0,05$ и $a_2 = 0,06$ – постоянные коэффициенты, приняты по рекомендациям из интервалов $a_1 = 0,03...0,05$; $a_2 = 0,04...0,06$, причем меньшие значения относятся к автомобилям большей грузоподъемности.

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 18.

Из таблицы 18 видно, что максимальное значение ускорения рассчитываемого автомобиля составляет 2,39 и входит в допустимый интервал максимальных ускорений легковых автомобилей с механической трансмиссией – 2...2,5 м/с².

На основании расчетных данных проводится построение графиков ускорений (рис. 12).

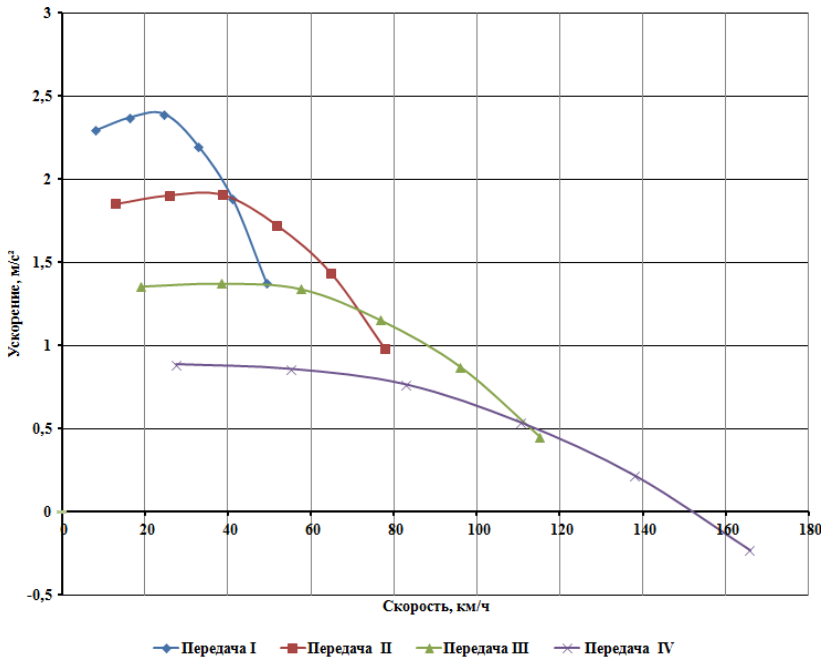


Рис. 12. График ускорений при разгоне автомобиля (пример)

Из рисунка 12 видно, что наибольшие значения ускорений имеет автомобиль на первой передаче, а с ростом скорости движения величина ускорения снижается, достигая отрицательных значений, что говорит о превышении сил сопротивления над силой тяги автомобиля и невозможности его ускорения.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

Графики ускорений позволяют сравнивать приемистость различных автомобилей при движении по дорогам с одинаковым сопротивлением. Однако такое сравнение не совсем точно, так как различные автомобили имеют разные максимальные ускорения на каждой передаче и разное число передач в коробке передач. Поэтому более точное сравнение приемистости обеспечивают графики времени и пути разгона. Для их построения находят значения величины, обратной ускорению для всех частот вращения коленчатого вала на каждой передаче, и заносят в табл. 19.

Обратные ускорения находят по формуле

$$J_{об(j)}^i = \frac{1}{J_{(j)}^i}, \text{ с}^2/\text{м}, \quad (58)$$

где $J_{(j)}^i$ – ускорение автомобиля на i -й передаче при j -й частоте вращения коленчатого вала, м/с².

Время разгона автомобиля определяются графоаналитическим способом. При этом принимают, что муфта сцепления включена и не пробуксовывает, а дроссельная заслонка открыта полностью (рейка топливного насоса установлена на полную подачу у дизеля). Затем строят кривую обратных ускорений (см. рис. 13). Построение проводят до скорости, определяемой из соотношения [5, 7]

$$v_a^p = (0,8...0,95)v_{max}, \text{ км/ч}. \quad (59)$$

19. Значения обратных ускорений автомобиля

Передача	Скорость движения автомобиля v_a , км/ч	Ускорение, J , м/с ²	Величина обратного ускорения $J_{об}$, с ² /м
Первая
...
Пятая

После построения находят точки пересечения кривых обратных ускорения (точки А, В, С, Е, F, G, Н и L), соединяют начало координат с первой точкой кривой обратного ускорения на первой передаче. Если кривые не пересекаются, то из конца нижней кривой проводят вертикаль до пересечения с кривой следующей передачи. Для найденных точек определяют значения скорости и заносят их в табл. 20. Площадь фигуры АВCEFGHL определяет величину времени разгона автомобиля. Площадь данной фигуры S может быть определена как

$$S = S_0 + S_1 + \dots + S_u, \quad (60)$$

где $S_0 \dots S_u$ – площади фигур, составляющих площадь фигуры АВCEFGHL.

Площадь фигур $S_1 \dots S_u$ может быть найдена либо при помощи графических чертежных программ (к примеру, Компас 3D), либо графическим интегрированием. Для определения площади графическим интегрированием необходимо дополнительно каждую из фигур площадью $S_1 \dots S_u$ разбить на m фигур площадью ΔS с основанием Δv_u^m . При этом интервалы скоростей принимают равными для низших передач – 2...3 км/ч, промежуточных – 5...10 км/ч, высших – 10...15 км/ч. Считается, что в каждом интервале скоростей разгон происходит с постоянным ускорением [5, 7].

Полученные значения площадей участков заносятся в табл. 20.

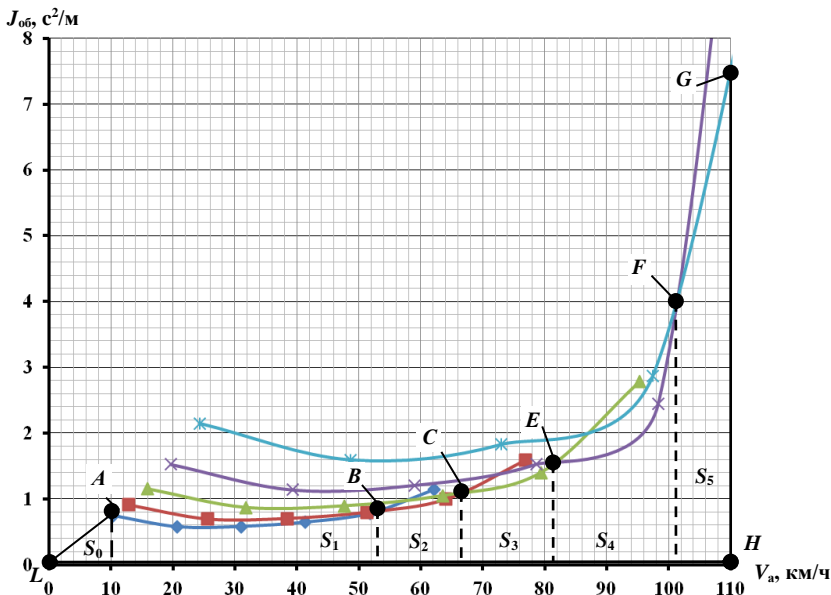


Рис. 13. Примерный график обратных ускорений при разгоне автомобиля

Общее время разгона машины на k передачах без учета замедления при переключении передач складывается из времени t_0 , затрачиваемого на разгон машины до минимальной скорости на первой передаче, времени разгона $t_{\text{сум}}$ на всех передачах и времени $t_{\text{пп}}$, затрачиваемого на переключение передач:

$$t_{\text{разг}} = t_0 + t_{\text{сум}} + t_{\text{пп}}, \quad (61)$$

где t_0 – время, затрачиваемое на разгон машины до минимальной скорости на первой передаче, с; $t_{\text{сум}}$ – суммарное время разгона на всех передачах, с; $t_{\text{пп}}$ – время, затрачиваемое на переключение передач, с.

Время t_0 может быть определено либо по соответствующей площади (S_0), либо по выражению

$$t_0 = \frac{v_{a \min}}{3,6J_{\text{ср}}}, \quad (62)$$

где $v_{a \min}$ – минимальное значение скорости на первой передаче, км/ч; $J_{\text{ср}}$ – среднее значение ускорения, м/с².

$$J_{\text{ср}} = \frac{J_{\min}}{2}, \quad (63)$$

где J_{\min} – значение ускорения на первой передаче, соответствующее минимальной скорости, м/с².

Время, затрачиваемое на переключение передач, рассчитывается по выражению

$$t_{\text{пп}} = (k - 1)t_{\text{п}}, \quad (64)$$

где $t_{\text{п}}$ – время переключения передачи, с; k – количество передач.

Время переключения передачи для легковых автомобилей можно принять равным 0,8...1,0 с, для грузовых и автобусов – 1,5...3,0 с [12].

Суммарное время разгона на всех передачах определится по выражению

$$t_{\text{сум}} = \mu_t \sum_{u=1}^k S_u, \quad (65)$$

где μ_t – масштабный коэффициент времени, с/мм².

$$\mu_t = \frac{v_a^\phi J_{\text{об}}^\phi}{3,6 v_a^{\text{III}} J_{\text{об}}^{\text{III}}}, \quad (66)$$

где v_a^ϕ – цена деления шкалы скорости движения автомобиля, км/ч; $J_{\text{об}}^\phi$ – цена деления шкалы обратного ускорения автомобиля, с²/м; v_a^{III} – длина деления шкалы скорости движения автомобиля, мм; $J_{\text{об}}^{\text{III}}$ – длина деления шкалы обратного ускорения автомобиля, мм.

Результаты расчетов сводятся в табл. 20.

20. Результаты расчета времени разгона автомобиля

Скорость автомобиля, км/ч	Площадь участков S_n , мм ²	Время разгона, с
v_0	S_0	t_0
$v_0 + \Delta v_{11}$	ΔS_{11}	Δt_{11}
$v_0 + \Delta v_{11} + \Delta v_{12}$	$\Delta S_{11} + \Delta S_{12}$	$\Delta t_{11} + \Delta t_{12}$
...
$v_1 = v_0 + \Delta v_{11} + \dots + \Delta v_{1m}$	$S_1 = \Delta S_{11} + \Delta S_{12} + \dots + \Delta S_{1m}$	$t_0 + t_1 = \Delta t_{11} + \Delta t_{12} + \dots + \Delta t_{1m}$
v_1		$t_0 + t_1 + t_n$
...
v_5	S_5	$t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + 4t_n$
	Итого	$t_{\text{разг}}$

По данным табл. 20 строится график времени разгона автомобиля до заданной скорости (рис. 14, вычисление площади проводилось в программе Компас 3D).

На графике указывают время разгона до некоторого значения скорости автомобиля (для легковых автомобилей – 100 км/ч, грузовых – 60 км/ч), так время разгона до 100 км/ч для автомобиля, график разгона которого приведен на рис. 14, составит 34,5 с. Действительные значения времени разгона некоторых автомобилей приведены в табл. П5.

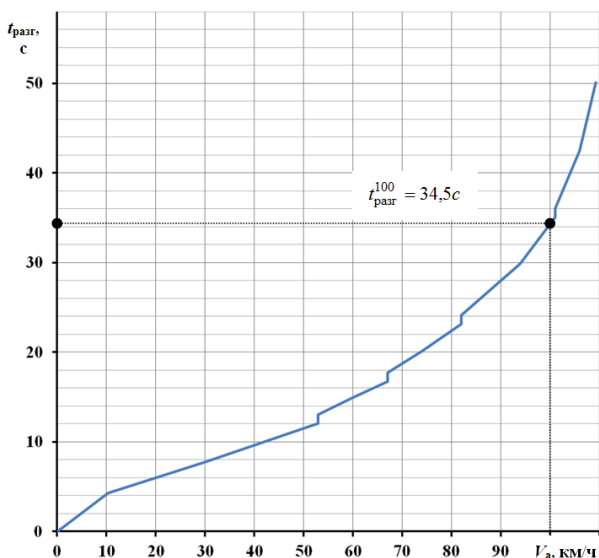


Рис. 14. Примерный вид графика времени разгона автомобиля

Пример. Проведем расчет и построение графика пути разгона автомобиля по исходным данным, представленным в варианте № 0.

