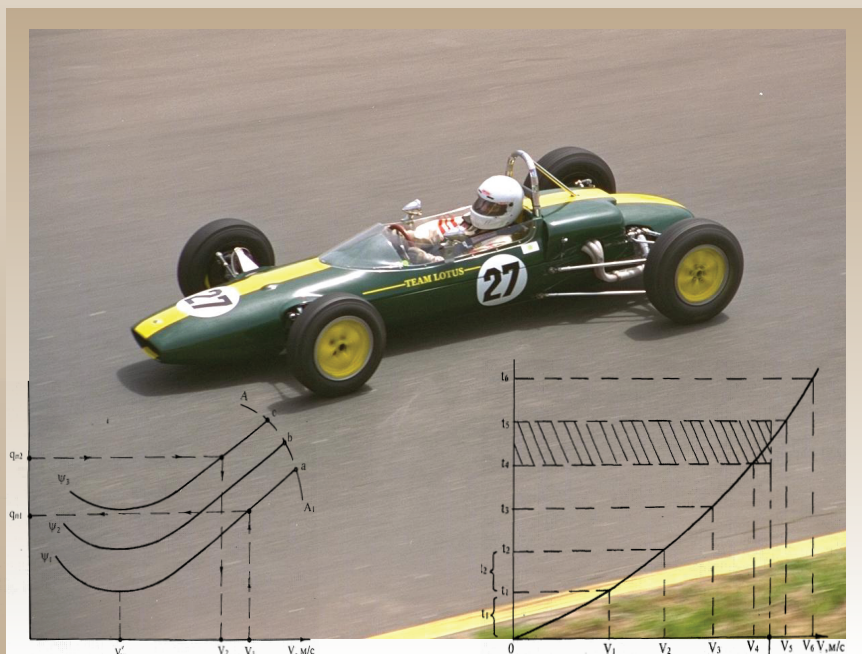


Министерство образования и науки Российской Федерации
Тольяттинский государственный университет
Институт машиностроения
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

Л.А. Черепанов

РАСЧЕТ ТЯГОВОЙ ДИНАМИКИ И ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Электронное учебно-методическое пособие



УДК 629.4.016.1(075.8)

ББК 39.33-011я73+39.33-018я73

Рецензенты:

канд. техн. наук, руководитель проекта управления проектирования и доводки двигателя службы вице-президента по исследованиям и разработкам ОАО «АВТОВАЗ» *В.П. Петунин*;
канд. техн. наук, доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Тольяттинского государственного университета *В.Н. Лапа*.

Научный редактор канд. техн. наук, профессор,
член-корр. Российской инженерной академии Г.К. Мирзоев.

Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля : электронное учеб.-метод. пособие / Л.А. Черепанов. — Тольятти : Изд-во ТГУ, 2016. — 1 оптический диск.

В учебно-методическом пособии изложена методика определения тягово-скоростных и топливно-экономических свойств колесного автомобиля с механической ступенчатой и гидродинамической трансмиссиями. Приведены приемы анализа полученных результатов. Пособие содержит ряд справочных и статистических данных, необходимых для расчета.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» и направлению подготовки бакалавров 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (профиль «Автомобили и тракторы») очной и заочной форм обучения.

Текстовое электронное издание.

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

Минимальные системные требования: IBM PC-совместимый компьютер: Windows XP/Vista/7/8; ПИИ 500 МГц или эквивалент; 128 Мб ОЗУ; SVGA; Adobe Reader.

© ФГБОУ ВО «Тольяттинский
государственный университет», 2016

Редактор *О.И. Елисеева*

Технический редактор *Н.П. Крюкова*

Компьютерная верстка: *Л.В. Сызганцева*

Художественное оформление,

компьютерное проектирование: *Г.В. Карасева*

Дата подписания к использованию 15.03.2016.

Объем издания 4,6 Мб.

Комплектация издания: компакт-диск, первичная упаковка.

Заказ № 1-16-15.

Издательство Тольяттинского государственного университета

445020, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14,

тел. 8 (8482) 53-91-47, www.tltsu.ru

Содержание

Введение	5
1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ С МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ	6
1.1. Последовательность тягового расчета	6
1.2. Подготовка исходных данных для тягового расчета	7
1.3. Определение передаточного числа главной передачи	12
1.4. Расчет внешней скоростной характеристики двигателя	13
1.5. Определение передаточных чисел коробки передач и раздаточной коробки	16
1.6. Тяговый баланс автомобиля	21
1.7. Динамическая характеристика автомобиля	25
1.8. Разгон автомобиля	28
1.9. Мощностной баланс автомобиля	33
2. РАСЧЕТ ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ	37
3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ	41
3.1. Гидродинамическое сцепление (гидромукфта).....	42
3.2. Гидротрансформатор	44
3.3. Безразмерная характеристика гидродинамической передачи	46
3.4. Входная (нагрузочная) характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор»	50
3.5. Определение показателей топливной экономичности автомобиля	59
Библиографический список	60

ВВЕДЕНИЕ

Определение тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля необходимо при проектировании новых моделей, а также при выборе типов автомобилей в соответствии с различными условиями эксплуатации. Данная задача решается методами теории автомобиля — науки об эксплуатационных свойствах, которые характеризуют возможность эффективного использования автомобиля в определенных условиях и позволяют оценить, в какой мере его конструкция отвечает этим условиям. Применение теории автомобиля на практике дает возможность повысить производительность автомобиля и снизить себестоимость перевозок. Для этого следует увеличить среднюю скорость движения и уменьшить расход топлива автомобиля.

Тягово-скоростные свойства определяют динамичность автомобиля — способность перевозить грузы с максимально возможной средней скоростью. Чем выше динамичность автомобиля, тем больше его производительность.

Топливная экономичность — рациональное использование энергии топлива при движении автомобиля. Затраты на топливо составляют значительную часть стоимости перевозок, поэтому, чем меньше расход топлива, тем ниже эксплуатационные расходы.

Приступая к расчету, следует предварительно изучить соответствующие разделы теории автомобиля, овладеть методами анализа таких характеристик автомобиля, как силовой и мощностной балансы, динамическая и топливно-экономическая характеристика и др.

1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ С МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

1.1. Последовательность тягового расчета

При проведении тягового расчета проектируемого автомобиля конструктор имеет дело с тремя видами параметров: заданными, выбираемыми и расчетными [7].

Параметры, определяемые техническим заданием: тип автомобиля, грузоподъемность m_g или пассажироместимость, максимальная скорость V_{\max} автомобиля и соответствующее значение коэффициента дорожного сопротивления ψ_v , максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на первой передаче, ψ_{\max} (или D_{\max}), тип двигателя (с искровым зажиганием или дизель), колесная формула.

Выбираемые параметры: снаряженная масса автомобиля m_0 , лобовая площадь F (площадь миделя), распределение массы по осям груженого автомобиля, угловая скорость коленчатого вала ω_N двигателя при максимальной мощности N_{\max} , механический коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$, коэффициент аэродинамического сопротивления C_x . Величины этих параметров задаются на основании экспериментов и статистических данных по существующим моделям автомобилей, аналогичным проектируемому, с учетом тенденции развития автомобильной техники и перспективного типажа автомобилей.

Расчетные параметры и зависимости: максимальная мощность двигателя N_{\max} , передаточное число главной передачи U_0