Находим значения величины обратных ускорений для всех частот вращения коленчатого вала на каждой передаче и заносим в табл. 21, туда же переносим ранее рассчитанные значения скоростей движения и ускорений автомобиля.

$$J_{об(967)}^1 = \frac{1}{J_{(967)}^1} = \frac{1}{2,29} = 0,44 \text{ с}^2/\text{м}, \quad J_{об(967)}^1 = \frac{1}{J_{(1935)}^1} = \frac{1}{2,37} = 0,42 \text{ с}^2/\text{м},$$

$$J_{об(967)}^1 = \frac{1}{J_{(2902)}^1} = \frac{1}{2,39} = 0,42 \text{ с}^2/\text{м}.$$

21. Значения обратных ускорений автомобиля (пример)

Передача	Скорость движения автомобиля v_a , км/ч	Ускорение, J , м/с ²	Величина обратного ускорения $J_{об}$, с ² /м
Первая	8,22	2,29	0,44
	16,45	2,37	0,42
	24,67	2,39	0,42
	32,90	2,20	0,46
	41,12	1,88	0,53
	49,35	1,37	0,73
Вторая	12,97	1,85	0,54
	25,93	1,91	0,52
	38,90	1,91	0,52
	51,87	1,72	0,58
	64,84	1,44	0,70
	77,80	0,98	1,02
Третья	19,22	1,36	0,74
	38,44	1,37	0,73
	57,66	1,34	0,75
	76,88	1,15	0,87
	96,10	0,87	1,15
	115,32	0,45	2,23
Четвертая	27,64	0,88	1,13
	55,27	0,86	1,17
	82,91	0,76	1,31
	110,55	0,54	1,87
	138,18	0,21	4,66
	165,82	–	–

Время разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. При этом принимаем, что муфта сцепления включена и не пробуксовывает, а дроссельная заслонка открыта полностью. Строим кривую обратных ускорений (рис. 15), причем откидываем отрицательное значение обратного ускорения. Построение проводим до скорости, определяемой из соотношения

$$v_a^p = (0,8...0,95)v_{\max} = (0,8...0,95) \cdot 152 = 121,6...144,4 \text{ км/ч.}$$

Примем $v_a^p = 130 \text{ км/ч}$.

После построения находим точки пересечения кривых обратных ускорения (точки А, В, С, Е, F, G, Н и L) соединяем начало координат с первой точкой кривой обратного ускорения на первой передаче. Для найденных точек определяем значения скорости и заносим их в табл. 21. Площадь фигуры АВСЕFG определяет величину времени разгона автомобиля. Ее площадь может быть представлена как сумму площадей $S = S_0 + S_1 + S_2 + S_3 + S_4$. Площадь фигур $S_1...S_0$ найдем при помощи системы Компас 3D. Считаем, что в каждом интервале скоростей разгон происходит с постоянным ускорением. Полученные значения площадей участков заносим в табл. 21. Дополнительно, для большей точности, можно разбить каждую из фигур $S_1 + S_2 + S_3 + S_4$ на примерно равные 2–3 части, выбрав для простоты расчетов целые значения скоростей [5, 7].

Время t_0 , затрачиваемое на разгон автомобиля до минимальной скорости на первой передаче, для сравнения найдем двумя способами: расчетом и графоаналитически через площадь S_0 .

В первом случае время t_0 определяется по выражению

$$t_0 = \frac{v_{a \min}}{3,6J_{cp}} = \frac{8,22}{3,6 \cdot 1,15} = 1,98 \text{ с,}$$

где $v_{a \min} = 8,22 \text{ км/ч}$ – минимальное значение скорости на первой передаче; J_{cp} – среднее значение ускорения, м/с^2 :

$$J_{cp} = \frac{J_{\min}}{2} = \frac{2,29}{2} = 1,15,$$

где $J_{\min} = 2,29 \text{ м/с}^2$ – значение ускорения на первой передаче, соответствующее минимальной скорости;

Во втором случае при $S_0 = 53,52 \text{ мм}^2$ время t_0 составит:

$$t_0 = \mu_t S_0 = 0,0096 \cdot 53,52 = 0,53 \text{ с,}$$

где μ_t – масштабный коэффициент времени:

$$\mu_t = \frac{v_a^\phi J_{об}^\phi}{3,6 v_a^m J_{об}^m} = \frac{10 \cdot 1}{3,6 \cdot 10 \cdot 29,07} = 0,0096 \text{ с/мм}^2,$$

где $v_a^\phi = 10 \text{ км/ч}$ – цена деления шкалы скорости движения автомобиля; $J_{об}^\phi = 1 \text{ с}^2/\text{м}$ – цена деления шкалы обратного ускорения автомобиля; $v_a^m = 10 \text{ мм}$ – длина деления $v_a^\phi = 10 \text{ км/ч}$ шкалы скорости движения авто-

мобиля; $J_{об}^{ш} = 29,07$ мм – длина деления $J_{об}^{\phi} = 1$ с²/м шкалы обратного ускорения автомобиля.

Время t_0 , определенное через площадь и формуле, различаются в 3,7 раза, реальное значение будет примерно равно среднему значению из этих двух. Для дальнейших расчетов рекомендуется использовать значение, определенное по формуле.

Находим время, затрачиваемое на переключение передач:

$$t_{шп} = (k - 1)t_{п} = (4 - 2) \cdot 1 = 3 \text{ с,}$$

где $t_{п} = 1$ с – время переключения передачи принимаем для легковых автомобилей из интервала – 0,8...1 с; $k = 4$ – количество передач для рассчитываемого автомобиля.

Суммарное время разгона на всех передачах определится по выражению

$$t_{сум} = \mu_t \sum_{u=1}^4 S_u = 0,0096 \cdot 3902,16 = 37,46 \text{ с.}$$

Для построения графика также находим значения времени движения на каждой передаче, подставляя в формулу соответствующие значения площадей:

$$t_1 = \mu_t \sum_{u=1}^1 S_1 = 0,0096 \cdot 424,59 = 4,06 \text{ с,}$$

$$t_2 = \mu_t \sum_{u=2}^2 S_2 = 0,0096 \cdot 526,55 = 5,03 \text{ с.}$$

Результаты остальных расчетов сводятся в табл. 22.

22. Результаты расчета времени разгона автомобиля (пример)

Скорость автомобиля, км/ч	Площадь участков S_u , мм ²	Время разгона, с
$v_0 = 8,22$	– (53,52)	1,98 (0,53)
$v_1 = 41,28$	424,59	4,06
Переключение с 1 на 2 передачу	–	1
$v_2 = 70$	526,55	5,03
Переключение со 2 на 3 передачу	–	1
$v_3 = 106$	1124,11	10,74
Переключение с 3 на 4 передачу	–	1
$v_4 = 130$	1826,90	17,46
Итого	3902,16	42,27

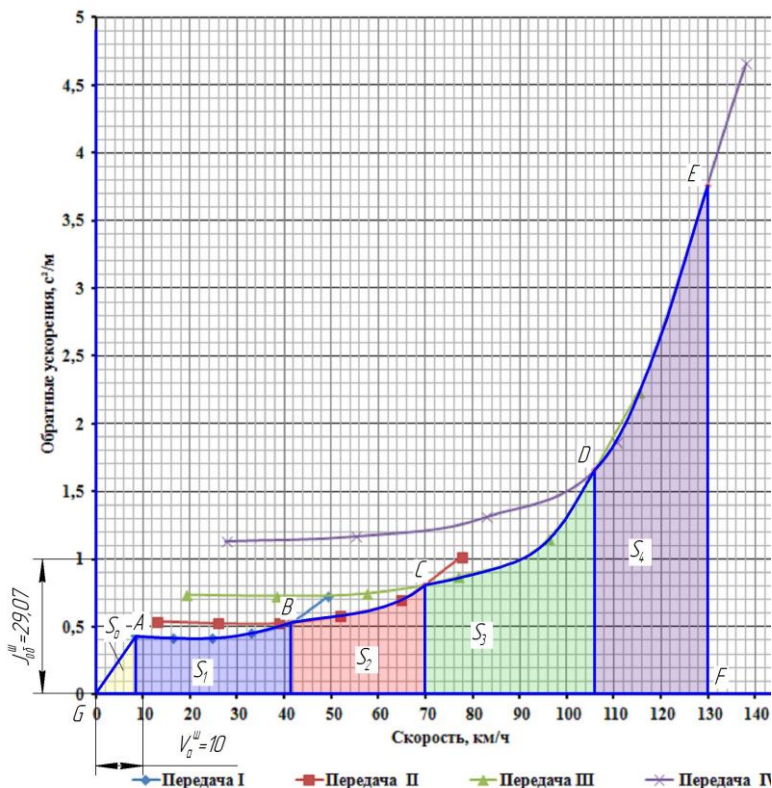


Рис. 15. График обратных ускорений при разгоне автомобиля (пример)

Определяем общее время разгона машины на $k = 4$ передачах без учета замедления при переключении передач:

$$t_{\text{разг}} = t_0 + t_{\text{сум}} + t_{\text{пп}} = 1,98 + 37,46 + 3 = 42,27 \text{ с},$$

где $t_0 = 1,98 \text{ с}$ – время, затрачиваемое на разгон машины до минимальной скорости на первой передаче; $t_{\text{сум}} = 37,29 \text{ с}$ – суммарное время разгона на всех передачах; $t_{\text{пп}} = 3 \text{ с}$ – время, затрачиваемое на переключение передач.

По данным табл. 22 строим график времени разгона автомобиля (рис. 16).

По рисунку 16 определяем время разгона рассчитываемого автомобиля до скорости 100 км/ч (так как автомобиль-прототип ВАЗ-2103 легковой: $v_{\text{разг}}^{100} = 22 \text{ с}$. Действительное значение времени разгона ВАЗ-2103 до 100 км/ч составляет 19 с . Таким образом, полученное значение близко к реальному и отличается от него всего лишь на 15% . Если бы время t_0 было принято при расчете через площадь, то ошибка составила бы не более 5% .

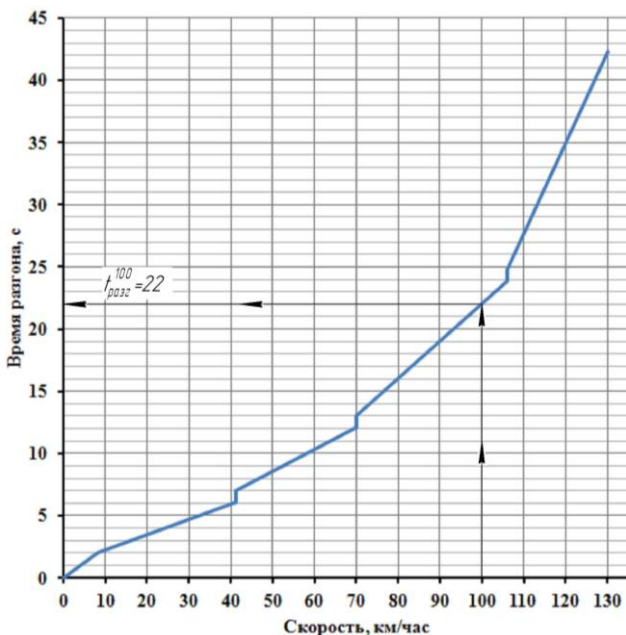


Рис. 16. Графика времени разгона автомобиля (пример)

5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПУТИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

Еще одним показателем динамичности автомобиля является путь разгона – расстояние, пройденное автомобилем до заданной скорости. Путь разгона также определяется для скорости v_a^p . Определение пути разгона проводится графоаналитическим методом с использованием графика времени разгона автомобиля (рис. 16). Для удобства вычислений разбиение на интервалы проводят так же, как и при определении времени разгона. На график времени разгона дополнительно наносят в точках переключения передач вертикальные прямые, ограничивающие слева и справа площади, характеризующие путь разгона автомобиля [5, 7].

Затем необходимо определить площадь S' фигуры $A'B'C'E'F'G'H'L'$ (рис. 17). Площадь данной фигуры S' может быть определена как

$$S' = S'_0 + S'_1 + \dots + S'_u, \quad (67)$$

где $S'_1 \dots S'_u$ – площади фигур, составляющих площадь S' .

Для определения площади графическим интегрированием для повышения точности необходимо дополнительно каждую из фигур площадью $S'_1 \dots S'_u$ разбить на m фигур площадью $\Delta S'$ с основанием Δv_u^m . При применении компьютерных чертежных программ этого можно не делать [5, 7].

Полученные значения площадей участков заносятся в табл. 23.

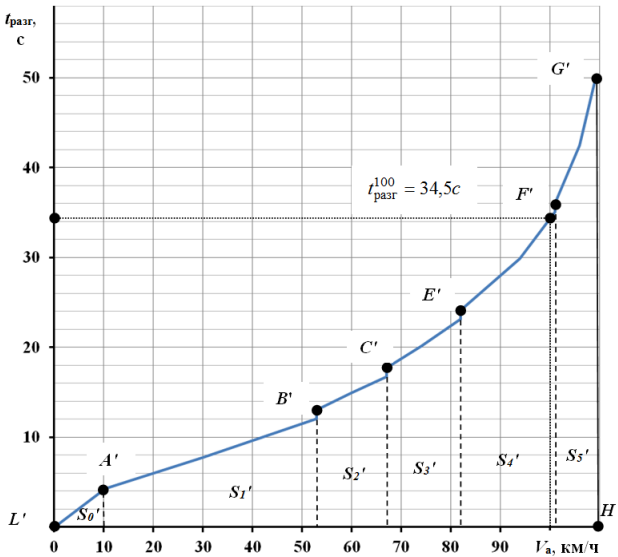


Рис. 17. Дополнительные построения на графике времени разгона автомобиля для построения зависимости пути разгона

Общий путь разгона машины на k передачах без учета замедления при переключении передач складывается из пути s_0 , пройденного за время разгона машины до минимальной скорости на первой передаче, пути $s_{\text{сум}}$, пройденному за время разгона на всех передачах, и пути $s_{\text{пп}}$, пройденному за время переключения передач:

$$s_{\text{разг}} = s_0 + s_{\text{сум}} + s_{\text{пп}}, \quad (68)$$

где s_0 – путь, пройденный за время разгона машины до минимальной скорости на первой передаче, м; $s_{\text{сум}}$ – путь, пройденный за время разгона на всех передачах, с; $s_{\text{пп}}$ – путь, пройденный за время переключения передач, м.

Путь s_0 может быть определен либо по соответствующей площади (S'_0), либо по выражению

$$s_0 = \frac{v_{a \min} t_0}{7,2}. \quad (69)$$

При определении пути s_0 принято, что скорость машины в процессе трогания с места и буксования сцепления нарастает по линейному закону от 0 до $v_{a \min}$ км/ч.

Путь, пройденный за время переключения передач, рассчитывается по выражению для каждого переключения:

$$s_{\text{пп}}^{k-(k+1)} = \frac{v_a^{k-(k+1)} t_{\text{пп}}}{3,6}, \quad (70)$$

где $v_a^{k-(k+1)}$ – скорость автомобиля в момент переключения с k -й передачи на $(k + 1)$ передачу, км/ч.

Суммарный путь, пройденный за время переключений, составит:

$$s_{\text{шт}} = s_{\text{шт}}^{1-2} + s_{\text{шт}}^{2-3} + \dots + s_{\text{шт}}^{(k-1)-k}, \text{ м.} \quad (71)$$

Суммарный путь разгона на всех передачах определяется по выражению

$$s_{\text{сум}} = \mu_s \sum_{u=1}^u S'_u, \quad (72)$$

где μ_s – масштабный коэффициент пути разгона, с/мм².

$$\mu_s = \frac{v_{\text{ап}}^{\text{ф}} t_{\text{разг}}^{\text{ф}}}{3,6 v_{\text{ап}}^{\text{шт}} t_{\text{разг}}^{\text{шт}}}, \quad (73)$$

где $v_{\text{ап}}^{\text{ф}}$ – цена деления шкалы скорости движения автомобиля с графика времени разгона автомобиля, км/ч; $t_{\text{разг}}^{\text{ф}}$ – цена деления шкалы времени разгона, с; $v_{\text{ап}}^{\text{шт}}$ – длина деления $v_{\text{ап}}^{\text{ф}}$ шкалы скорости движения автомобиля с графика времени разгона автомобиля, мм; $t_{\text{разг}}^{\text{шт}}$ – длина деления $t_{\text{разг}}^{\text{ф}}$ шкалы времени разгона автомобиля, мм.

Результаты расчетов сводятся в табл. 23.

По данным табл. 23 строится график пути разгона автомобиля до заданной скорости (рис. 18, вычисление площади проводилось в программе Компас 3D) [5, 7].

23. Результаты расчета пути разгона автомобиля

Скорость движения автомобиля, км/ч	Площадь участков S'_u , мм ²	Путь разгона, м
V_0	S'_0	s_0
$V_0 + \Delta V_{11}$	$\Delta S'_{11}$	Δs_{11}
$V_0 + \Delta V_{11} + \Delta V_{12}$	$\Delta S'_{11} + \Delta S'_{12}$	$\Delta s_{11} + \Delta s_{12}$
...
$V_1 = V_0 + \Delta V_{11} + \dots + \Delta V_{1m}$	$S'_1 = \Delta S'_{11} + \Delta S'_{12} + \dots + \Delta S'_{1m}$	$s_0 + s_1 = \Delta s_{11} + \Delta s_{12} + \dots + \Delta s_{1m}$
V_1		$s_0 + s_1 + s_{\text{п}}$
...
V_5	S'_5	$s_0 + s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + s_5 + 4s_{\text{п}}$
	Итого	$s_{\text{разг}}$

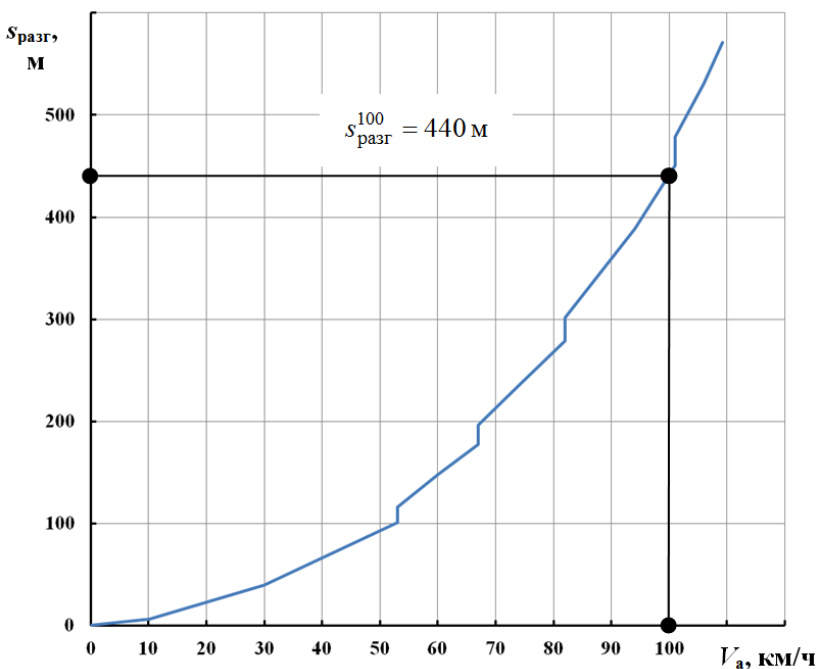


Рис. 18. Примерный вид графика пути разгона автомобиля

На графике указывают путь разгона некоторого значения скорости автомобиля. Так, для рассматриваемого автомобиля путь разгона до 100 км/ч составит 440 м.

Пример. Проведем расчет и построение графика пути разгона автомобиля по исходным данным, представленным в варианте № 0 и с учетом ранее выполненных расчетов. Путь разгона также определяем для скорости $v_a^p = 130$ км/ч. Определение пути разгона проводим графоаналитическим методом с использованием графика времени разгона автомобиля (рис. 18). Для удобства вычислений разбиение на интервалы производим так же как и при определении времени разгона. На график времени разгона дополнительно наносим в точках переключения передач вертикальные прямые, ограничивающие слева и справа площади, характеризующие путь разгона автомобиля (рис. 19).

В результате получим фигуру $A'B'C'E'F'G'$ площадь, которой характеризует путь разгона. Затем определяем площадь S' фигуры $A'B'C'E'F'G'$ (рис. 19). Площадь данной фигуры S' может быть определена как сумма площадей $S' = S'_0 + S'_1 + S'_2 + S'_3 + S'_4$. Площадь фигур будем находить с помощью системы Компас 3D. Полученные значения площадей участков заносим в табл. 24.

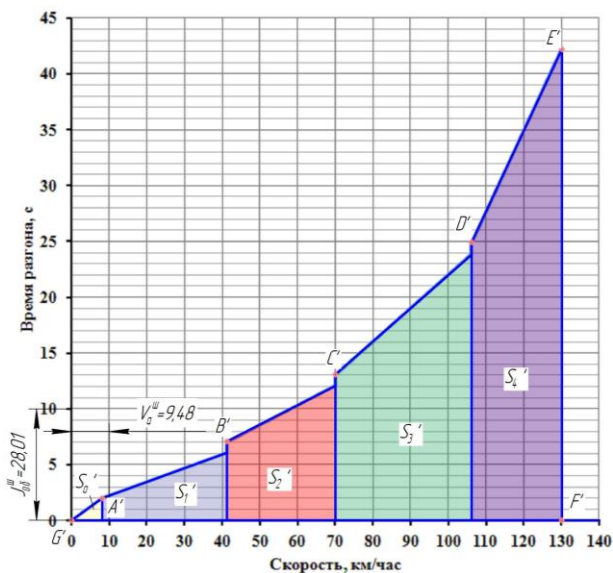


Рис. 19. Дополнительные построения на графике времени разгона автомобиля для построения зависимости пути разгона (пример)

Путь s_0 , пройденный за время разгона машины до минимальной скорости на первой передаче для сравнения определим расчетом и графоаналитически.

В первом случае расчет s_0 ведется по выражению

$$s_0 = \frac{v_{a \min} t_0}{7,2} = \frac{8,22 \cdot 1,98}{7,2} = 2,27 \text{ м.}$$

При определении пути s_0 принято, что скорость машины в процессе трогания с места и буксования сцепления нарастает по линейному закону от 0 до $v_{a \min}$ км/ч;

Во втором случае путь s_0 определится площадью соответствующего участка (S'_0):

$$s_0 = \mu_s S'_0 = 0,1046 \cdot 21,41 = 2,24 \text{ м,}$$

где μ_s – масштабный коэффициент пути разгона, с/мм².

$$\mu_s = \frac{v_{a \text{ p}}^{\phi} t_{\text{разг}}^{\phi}}{3,6 v_{a \text{ p}}^{\text{ш}} t_{\text{разг}}^{\text{ш}}} = \frac{10 \cdot 10}{3,6 \cdot 9,48 \cdot 28,01} = 0,1046,$$

где $v_{a \text{ p}}^{\phi} = 10$ км/ч – цена деления шкалы скорости автомобиля берется с графика времени разгона автомобиля; $t_{\text{разг}}^{\phi} = 10$ с – цена деления шкалы времени разгона; $v_{a \text{ p}}^{\text{ш}} = 9,48$ мм – длина деления $v_{a \text{ p}}^{\phi} = 10$ шкалы скорости автомоби-

ля берется с графика времени разгона автомобиля, мм; $t_{\text{разг}}^{\text{III}} = 28,01$ мм – длина деления $t_{\text{разг}}^{\text{ф}} = 10$ шкалы времени разгона автомобиля, мм.

Сравнение значений s_0 , рассчитанных по формуле и через площадь, показывает, что они практически равны и отличаются всего лишь на 1,3%

Находим путь, пройденный за время переключения передач, для каждого переключения:

$$s_{\text{III}}^{1-2} = \frac{v_a^{1-2} t_{\text{II}}}{3,6} = \frac{41,28 \cdot 1}{3,6} = 11,47 \text{ м,}$$

$$s_{\text{III}}^{2-3} = \frac{v_a^{2-3} t_{\text{II}}}{3,6} = \frac{70 \cdot 1}{3,6} = 19,44 \text{ м,}$$

$$s_{\text{III}}^{3-4} = \frac{v_a^{3-4} t_{\text{II}}}{3,6} = \frac{106 \cdot 1}{3,6} = 29,44 \text{ м,}$$

где $v_a^{k-(k+1)}$ – скорость автомобиля в момент переключения с k -й передачи на $(k + 1)$ передачу (по данным табл. 22), км/ч.

А затем суммарный путь, пройденный за время переключений:

$$s_{\text{III}} = s_{\text{III}}^{1-2} + s_{\text{III}}^{2-3} + s_{\text{III}}^{3-4} = 11,47 + 19,44 + 29,44 = 60,35 \text{ м.}$$

Находим суммарный путь разгона на всех передачах:

$$s_{\text{сум}} = \mu_s \sum_{i=1}^4 S'_i = 0,1046 \cdot 4992,42 = 522,21 \text{ м.}$$

Для построения графика также находим значения пути движения на каждой передаче, подставляя в формулу соответствующие значения площадей:

$$s_1 = \mu_s S_1 = 0,1046 \cdot 353,02 = 36,93 \text{ м,}$$

$$s_2 = \mu_s S_2 = 0,1046 \cdot 730,99 = 76,47 \text{ м,}$$

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 24.

24. Результаты расчета пути разгона автомобиля (пример)

Скорость движения автомобиля, км/ч	Площадь участков S'_i , мм ²	Путь разгона, м
$v_0 = 8,22$	– (21,41)	2,27 (2,24)
$v_1 = 41,28$	353,02	36,93
Переключение с 1 на 2 передачу	–	11,47
$v_2 = 70$	730,99	76,47
Переключение со 2 на 3 передачу	–	19,44
$v_3 = 106$	1774,34	185,61
Переключение с 3 на 4 передачу	–	29,44
$v_4 = 130$	2134,07	223,25
Итого	4992,42	584,83

Определяем общий путь разгона машины на $k = 4$ передачах без учета замедления при переключении передач:

$$s_{\text{разг}} = s_0 + s_{\text{сум}} + s_{\text{шт}} = 2,27 + 522,21 + 60,35 = 584,83 \text{ м.}$$

По данным табл. 24 строим график пути разгона автомобиля до заданной скорости (рис. 20).

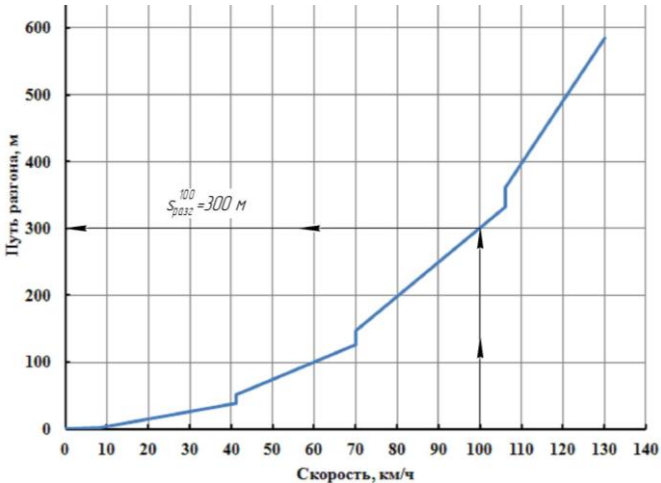


Рис. 20. График пути разгона автомобиля (пример)

По графику находим путь разгона рассчитываемого автомобиля до 100 км/ч, который составит 300 м.

6. РАСЧЕТ ПУТИ И ВРЕМЕНИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Одной из важных характеристик автомобиля являются время и путь торможения. Эффективность торможения зависит прежде всего от величины коэффициента сцепления движителя с опорной поверхностью, а также от состояния тормозной системы автомобиля. Замедление при торможении определяют по формуле [6]

$$j_3 = \varphi g, \quad (74)$$

где j_3 – замедление ТС, м/с^2 .

Время замедления составит:

$$t_3 = \frac{k_3(v_a^H - v_a^K)}{3,6\varphi g}, \quad (75)$$

где v_a^H , v_a^K – скорость автомобиля в начале и конце торможения соответственно, км/ч ; k_3 – коэффициент эффективности торможения.

Коэффициент эффективности торможения k_3 учитывает непропорциональность тормозных сил на колесах нагрузкам, приходящимся на колеса, а также износ, регулировку, замасливание и загрязненность тормозных механизмов. Коэффициент торможения для легковых автомобилей составляет 1,2, для грузовых и автобусов – 1,4...1,6 [6].

Время торможения до полной остановки составит [6]

$$t_{\text{тор}} = \frac{k_3 v_a^H}{3,6\varphi g}, \quad (76)$$

где v_a^H , v_a^K – скорость автомобиля в начале и конце торможения соответственно, км/ч .

Путь замедления можно найти по выражению [6]

$$s_3 = \frac{k_3(v_a^{H^2} - v_a^{K^2})}{25,92\varphi g}. \quad (77)$$

Путь торможения до полной остановки [6]:

$$s_{\text{тор}} = \frac{k_3 v_a^{H^2}}{25,92\varphi g}. \quad (78)$$

Остановочный путь – путь, проходимый автомобилем от момента, когда водитель заметил препятствие, до полной его остановки [6]:

$$s_o = s_d + s_{\text{тор}}, \quad (79)$$

где s_d – дополнительный путь, м .

$$s_d = \frac{v_a^H(t_p + t_{\text{пр}} + 0,5t_y)}{3,6}, \quad (80)$$

где t_p – время реакции водителя, с ($t_p = 0,2 \dots 1,5$); $t_{пр}$ – время срабатывания тормозного привода от момента нажатия на тормозную педаль до начала действия тормозных механизмов (для гидравлического привода – $t_{пр} = 0,2$ с; для пневматического – $t_{пр} = 0,6$ с; автопоезда с пневмоприводом – 1 с); t_y – время нарастания замедления от нуля до максимального значения, с ($t_y = 0,2 \dots 0,5$ с).

Остановочный путь автомобиль проходит за остановочное время [6]:

$$t_o = t_p + t_{пр} + 0,5t_y + t_{тор}. \quad (81)$$

Пример. Проведем расчет времени и пути торможения для рассчитываемого автомобиля по данным варианта № 0.

Рассчитываем замедление при торможении:

$$j_3 = \varphi g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,85 \text{ м/с}^2.$$

Находим время замедления:

$$t_3 = \frac{k_3(v_a^H - v_a^K)}{3,6\varphi g} = \frac{1,2(90 - 40)}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 9,81} = 2,12 \text{ с},$$

где $v_a^H = 90$ км/ч, $v_a^K = 40$ км/ч – скорость автомобиля в начале и конце торможения соответственно; $k_3 = 1,2$ – коэффициент эффективности торможения для легковых автомобилей.

Время торможения до полной остановки с 80 км/ч:

$$t_{тор} = \frac{k_3 v_a^H}{3,6\varphi g} = \frac{1,2 \cdot 80}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 9,81} = 3,4 \text{ с}.$$

Путь замедления со скорости 90 км/ч до 40 км/ч:

$$s_3 = \frac{k_3(v_a^{H^2} - v_a^{K^2})}{25,92\varphi g} = \frac{1,2(90^2 - 40^2)}{25,92 \cdot 0,8 \cdot 9,81} = 38,34 \text{ м}.$$

Путь торможения до полной остановки с 80 км/ч:

$$s_{тор} = \frac{k_3 v_a^{H^2}}{25,92\varphi g} = \frac{1,2 \cdot 80^2}{25,92 \cdot 0,8 \cdot 9,81} = 37,8 \text{ м}.$$

Находим путь, проходимый автомобилем от момента, когда водитель заметил препятствие, до полной его остановки:

$$s_o = s_d + s_{тор} = 18,89 + 37,8 = 56,6 \text{ м},$$

где s_d – дополнительный путь:

$$s_d = \frac{v_a^H(t_p + t_{пр} + 0,5t_y)}{3,6} = \frac{80(0,5 + 0,2 + 0,5 \cdot 0,3)}{3,6} = 18,89 \text{ м},$$

где $t_p = 0,5$ с – время реакции водителя; $t_{пр} = 0,2$ – время срабатывания тормозного привода от момента нажатия на тормозную педаль до начала действия тормозных механизмов (для гидравлического привода – $t_{пр} = 0,2$ с); $t_y = 0,3$ с – время нарастания замедления от нуля до максимального значения.

Определяем остановочное время:

$$t_o = t_p + t_{пр} + 0,5t_y + t_{top} = 0,5 + 0,2 + 0,5 \cdot 0,3 + 3,4 = 4,25 \text{ с.}$$

7. ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ

Топливной экономичностью называется совокупность свойств, определяющих расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Топливная экономичность автомобиля определяется почасовым расходом топлива G_T (кг/ч) – массы топлива, расходуемой в один час, и удельным расходом топлива g_e (г/кВт·ч) – массой топлива, расходуемой в один час на единицу мощности двигателя [10].

Экономическая характеристика автомобиля – зависимость путевого расхода топлива Q_S (л/100 км) от скорости установившегося движения. Кривые экономической характеристики строятся чаще всего для высшей передачи и нескольких значений дорожного сопротивления. При движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях расчет проводят на максимально возможной передаче.

Расчет и построение экономической характеристики автомобиля в общем случае ведут в следующей последовательности [6, 8, 10, 15]:

- переносят значения скорости движения автомобиля из табл. 9 для рассматриваемой передачи в табл. 25;

- рассчитывают приведенные коэффициенты дорожного сопротивления по формуле (2) с учетом (3): $\psi^1, \psi^2 \dots \psi^m$. При совпадении типа дорожного покрытия значения приведенного коэффициента дорожного сопротивления можно взять из табл. 18;

25. Результаты расчета экономической характеристики автомобиля

Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ_m	Скорость движения автомобиля $v_{a,j}^i$, км/ч	Коэффициент K_n	Коэффициент K_N	Удельный расход топлива g_e^{im} , г/кВт·ч	Путевой расход топлива Q_S^{im} , г/кВт
ψ^1					

...
ψ^m					

– определяют и заносят в табл. 25 значения мощности двигателя, необходимой для движения автомобиля на разных скоростях для каждого из заданных приведенных коэффициентов дорожного сопротивления по формуле

$$N_{ej}^{im} = \frac{v_{aj}^i}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_m G_a + \frac{K_b F_a (v_{aj}^i)^2}{13} \right), \quad (82)$$

где N_{ej}^{im} – мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля на i -й передаче при j -й скорости движения автомобиля и для m -го значения приведенного коэффициента дорожного сопротивления, кВт; v_{aj}^i – j -я скорость движения автомобиля на i -й передаче, км/ч;

– определяют значения коэффициента K_n , учитывающего изменение удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя [8]:

$$K_n = 1,25 - 0,99 \left(\frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} \right) + 0,98 \left(\frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{n_i}{n_{N_{e\max}}} \right)^3, \quad (83)$$

где $n_{N_{e\max}}$ – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя, мин^{-1} .

Полученные значения заносят в табл. 25;

– определяют значения коэффициента K_N , учитывающего изменение удельного расхода топлива от нагрузки двигателя [8]:

– для карбюраторного двигателя:

$$K_N = 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{ej}^{im}}{N_{ei}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{ej}^{im}}{N_{ei}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{ej}^{im}}{N_{ei}} \right)^3, \quad (84)$$

– для дизельного двигателя:

$$K_N = 1,2 + 0,14 \left(\frac{N_{ej}^{im}}{N_{ei}} \right) - 1,8 \left(\frac{N_{ej}^{im}}{N_{ei}} \right)^2 + 1,46 \left(\frac{N_{ej}^{im}}{N_{ei}} \right)^3, \quad (85)$$

где N_{ei} – значения мощности двигателя, которую он развивает при данном скоростном режиме по внешней скоростной характеристике или регуляторной характеристике дизеля (табл. 2, рис. 1), кВт;

– определяют удельный расход топлива для каждого из заданных m значений приведенного коэффициента дорожного сопротивления на всех рассматриваемых скоростях движения по формуле

$$g_e^{im} = K_n K_N g_{e\max}, \quad (86)$$

где $g_{e\max}$ – значение удельного расхода топлива при максимальной мощности двигателя (табл. 2), г/кВт·ч.

Полученные значения заносят в табл. 25;

– определяют путь расход топлива по формуле для каждого из m значений приведенного коэффициента дорожного сопротивления [10]:

$$Q_S^{im} = \frac{g_e^{im} N_{ej}^{im}}{10 v_{aj}^i \rho_T}, \text{ л/100 км}, \quad (87)$$

где ρ_T – плотность топлива, кг/л (для бензина – $\rho_T = 0,725$ кг/л; для дизельного топлива – $\rho_T = 0,825$ кг/л). Полученные значения заносят в табл. 25;

– по данным табл. 25 проводится построение экономической характеристики автомобиля для разных дорожных условий (рис. 21).

По графику экономической характеристики выделяют точки минимального расхода топлива (точки $C_1 \dots C_m$) и соответствующие ему скорость v_{a3}^{im} , которую называют экономичной ($v_{a3}^{51} = 77$ км/ч при $Q_S^{51} = 25,67$ л/100 км; $v_{a3}^{52} = 93$ км/ч при $Q_S^{52} = 27,33$ л/100 км). Для грузовых автомобилей экономическая скорость находится в пределах 35...45 км/ч, для легковых – 70...90 км/ч [6].

Пример. Выполним расчет показателей топливной экономичности рассчитываемого автомобиля при движении на прямой передаче и для трех видов дорожного покрытия: асфальтобетонное покрытие; сухая грунтовая дорога; снежная укатанная дорога.

Расчет и построение экономической характеристики автомобиля ведем в следующей последовательности:

– переносим значения скорости движения автомобиля из табл. 3 для рассматриваемой передачи в табл. 26;

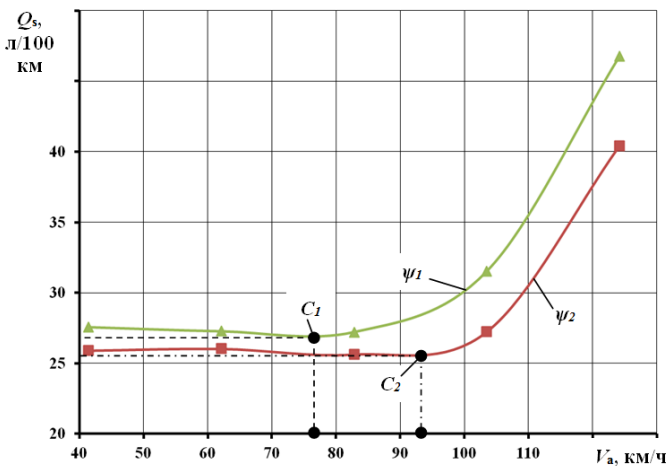


Рис. 21. Примерный вид топливно-экономическая характеристика автомобиля

– рассчитываем приведенные коэффициенты дорожного сопротивления для трех видов дорожного покрытия по формуле (2) с учетом (3);

– для асфальтобетонного покрытия значения коэффициента переносим из табл. 9 в табл. 26;

– для сухой грунтовой дороги:

$$\Psi_{v_a(967)}^2 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(967))^4)^2 = 0,03 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 27,64^2) = 0,031,$$

$$\Psi_{v_a(1935)}^2 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(1935))^4)^2 = 0,03 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 55,27^2) = 0,035,$$

$$\Psi_{v_a(2902)}^2 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(2902))^4)^2 = 0,03 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 82,91^2) = 0,040;$$

– для снежной укатанной дороги:

$$\Psi_{v_a(967)}^3 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(967))^4)^2 = 0,04 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 27,64^2) = 0,042,$$

$$\Psi_{v_a(1935)}^3 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(1935))^4)^2 = 0,04 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 55,27^2) = 0,046,$$

$$\Psi_{v_a(2902)}^3 = f_T (1 + 5 \cdot 10^{-5} (v_a(2902))^4)^2 = 0,04 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 82,91^2) = 0,054.$$

Результаты расчета остальных значений приведенных коэффициентов дорожного сопротивления приведены в табл. 26;

– рассчитываем значения мощности двигателя, необходимой для движения автомобиля на разных скоростях для каждого из заданных условий движения:

– для асфальтобетонного покрытия:

$$\begin{aligned} N_{e(967)}^{41} &= \frac{v_a(967)^4}{3600\eta_{\text{TP}}} \left(\Psi_{v_a(967)}^1 G_a + \frac{K_B F_a (v_a(967))^2}{13} \right) = \\ &= \frac{27,64}{0,9 \cdot 3600} \left(0,018 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 27,64^2}{13} \right) = 2,33 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{e(1935)}^{41} &= \frac{v_a(1935)^4}{3600\eta_{\text{TP}}} \left(\Psi_{v_a(1935)}^1 G_a + \frac{K_B F_a (v_a(1935))^2}{13} \right) = \\ &= \frac{55,27}{0,9 \cdot 3600} \left(0,02 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 55,27^2}{13} \right) = 6,0 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

$$N_{e(2902)}^{41} = \frac{v_a^{4(2902)}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_{v_a^{4(1935)}}^1 G_a + \frac{K_B F_a (v_a^{4(2902)})^2}{13} \right) =$$

$$= \frac{82,91}{0,9 \cdot 3600} \left(0,023 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 82,91^2}{13} \right) = 12,33 \text{ кВт};$$

– для сухой грунтовой дороги:

$$N_{e(967)}^{42} = \frac{v_a^{4(967)}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_{v_a^{4(967)}}^2 G_a + \frac{K_B F_a (v_a^{4(967)})^2}{13} \right) =$$

$$= \frac{27,64}{0,9 \cdot 3600} \left(0,031 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 27,64^2}{13} \right) = 3,95 \text{ кВт},$$

$$N_{e(1935)}^{42} = \frac{v_a^{4(1935)}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_{v_a^{4(1935)}}^2 G_a + \frac{K_B F_a (v_a^{4(1935)})^2}{13} \right) =$$

$$= \frac{55,27}{0,9 \cdot 3600} \left(0,035 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 55,27^2}{13} \right) = 9,23 \text{ кВт},$$

$$N_{e(2902)}^{42} = \frac{v_a^{4(2902)}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_{v_a^{4(1935)}}^2 G_a + \frac{K_B F_a (v_a^{4(2902)})^2}{13} \right) =$$

$$= \frac{82,91}{0,9 \cdot 3600} \left(0,04 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 82,91^2}{13} \right) = 17,18 \text{ кВт},$$

– для снежной укатанной дороги:

$$N_{e(967)}^{43} = \frac{v_a^{4(967)}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_{v_a^{4(967)}}^3 G_a + \frac{K_B F_a (v_a^{4(967)})^2}{13} \right) =$$

$$= \frac{27,64}{0,9 \cdot 3600} \left(0,042 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 27,64^2}{13} \right) = 5,19 \text{ кВт},$$

$$N_{e(1935)}^{43} = \frac{v_a^{4(1935)}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_{v_a^{4(1935)}}^3 G_a + \frac{K_B F_a (v_a^{4(1935)})^2}{13} \right) =$$

$$= \frac{55,27}{0,9 \cdot 3600} \left(0,046 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 55,27^2}{13} \right) = 12,81 \text{ кВт},$$

$$N_{e(2902)}^{43} = \frac{v_a^4(2902)}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi_{v_a(1935)}^3 G_a + \frac{K_B F_a (v_a(2902))^2}{13} \right) =$$

$$= \frac{82,91}{0,9 \cdot 3600} \left(0,054 \cdot 14\,028 + \frac{0,28 \cdot 1,58 \cdot 82,91^2}{13} \right) = 25,29 \text{ кВт.}$$

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 26;

26. Результаты расчета топливно-экономической характеристики автомобиля (пример)

Тип покрытия	Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ_m	Скорость движения автомобиля $v_{a j}^i$, км/ч	Мощность двигателя $N_{e i}^{im}$, кВт	Коэффициент K_n	Коэффициент K_N	Удельный расход топлива g_e^{im} , г/кВт	Путевой расход топлива Q_s^{im} , г/кВт
Асфальтобетонное	0,018	27,64	2,33	1,09	2,20	730,93	8,51
	0,020	55,27	6,00	1,00	2,00	606,61	9,08
	0,023	82,91	12,33	0,96	1,68	491,64	10,09
	0,027	110,55	22,66	0,96	1,26	370,57	10,48
	0,033	138,18	38,31	1,00	0,93	284,39	10,88
	0,040	165,82	60,63	1,06	1,03	332,32	16,76
Сухая грунтовая дорога	0,031	27,64	3,95	1,09	1,68	558,40	11,01
	0,035	55,27	9,23	1,00	1,55	469,99	10,83
	0,040	82,91	17,18	0,96	1,33	388,24	11,09
	0,048	110,55	29,12	0,96	1,04	305,84	11,11
	0,059	138,18	46,39	1,00	0,90	273,88	12,68
	0,071	165,82	70,32	1,06	1,05	340,23	19,90
Снежная укатанная дорога	0,042	27,64	5,19	1,09	1,39	460,78	11,94
	0,046	55,27	12,81	1,00	1,21	366,70	11,72
	0,054	82,91	25,29	0,96	0,99	290,41	12,22
	0,064	110,55	45,05	0,96	0,90	265,13	14,90
	0,078	138,18	74,53	1,00	1,06	322,78	24,01
	0,095	165,82	116,16	1,06	-	-	-

– определяем значения коэффициента K_n , учитывающего изменение удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$K_n^1 = 1,25 - 0,99 \left(\frac{n_1}{n_{N_{e\max}}} \right) + 0,98 \left(\frac{n_1}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{n_1}{n_{N_{e\max}}} \right)^3 =$$

$$= 1,25 - 0,99 \left(\frac{967}{4836} \right) + 0,98 \left(\frac{967}{4836} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{967}{4836} \right)^3 = 1,09,$$

$$K_n^2 = 1,25 - 0,99 \left(\frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} \right) + 0,98 \left(\frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{n_2}{n_{N_{e\max}}} \right)^3 =$$

$$= 1,25 - 0,99 \left(\frac{1935}{4836} \right) + 0,98 \left(\frac{1935}{4836} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{1935}{4836} \right)^3 = 1,00,$$

$$K_n^3 = 1,25 - 0,99 \left(\frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} \right) + 0,98 \left(\frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{n_3}{n_{N_{e\max}}} \right)^3 =$$

$$= 1,25 - 0,99 \left(\frac{2902}{4836} \right) + 0,98 \left(\frac{2902}{4836} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{2902}{4836} \right)^3 = 0,96,$$

где $n_{N_{e\max}} = 4836 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя.

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 26;

– определяем значения коэффициента K_N , учитывающего изменение удельного расхода топлива от нагрузки двигателя для карбюраторного двигателя:

– для асфальтобетонного покрытия:

$$K_N^1 = 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(967)}^{41}}{N_{e(967)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(967)}^{41}}{N_{e(967)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(967)}^{41}}{N_{e(967)}} \right)^3 =$$

$$= 3,27 - 8,22 \left(\frac{2,33}{15} \right) + 9,13 \left(\frac{2,33}{15} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{2,33}{15} \right)^3 = 2,20,$$

$$K_N = 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(1935)}^{41}}{N_{e(1935)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(1935)}^{41}}{N_{e(1935)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(1935)}^{41}}{N_{e(1935)}} \right)^3 =$$

$$= 3,27 - 8,22 \left(\frac{6}{31} \right) + 9,13 \left(\frac{6}{31} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{6}{31} \right)^3 = 2,0,$$

$$\begin{aligned}
 K_N^1 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(2902)}^{41}}{N_{e(2902)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(2902)}^{41}}{N_{e(2902)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(2902)}^{41}}{N_{e(2902)}} \right)^3 = \\
 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{12,33}{47} \right) + 9,13 \left(\frac{12,33}{47} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{12,33}{47} \right)^3 = 1,68;
 \end{aligned}$$

– для сухой грунтовой дороги:

$$\begin{aligned}
 K_N^2 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(967)}^{42}}{N_{e(967)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(967)}^{42}}{N_{e(967)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(967)}^{42}}{N_{e(967)}} \right)^3 = \\
 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{3,95}{15} \right) + 9,13 \left(\frac{3,95}{15} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{3,95}{15} \right)^3 = 1,68
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_N^2 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(1935)}^{42}}{N_{e(1935)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(1935)}^{42}}{N_{e(1935)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(1935)}^{42}}{N_{e(1935)}} \right)^3 = \\
 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{9,23}{31} \right) + 9,13 \left(\frac{9,23}{31} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{9,23}{31} \right)^3 = 1,55;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_N^2 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(2902)}^{42}}{N_{e(2902)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(2902)}^{42}}{N_{e(2902)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(2902)}^{42}}{N_{e(2902)}} \right)^3 = \\
 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{17,18}{47} \right) + 9,13 \left(\frac{17,18}{47} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{17,18}{47} \right)^3 = 1,33;
 \end{aligned}$$

– для снежной укатанной дороги:

$$\begin{aligned}
 K_N^3 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(967)}^{42}}{N_{e(967)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(967)}^{42}}{N_{e(967)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(967)}^{42}}{N_{e(967)}} \right)^3 = \\
 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{5,19}{15} \right) + 9,13 \left(\frac{5,19}{15} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{5,19}{15} \right)^3 = 1,39;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_N^3 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(1935)}^{43}}{N_{e(1935)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(1935)}^{43}}{N_{e(1935)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(1935)}^{43}}{N_{e(1935)}} \right)^3 = \\
 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{12,81}{31} \right) + 9,13 \left(\frac{12,81}{31} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{12,81}{31} \right)^3 = 1,21;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_N^3 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{N_{e(2902)}^{43}}{N_{e(2902)}} \right) + 9,13 \left(\frac{N_{e(2902)}^{43}}{N_{e(2902)}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_{e(2902)}^{43}}{N_{e(2902)}} \right)^3 = \\
 &= 3,27 - 8,22 \left(\frac{25,29}{47} \right) + 9,13 \left(\frac{25,29}{47} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{25,29}{47} \right)^3 = 0,99,
 \end{aligned}$$

где N_{ei} – значения мощности двигателя, которую он развивает при данном скоростном режиме по внешней скоростной характеристике или регуляторной характеристике дизеля (табл. 3, рис. 2), кВт.

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 26;

– определяем удельный расход топлива для каждого из заданных 3-х значений приведенного коэффициента дорожного сопротивления на всех рассматриваемых скоростях движения по формуле:

– для асфальтобетонного покрытия:

$$g_{e(967)}^{41} = K_n^1 K_N^1 g_{e\max} = 1,09 \cdot 2,2 \cdot 305 = 730,93 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

$$g_{e(1935)}^{41} = K_n^1 K_N^1 g_{e\max} = 1 \cdot 2,0 \cdot 268 = 606,61 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

$$g_{e(2902)}^{41} = K_n^1 K_N^1 g_{e\max} = 0,96 \cdot 1,68 \cdot 305 = 491,64 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч};$$

– для сухой грунтовой дороги:

$$g_{e(967)}^{42} = K_n^2 K_N^2 g_{e\max} = 1,09 \cdot 1,68 \cdot 305 = 558,40 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

$$g_{e(1935)}^{42} = K_n^2 K_N^2 g_{e\max} = 1 \cdot 1,55 \cdot 268 = 469,99 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

$$g_{e(2902)}^{42} = K_n^2 K_N^2 g_{e\max} = 0,96 \cdot 1,33 \cdot 305 = 388,24 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч};$$

– для снежной укатанной дороги:

$$g_{e(967)}^{43} = K_n^3 K_N^3 g_{e\max} = 1,09 \cdot 1,39 \cdot 305 = 460,78 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

$$g_{e(1935)}^{43} = K_n^3 K_N^3 g_{e\max} = 1 \cdot 1,21 \cdot 268 = 366,70 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

$$g_{e(2902)}^{43} = K_n^3 K_N^3 g_{e\max} = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 305 = 290,41 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

где $g_{e\max} = 305 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ – значение удельного расхода топлива при максимальной мощности двигателя (табл. 3), г/кВт·ч.

Результаты остальных расчетов приведены в табл. 26;

– определяем путевой расход топлива по формуле для каждого из 3-х значений приведенного коэффициента дорожного сопротивления:

- для асфальтобетонного покрытия:

$$Q_{S(967)}^{41} = \frac{g_{e(967)}^{41} N_{e(967)}^{41}}{10v_{a(967)}^4 \rho_T} = \frac{730,93 \cdot 2,33}{10 \cdot 27,64 \cdot 0,725} = 8,51 \text{ л/100 км,}$$

$$Q_{S(1935)}^{41} = \frac{g_{e(1935)}^{41} N_{e(1935)}^{41}}{10v_{a(1935)}^4 \rho_T} = \frac{606,61 \cdot 6}{10 \cdot 55,27 \cdot 0,725} = 9,08 \text{ л/100 км,}$$

$$Q_{S(2902)}^{41} = \frac{g_{e(2902)}^{41} N_{e(2902)}^{41}}{10v_{a(2902)}^4 \rho_T} = \frac{491,64 \cdot 12,33}{10 \cdot 82,91 \cdot 0,725} = 10,09 \text{ л/100 км;}$$

- для сухой грунтовой дороги:

$$Q_{S(967)}^{42} = \frac{g_{e(967)}^{42} N_{e(967)}^{42}}{10v_{a(967)}^4 \rho_T} = \frac{558,40 \cdot 3,95}{10 \cdot 27,64 \cdot 0,725} = 11,01 \text{ л/100 км,}$$

$$Q_{S(1935)}^{42} = \frac{g_{e(1935)}^{41} N_{e(1935)}^{41}}{10v_{a(1935)}^4 \rho_T} = \frac{469,99 \cdot 9,23}{10 \cdot 55,27 \cdot 0,725} = 10,83 \text{ л/100 км,}$$

$$Q_{S(2902)}^{42} = \frac{g_{e(2902)}^{41} N_{e(2902)}^{41}}{10v_{a(2902)}^4 \rho_T} = \frac{388,24 \cdot 17,18}{10 \cdot 82,91 \cdot 0,725} = 11,09 \text{ л/100 км;}$$

- для снежной укатанной дороги:

$$Q_{S(967)}^{43} = \frac{g_{e(967)}^{43} N_{e(967)}^{43}}{10v_{a(967)}^4 \rho_T} = \frac{460,78 \cdot 5,19}{10 \cdot 27,64 \cdot 0,725} = 11,94 \text{ л/100 км,}$$

$$Q_{S(1935)}^{43} = \frac{g_{e(1935)}^{43} N_{e(1935)}^{43}}{10v_{a(1935)}^4 \rho_T} = \frac{366,70 \cdot 12,81}{10 \cdot 55,27 \cdot 0,725} = 11,72 \text{ л/100 км,}$$

$$Q_{S(2902)}^{43} = \frac{g_{e(2902)}^{43} N_{e(2902)}^{43}}{10v_{a(2902)}^4 \rho_T} = \frac{290,41 \cdot 25,29}{10 \cdot 82,91 \cdot 0,725} = 12,22 \text{ л/100 км,}$$

где $\rho_T = 0,725$ кг/л – плотность топлива, в нашем случае – бензина.

В случае получения отрицательных значений при расчете их не учитывают. Результаты остальных расчетов приведены в табл. 26;

– по данным табл. 26 проводим построение топливно-экономической характеристики автомобиля для разных дорожных условий (рис. 22).

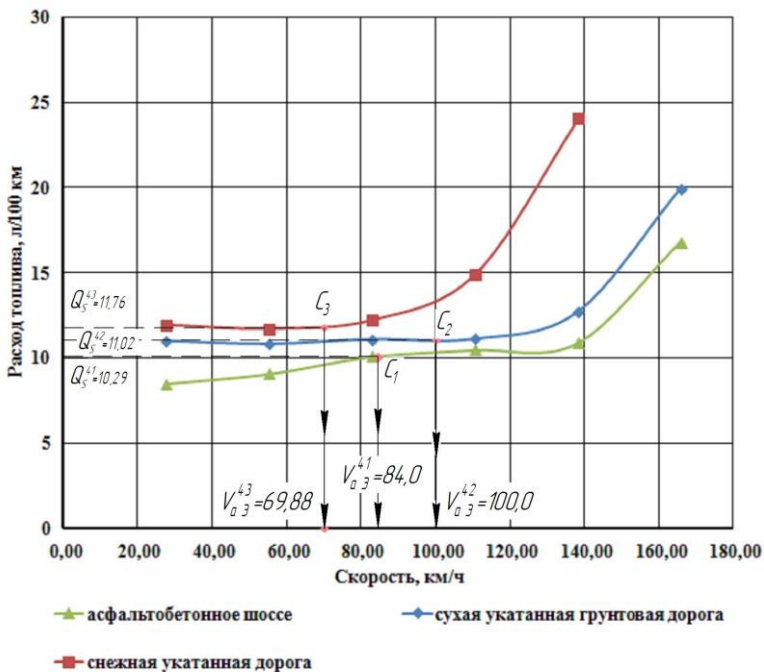


Рис. 22. Топливо-экономические характеристики автомобиля (пример)

По графику топливно-экономической характеристики выделяем точки минимального расхода топлива (точки C₁...C₃) и соответствующие им экономичные скорости с учетом допустимых скоростей движения $v_{аэ}^{41} = 84$ км/ч при $Q_S^{41} = 10,1$ л/100 км; $v_{аэ}^{42} = 100,0$ км/ч при $Q_S^{42} = 11,02$ л/100 км; $v_{аэ}^{43} = 69,88$ км/ч при $Q_S^{43} = 11,76$ л/100 км). Полученное значение экономичной скорости при движении по асфальтобетонному покрытию входит в рекомендованный для легковых автомобилей – 70...90 км/ч.

8. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ С ПАРАМЕТРАМИ АВТОМОБИЛЯ-ПРОТОТИПА

По итогам выполненных расчетов составляется табл. 27, в которой проводится сравнение расчетных параметров с показателями автомобиля-прототипа с указанием относительного отклонения значения. Его расчет ведут по выражению

$$\Delta_j = \frac{2(\Pi_{P_j} - \Pi_{\Pi_j})}{\Pi_{P_j} + \Pi_{\Pi_j}} \cdot 100, \% , \quad (88)$$

где Π_{P_j} – расчетное значение j -го параметра; Π_{Π_j} – значение j -го параметра взятое по технической характеристике прототипа.

После заполнения табл. 27 оценивают максимальную величину отклонения расчетных параметров от параметров прототипа. При необходимости проверяют правильность расчетов. Обычно диапазон относительного отклонения параметров находится в интервале $\pm 20\%$.

Пример. Проведем сопоставление результатов расчета с характеристиками автомобиля ВАЗ-2103.

Для этого определим значения абсолютных и относительных отклонений реальных значения от расчетных для каждого параметра:

$$\Delta_1 = \frac{2(\Pi_{P_1} - \Pi_{\Pi_1})}{\Pi_{P_1} + \Pi_{\Pi_1}} \cdot 100 = \% ,$$

где Π_{P_j} – расчетное значение j -го параметра; Π_{Π_j} – значение j -го параметра, взятое по технической характеристике ВАЗ-2103.

Из таблицы 28 видно, что наибольшее относительное отклонение – 38,26% было получено при расчете крутящего момента. Так же отклонение более 20% было получено при расчете: максимальной мощности двигателя – 21,05%; передаточного числа главной передачи – 22,34%. Такие значения отклонений по данным параметрам вызваны выбранным в начале расчета значением коэффициента оборотности двигателя. Более высокие значения данного коэффициента позволят уменьшить величину относительных отклонений.

27. Результаты тягово-экономического расчета автомобиля

Показатель	Данные прототипа	Расчетные данные	Абсолютное отклонение ($\Pi_p - \Pi_{\Pi}$)	Относительное отклонение, %
Марка ТС				
Максимальная мощность двигателя, кВт				
Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, об/мин				
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, об/мин				
Максимальный крутящий момент, Н·м				
Передаточное число главной передачи				
Передаточное число заднего хода				
Передаточные числа на передачах:				
I				
II				
...				
Время разгона до ___ км/ч, с				
Расход топлива при движении на ___ передаче, л/100 км				

28. Результаты тягово-экономического расчета автомобиля (пример)

Показатель	Данные прототипа	Расчетные данные	Абсолютное отклонение (П _р – П _п)	Относительное отклонение, %
Марка ТС	ВАЗ-2103			
Максимальная мощность двигателя, кВт	51	63,00	12,00	21,05
Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, об/мин	5600	4836	-763,64	-14,63
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, об/мин	3500	2901,8	-598,18	-18,69
Максимальный крутящий момент, Н·м	105	154,7	49,68	38,26
Передаточное число главной передачи	4,1	3,28	-0,82	-22,34
Передаточное число заднего хода	3,87	3,86	-0,01	-0,26
Передаточные числа на передачах:				
I	3,75	3,36	-0,39	-10,96
II	2,3	2,13	-0,17	-7,62
III	1,49	1,44	-0,05	-3,56
IV	1	1,00	0,00	0,00
Время разгона до 100 км/ч, с	19	22,00	3,00	14,63
Минимальный расход топлива при движении на 4 передаче, л/100км	9,6	10,29	0,69	6,94

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное учебное пособие отражает накопленный авторами опыт преподавания дисциплин, связанных с расчетом тяговых и топливно-экономических свойств автомобилей. Целью пособия было максимально доступное описание принципов и особенностей выполнения расчетов тяговых и топливно-экономических свойств автомобилей, чему способствует подробный пример расчета. Пособие ориентировано, прежде всего, на студентов, обучающихся по направлениям 23.03.03 и 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Наличие большого объема графического иллюстрационного материала позволяет лучше понять принципы влияния и взаимосвязи технических параметров автомобильных транспортных средств с их эксплуатационными показателями. Формат издания не позволил отразить возможности применения современных цифровых программ для выполнения расчетов, но он максимально адаптирован под применение студентами одной из таких программ, как Microsoft Excel, за счет сведения расчетных данных в таблицы и минимизации излишне подробных расчетов.

Пособие направлено на развитие интереса обучающихся к изучению взаимосвязи факторов, влияющих на тяговые и экономические показатели автомобильных транспортных средств, и стремлению их к поиску дополнительной информации по данному направлению – самообучению.

Освоение представленного в пособии материала поможет студентам в дальнейшем в их профессиональной деятельности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тяговый** и топливно-экономический расчет автомобиля : методические указания / сост. : В. М. Мелисаров, А. В. Брусенков, П. П. Беспалько. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 28 с.
2. **Тяговый** расчет автомобиля: методические указания / сост. : Г. Г. Петров, А. В. Лысунец, Н. Н. Шевченко. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2009. – 56 с.
3. **Парфенов, А. П.** Определение тягово-скоростных и топливно-экономических качеств автомобиля : методические указания / А. П. Парфенов, Ю. А. Феофанов. – М. : МГТУ «МАМИ», 2011. – 44 с.
4. **Чекемес, Ю. Т.** Мобильные энергетические средства. Ч. 2. Расчет тягово-динамических показателей автомобиля : методическое пособие / Ю. Т. Чекемес, В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. – Краснодар : КГАУ, 2010. – 34 с.
5. **Буянкин, А. В.** Техника транспорта, обслуживание и ремонт [Электронный ресурс] : учебное пособие / А. В. Буянкин. – Кемерово : КузГТУ, 2012.
6. **Расчет** и построение внешней скоростной характеристики двигателя, динамической характеристики и топливной экономичности автомобиля : методические указания / сост. : В. П. Капустин, А. В. Милованов, П. П. Беспалько. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2010. – 20 с.
7. **Артамонов, М. Д.** Теория автомобиля и автомобильного двигателя : учебник для техникумов / М. Д. Артамонов, В. А. Ларионов, М. М. Морин. – М. : Машиностроение, 1968. – 283 с.
8. **Селифонов, В. В.** Теория автомобиля : учебное пособие / В. В. Селифонов, А. Ш. Хусаинов, В. В. Ломакин. – М. : МГТУ «МАМИ», 2007. – 102 с.
9. **Чернышев, В. А.** Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля : методические рекомендации по выполнению курсовой работы / В. А. Чернышев. – М. : МГАУ, 2002. – 39 с.
10. **Хольшев, Н. В.** Расчет тягово-динамических и топливно-экономических показателей автомобиля [Электронный ресурс] : методические указания / Н. В. Хольшев, Д. Н. Коновалов. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2017.
11. **Филькин, Н. М.** Теория транспортных и транспортно-технологических машин : учебное пособие / Н. М. Филькин, Р. Ф. Шаихов, И. П. Буянов. – Пермь : ФГБОУ ВО Пермская ГСХА, 2016. – 230 с.

12. **Тяговый** расчет автомобиля: метод. указания к курсовому проектированию по дисциплине «Конструкция и потребит. свойства автомобилей» / сост. Р. В. Нуждин ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2018. – 36 с.

13. **Сергеенко, В. А.** Кинематический и геометрический расчет трехвальных соосных коробок передач автомобилей : учебно-методическое пособие / В. А. Сергеенко. – Минск : БНТУ, 2018. – 62 с.

14. **Черепанов, Л. А.** Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля : учебно-методическое пособие / Л. А. Черепанов. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2016.

15. **Блаженнов, Е. И.** Основы тягово-динамического расчета автомобиля. Определение параметров двигателя : учебное пособие / Е. И. Блаженнов, В. А. Долецкий. – 2-е изд., исправл. – Ярославль : Яросл. гос. техн. ун-т, 1998. – 80 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

III. Технические характеристики автомобилей-протогипов

№ варианта	Марка прототипа	Габаритные размеры автомобиля, мм (длина×ширина×высота)	Полная масса автомобиля, кг	Грузоподъемность, кг	Масса снаряженного автомобиля, кг	Число передач КП	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колес, мм	Ширина колеи задних колес, мм	Максимальная скорость, км/ч	Колесная формула	Тип двигателя
0	BA3-2103	4116х1611х1446	1430	465	965	4	13	5	2424	1365	1321	152	4х2	Бензиновый
1	BA3-2107	4145х1680х1435	1430	400	1030	5	13	4,8	2424	1365	1321	150	4х2	Бензиновый
2	BA3-2109	4006х1650х1402	1370	425	945	5	13	4,5	2460	1400	1370	154	2х4	Бензиновый
3	BA3-2110	4262х1676х1425	1650	610	1040	5	13	4,8	2490	1400	1400	170	2х4	Бензиновый
4	BA3-11113	3210х1420х1400	645	345	300	4	12	4,3	2180	1210	1200	130	2х4	Бензиновый
5	BA3-2131	4240х1680х1640	1800	500	1300	5	16	5,5	2700	1430	1400	132	4х4	Бензиновый
6	ИЖ-2126	4053х1942х1437	1400	400	1000	5	13	4,8	2470	1390	1380	145	4х2	Бензиновый
7	ИЖ-2717	4400х1680х1400	1750	740	1010	5	13	5,1	2700	1390	1390	120	4х2	Бензиновый
8	ГА3-3302	5440х2100х2120	3500	1650	1850	5	16	5,5	2900	1700	1700	115	4х2	Бензиновый
9	ГА3-2310	4810х2095х2370	2800	1050	1750	5	16	6,6	2760	1700	1700	120	4х2	Бензиновый
10	ЗИЛ-5301	6195х2319х2885	6950	2880	4070	5	16	6,6	3650	1820	1690	95	4х2	Дизельный
11	КамАЗ-43101	7895х2500х3220	15205	6460	8745	5	20	9,0	3340	2010	2010	85	6х6	Дизельный
12	ГА3-53 А	6395х2380х2220	7400	4150	3250	4	20	6,7	3700	1630	1690	90	4х2	Бензиновый
13	КамАЗ-55111	6880х2500х2710	22200	13150	9050	5	20	8,2	2840	2019	1870	90	6х4	Дизельный
14	КрАЗ-65032	8290х2484х2800	31300	18100	13200	7	20	9,6	4080	2030	1825	72	6х6	Дизельный
15	ПАЗ-3205	6925х2500х2960	8060	3340	4720	4	20	6,6	3600	1940	1690	85	4х2	Бензиновый

Продолжение табл. III

№ варианта	Марка прототипа	Габаритные размеры автомобиля, мм (длина×ширина×высота)	Полная масса автомобиля, кг	Грузоподъемность, кг	Масса снаряженного автомобиля, кг	Число передач КПП	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колес, мм	Ширина колеи задних колес, мм	Максимальная скорость, км/ч	Колесная формула	Тип двигателя
16	Chevrolet Niva	3845x1650x1770	1850	450	1400	5	15,0	5,6	2450	1450	1440	165	4x4	Бензиновый
17	УАЗ-31512	4025x1785x1990	1600	10	1590	4	15	7,5	2380	1230	1445	110	4x4	Бензиновый
18	УАЗ-2206	4440x1940x2101	2780	925	1855	4	16	7,1	2300	1445	1445	117	4x4	Бензиновый
19	Урал-4320-10	7380x2500x2925	13 625	5285	8340	5	21	14,2	3525	2000	2000	75	6x6	Дизельный
20	ГАЗ-32213	5500x2075x2200	3250	1010	2240	5	16	5,6	2900	1700	1560	115	4x2	Бензиновый
21	Лада Приора	4350x1680x1420	1578	415	1163	5	13	4,8	2492	1410	1380	176	2x4	Бензиновый
22	Лада Ларгус	4470x1750x1670	1705	445	1260	5	15,0	4,7	2905	1469	1466	165	4x2	Бензиновый
23	ГАЗ-66	5806x2322x2520	5770	2330	3440	4	18	9,8	3300	1750	1750	90	4x4	Дизельный
24	МАЗ-531605	5530x2500x3160	17 150	7150	10 000	9	21	16,2	3750	2032	1792	85	4x4	Дизельный
25	ВАЗ-2115	4330x1620x1420	1400	430	970	5	13	4,8	2460	1400	1370	155	2x4	Бензиновый
26	МАЗ-533602	8600x2500x3160	16 500	7800	8700	5	20	9,0	4900	2032	2032	100	4x2	Дизельный
27	Лада Веста	4410x1764x1497	1670	440	1230	5	15	4,7	2635	1510	1510	175	2x4	Бензиновый
28	Лада Капана (универсал)	4084x1700x1504	1560	435	1125	5	14	4,5	2476	1430	1414	181	2x4	Бензиновый
29	УАЗ-39095	4818x1974x2355	3050	1170	1880	4	16	6,6	2550	1445	1220	100	4x4	Бензиновый
30	ГАЗ-3110	4895x1800x1422	1790	390	1400	4	15	5,0	2800	1500	1444	147	4x2	Бензиновый
31	МАЗ-5551	5990x2500x2925	17620	10150	7470	5	20	12	3300	2032	2032	83	4x2	Дизельный
32	МАЗ-5335	8530x2500x3700	16000	8550	7450	8	20	11	3950	2032	2032	75	4x2	Дизельный
33	ЗИЛ-130	6675x2500x2400	10525	6225	4300	5	20	9	3800	1800	1850	90	4x2	Бензиновый

Продолжение табл. III

№ варианта	Марка прототипа	Габаритные размеры автомобиля, мм (длина×ширина×высота)	Полная масса автомобиля, кг	Грузоподъемность, кг	Масса снаряженного автомобиля, кг	Число передач КП	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колес, мм	Ширина колеи задних колес, мм	Максимальная скорость, км/ч	Колесная формула	Тип двигателя
34	КамаЗ-5320	7435×2500×3350	15305	8225	7080	10	20	9	3800	1800	1850	90	6х4	Дизельный
35	КамаЗ-53410	6180×2500×2830	26000	19500	6500	5	20	7	2840	2026	1856	90	6х4	Дизельный
36	Зил-433660	6755×2500×2660	11000	6525	4475	5	20	9	3800	1930	1850	90	4х2	Бензиновый
37	ВАЗ-2101	4073×1611×1440	1355	400	955	4	13	4,5	2424	1349	1305	140	4х2	Бензиновый
38	ВАЗ-2104	4115×1620×1443	1475	455	1020	4	13	4,8	2424	1365	1321	137	4х2	Бензиновый
39	ГАЗ-27527	4840×2380×2200	3000	800	2200	5	16	6,6	2760	1700	1700	120	4х4	Бензиновый
40	ЗАЗ-1103	3980×1578×1425	1190	400	790	5	13	4,3	2320	1314	1306	156	2х4	Бензиновый
41	ЗИЛ-4331	6370×2422×2810	11500	6000	5500	5	20	7,4	3800	1930	1850	95	4х2	Бензиновый
42	ЗИЛ-133	9000×2500×2395	15175	8300	6875	5	20	7,4	3710	1835	1850	85	6х4	Бензиновый
43	ЗИЛ-4334В1	7186×2420×2760	11170	4215	6955	5	20	9,8	4650	1820	1820	90	6х6	Дизельный
44	КрАЗ-6322	8980×2950×3260	23000	10300	12700	8	21	14,4	4600	2100	2100	80	6х6	Дизельный
45	КрАЗ-260	9030×2720×2985	22000	9225	12775	4	21	14,4	6000	2160	2160	80	6х6	Дизельный
46	Икарус-260	11000×2500×3040	16000	7000	9000	6	20	9,0	5400	2000	1835	63	4х2	Дизельный
47	Икарус-256	10990×2500×3150	15593	5193	10400	6	20	9,0	5330	2000	1835	106	4х2	Дизельный
48	КАМАЗ-5460	6420×2500×3570	40000	32100	7900	8(16)	22,5	7,4	3950	2040	2500	110	4х2	Дизельный
49	Москвич 2142R5	4710×1690×1400	1330	260	1070	5	14	5,1	2780	1440	1420	175	2х4	Бензиновый
50	Москвич 2141	4350×1690×1400	1480	400	1080	5	14	5,2	2580	1440	1420	146	2х4	Бензиновый
51	ВАЗ-2120	4290×1770×1690	2000	600	1400	5	16	5,5	2700	1430	1400	140	4х4	Бензиновый
52	ВАЗ-2129	4240×1680×1640	1750	400	1350	5	16	4,1	2700	1430	1400	132	4х4	Бензиновый

Продолжение табл. III

№ варианта	Марка прототипа	Габаритные размеры автомобиля, мм (длина×ширина×высота)	Полная масса автомобиля, кг	Грузоподъемность, кг	Масса снаряженного автомобиля, кг	Число передач КП	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колес, мм	Ширина колеи задних колес, мм	Максимальная скорость, км/ч	Колесная формула	Тип двигателя
53	BA3-2328	4540x1640x1640	1850	650	1200	5	16	4,1	2700	1430	1400	145	4x4	Бензиновый
54	FA3-310221	4885x1800x1540	1950	400	1550	4	15	5,0	2800	1476	1420	140	4x2	Бензиновый
55	3A3-1102	3708x1554x1410	1310	600	710	5	13	4,3	2320	1314	1290	165	2x4	Бензиновый
56	3A3-1105	3630x1578x1425	1390	600	790	5	13	4,3	2320	1314	1306	140	2x4	Бензиновый
57	FA3-52-03	6395x2380x2190	5315	2500	2815	4	20	6,0	3700	1577	1650	70	4x2	Бензиновый
58	BA3-21045	4115x1620x1443	1475	455	1020	5	13	4,8	2420	1365	1321	125	4x2	Дизельный
59	BA3-2111	4285x1680x1480	1550	495	1055	5	13	4,8	2492	1410	1380	165	2x4	Бензиновый
60	BA3-2114	4122x1650x1402	1410	425	985	5	13	4,8	2460	1400	1370	160	2x4	Бензиновый
61	Peugeot Boxer (L2H2)	5413x2058x2522	4005	2080	1925	6	16	7,4	3450	1810	1790	160	2x4	Дизельный
62	Ford Transit VAN 310 Base (L2H2)	5535x2474x2550	3100	938	2162	6	15	5,3	3322	1732	1743	158	2x4	Дизельный
63	KAMA3-5490	6090x2500x3745	18600	10700	7900	12	22,5	9	3580	2100	1945	90	4x2	Дизельный
64	Volkswagen Crafter Kasten 2.0 TDI 102л.с. (75кВт), 30 L3H3	5986x2427x2355	3000	800	2200	6	16	6,0	3640	2040	2040	141	2x4	Дизельный
65	Нива Урбан, 5 дверей	4240x1680x1640	1850	425	1425	5	16	5,5	2700	1440	1420	137	4x4	Бензиновый
66	Toyota Corolla Verso 1.6, 2012	4460x1790x1620	2125	620	1505	6	16	5,2	2780	1535	1545	185	2x4	Бензиновый
67	Opel Vectra 1.6, 2005	4596x1798x1460	1870	475	1395	5	15	5	2700	1536	1525	192	2x4	Бензиновый
68	Mazda CX-3 1.5d, 2018	4275x1765x1535	1755	437	1318	6	16	5,1	2570	1523	1521	184	2x4	Дизельный
69	BMW X3 xDrive 20d, 2010	4648x1881x1661	2290	575	1715	6	17	5,3	2810	1616	1632	210	4x4	Дизельный

Продолжение табл. III

№ варианта	Марка прототипа	Габаритные размеры автомобиля, мм (длина×ширина×высота)	Полная масса автомобиля, кг	Грузоподъемность, кг	Масса снаряженного автомобиля, кг	Число передач КПП	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колес, мм	Ширина колеи задних колес, мм	Максимальная скорость, км/ч	Колесная формула	Тип двигателя
70	Audi A3 1.2, 2013	4293x1777x1421	1740	485	1255	6	16	4,4	2636	1542	1514	193	2x4	Бензиновый
71	Audi 100 2.0 CS Quattro, 1995	4892x1778x1438	1975	578	1397	5	15	5	2687	1526	1524	184	4x4	Бензиновый
72	Chevrolet Aveo 1.2 Direct, 2008	3880x1670x1495	1455	495	960	5	13	4,8	2480	1450	1410	157	2x4	Бензиновый
73	Chevrolet Lacetti 1.4, 2010	4295x1725x1445	1645	490	1170	5	15	4,2	2600	1480	1480	175	2x4	Бензиновый
74	Nissan X-Trail 2.0, 2006	4455x1765x1675	2000	570	1430	5	16	5,5	2625	1530	1530	177	4x4	Бензиновый
75	Nissan Qashqai 1.6, 2010	4315x1780x1615	1830	533	1297	5	16	5,5	2630	1540	1550	175	4x2	Бензиновый
76	Iran Khodro Tara 1.6, 2014	4410x1720x1460	1610	410	1200	5	15	4,7	2670	1450	1440	185	2x4	Бензиновый
77	Skoda Rapid 1.0 Active, 2019	4483x1706x1461	1630	460	1170	5	15	4,4	2602	1457	1494	187	2x4	Бензиновый
78	Skoda Fabia 1.2 Ambition, 2015	4247x1642x1498	1570	515	1055	5	14	4,5	2465	1422	1426	164	2x4	Бензиновый
79	Hyundai Matrix 1.6, 2010	4025x1740x1685	1800	577	1223	5	14	4,7	2600	1485	1485	170	2x4	Бензиновый
80	Hyundai i20 1.2 Classic, 2012	3940x1710x1490	1515	555	960	5	14	4,8	2525	1505	1503	170	2x4	Бензиновый
81	Ford Orion 1.3i CL, 1993	4229x1690x1395	1425	450	975	5	13	4,8	2525	1440	1462	153	2x4	Бензиновый
82	Ford Fusion 1.4 Core, 2012	4013x1724x1512	1605	443	1162	5	15	4,6	2486	1477	1435	164	2x4	Бензиновый
83	Ford Escort 1.6 Encore, 2000	4138x1685x1362	1625	560	1065	5	14	4,8	2525	1440	1461	177	2x4	Бензиновый
84	Kia Sportage 2.0 Grand, 2006	4435x1764x1655	2060	484	1576	5	15	5,6	2650	1440	1440	172	4x4	Бензиновый
85	Kia Rio 1.4 Comfort, 2015	4120x1700x1470	1565	450	1118	5	15	4,7	2570	1495	1502	190	4x4	Бензиновый

Окончание табл. III

№ варианта	Марка прототипа	Габаритные размеры автомобиля, мм (длина×ширина×высота)	Полная масса автомобиля, кг	Грузоподъемность, кг	Масса снаряженного автомобиля, кг	Число передач КПП	Диаметр обода колеса в дюймах	Высота профиля покрышки в дюймах	Колесная база, мм	Ширина колеи передних колес, мм	Ширина колеи задних колес, мм	Максимальная скорость, км/ч	Колесная формула	Тип двигателя
86	Renault Logan 1.4 Authentique, 2009	4288x1740x1534	1535	560	975	5	14	5,2	2630	1480	1470	162	2x4	Бензиновый
87	Subaru Impreza 1.6 AL, 2014	4580x1740x1465	1200	750	1310	5	15	5,0	2645	1510	1515	189	4x4	Бензиновый
88	Volkswagen Passat 1.8T Basic, 2000	4682x1745x1461	1980	560	1420	5	15	5,0	2702	1511	1510	214	2x4	Бензиновый
89	Volkswagen Golf 2.0 Base, 2004	4397x1735x1485	1860	550	1310	5	15	4,2	2511	1513	1494	201	2x4	Бензиновый
90	Mini Cabrio 1.6 Cooper, 2015	3723x1683x1414	1596	356	1240	6	15	4,5	2468	1460	1468	198	2x4	Бензиновый
91	Vortex Tingo 1.8 Comfort, 2011	4285x1765x1705	1750	285	1465	5	16	5,5	2510	1500	1495	175	2x4	Бензиновый
92	Volvo 343 1.4 DL, 1982	4205x1660x1392	1440	450	990	4	13	4,5	2395	1350	1380	151	2x4	Бензиновый
93	Богдан 2111 1.6i, 2012	4285x1680x1480	1540	500	1040	5	13	4,5	2492	1410	1380	165	2x4	Бензиновый
94	Citroen Nemo 1.2 HDi, 2010	3864x1716x1721	1750	585	1165	5	15	4,7	2513	1464	1465	155	2x4	Бензиновый
95	YAZ Kipro 2.7 Kipro, 2018	5335x1990x2260	2775	725	2050	5	16	6,5	3000	1610	1610	135	4x4	Бензиновый
96	Mercedes-Benz Vito 109 CDI MT L1H1, 2010	4748x1906x1901	2770	950	1820	6	16	5,2	3200	1630	1630	141	4x2	Дизельный
97	Isuzu Forward, 2020	8155x2195x2585	12000	7840	4160	6	19,5	6,8	4860	1800	1670	120	4x2	Дизельный
98	Tatra T 815, 1999	6980x2500x3130	30000	17000	13000	10	20	12,0	3550	1994	1774	90	6x6	Дизельный
99	ВИС 2349 1.6, 2012	4450x1700x1500	1990	720	1140	5	14	5,1	2845	1430	1428	210	2x4	Бензиновый
100	Volkswagen Transporter 2.0 Double Cab Long, 2015	5300x1904x1960	2800	1003	1797	5	16	5,2	3400	1520	1520	152	2x4	Дизельный

II. Ориентировочные значения коэффициента аэродинамического сопротивления транспортных средств

Тип транспортного средства	Коэффициент лобового сопротивления воздуха, c_x
Легковой автомобиль 70-х годов	0,44... 0,52
Современный легковой автомобиль	0,30...0,39
Гоночный автомобиль	0,15...0,19
Легковой автопоезд с жилым прицепом	0,65...0,70
Бортовой автомобиль с полукапотной компоновкой	0,60...0,70
Бортовой автомобиль (кабина за двигателем)	0,88...0,96
Бортовой автомобиль (кабина над двигателем)	0,90...1,00
Фургон (тент), кабина за двигателем	0,70...0,80
Фургон (тент), кабина над двигателем	0,75...0,85
Автопоезд бортовой с прицепом, кабина за двигателем	1,05...1,15
Автопоезд бортовой с прицепом, кабина над двигателем	1,08...1,20
Автопоезд прицепной фургон, кабина за двигателем	0,90...1,00
Автопоезд прицепной фургон, кабина над двигателем	0,95...1,05
Автопоезд седельный (фургон), кабина за двигателем	0,90...1,00
Автопоезд седельный (фургон), кабина над двигателем	1,00...1,10
Городской автобус	0,55...0,60
Междугородный автобус	0,60...0,65

III. Значения коэффициентов сцепления и сопротивления качению

Вид дороги	Коэффициент сопротивления качению	Коэффициент сцепления при состоянии дороги	
		сухое	мокрое
Асфальтобетонное покрытие	0,015...0,018	0,7...0,8	0,35...0,45
Гравийно-щебеночная дорога	0,020...0,030	0,6...0,7	0,3...0,4
Бульжная мостовая	0,025...0,035	0,4...0,5	–
Сухая грунтовая дорога	0,03...0,05	0,5...0,6	0,2...0,4
Грунтовая дорога после дождя	0,05...0,15	–	0,3...0,4
Песчаная	0,17...0,30	0,5...0,6	0,4...0,5
Снежная укатанная дорога	0,03...0,04	0,2	0,3
Лед	0,02...0,03	0,1	0,2

П4. Ориентировочные значения КПД трансмиссии автомобилей

Тип автомобиля	Колесная формула	Вид главной передачи	КПД трансмиссии
Гоночные и спортивные	4×2	Одинарная	0,90...0,95
Легковые	4×2	Одинарная	0,92
Легковые	4×4	Одинарная	0,86
Грузовые	4×2	Одинарная	0,90
Грузовые	4×2	Двойная	0,89
Грузовые	6×4	Двойная	0,87
Грузовые	6×4, 4×4	Одинарная или двойная	0,87
Автобусы	4×2	Одинарная или двойная	0,88...0,90

П5. Время разгона некоторых автомобилей

Автомобиль (рабочий объем двигателя, л; мощность л.с.)	Время разгона, с	Автомобиль (рабочий объем двигателя, л; мощность л.с.)	Время разгона, с
<i>Легковые автомобили до скорости 100 км/ч</i>			
ВАЗ-2106 (1,6; 74)	17,5	Лада Ларгус (1,6; 106)	13,1
ВАЗ-2103 (1,5; 75)	19	Лада Веста, седан, (1,6; 113), 2015	10,2
ВАЗ-2121 (1,6; 74)	25	Audi A6 Tdi (2,5; 150)	9,5
Лада Приора (1,6; 87)	12,5	BMW-320i (2,0; 150)	9,9
ГАЗель-3302 D (2,1; 95)	24	Cadillac Seville (4,6; 395)	7,2
ВАЗ-2110 (1,5; 94)	12,0	Chevrolet Lacetti (1,4; 96), 2010	11,6
Ford Focus (2,0; 130)	9,2	Peugeot-406 (3,0; 191)	7,9
Лада Веста (1,6; 106)	11,2	Porsche-911 (3,4; 300)	5,2
Honda Civic (1,6; 160)	8,0	Лада Калина, универсал (1,6; 106)	11,0
ВАЗ-2107 (1,6; 72)	15,0	ВАЗ-2104 (1,3; 64)	18,5
ВАЗ-2107 (1,5; 78)	12,5	Nissan X-Trail (2,0; 140), 2006	11,3
ВАЗ-11113 (0,7; 33)	24	Москвич 2141 (1,6; 76)	14,9
ВАЗ-2131 (1,7; 83)	19	ВАЗ-2120 (1,8; 84)	23
ИЖ-2126 (1,6; 77)	13	ВАЗ-2328 (1,7; 79)	25
ИЖ-2717 (1,7; 85)	21	ЗА3-1105 (1,2; 53)	17
ГАЗ-2310 (2,3; 110)	35	Toyota Corolla Verso (1,5; 132) 2012	11,7
Chevrolet Niva (1,8; 80)	19	Mazda CX-3 (1,5; 115), 2018	9,9
ВАЗ-2115 (1,5; 70)	13	Audi A3 (1,2; 110), 2013	10,3
<i>Грузовые автомобили до скорости 60 км/ч</i>			
ЗИЛ-5301 (4,8; 136)	30	МАЗ-5551 (11,15; 169)	50
КамАЗ-43101 (10,85; 286)	35	ЗИЛ-130 (6,0; 150)	37
ГАЗ-53 А (4,25; 115)	33,6	КрАЗ-260 (14,86; 130)	40
КамАЗ-55111 (10,85; 240)	50	ЗИЛ-133 (10,86; 210)	50
Урал-4320-10 (10,85; 210)	40	ЗИЛ-4334В1 (4,75; 156)	31,5
ГАЗ-66 (4,25; 117)	30	МАЗ-5335 (11,15; 180)	50

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	4
2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ И КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ	14
3. ТЯГОВЫЙ И МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ	25
3.1. Тяговый баланс автомобиля	25
3.2. Мощностной баланс автомобиля	30
4. ДИНАМИЧЕСКИЙ ПАСПОРТ АВТОМОБИЛЯ	38
5. ПРИЕМИСТОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	49
5.1. Расчет ускорений	49
5.2. Определение времени разгона автомобиля	53
5.3. Определение пути разгона автомобиля	61
6. РАСЧЕТ ПУТИ И ВРЕМЕНИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ	68
7. ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ	71
8. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ С ПАРАМЕТРАМИ АВТОМОБИЛЯ-ПРОТОТИПА	82
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	85
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	86
ПРИЛОЖЕНИЯ	88

Учебное электронное издание

ХОЛЬШЕВ Николай Васильевич
МИЛОВАНОВ Александр Васильевич
ГЛАЗКОВ Юрий Евгеньевич
КОНОВАЛОВ Дмитрий Николаевич
ВЕДИЩЕВ Сергей Михайлович
ПРОХОРОВ Алексей Владимирович

ТЕХНИКА ТРАНСПОРТА: ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Учебное пособие

Редактирование И. В. Калистратовой
Графический и мультимедийный дизайнер Н. И. Кужильная
Обложка, упаковка, тиражирование И. В. Калистратова

ISBN 978-5-8265-2617-0



Подписано к использованию 15.09.2023.

Тираж 50 шт. Заказ № 102

Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14
Тел./факс (4752) 63-81-08.
E-mail: izdatelstvo@tstu.ru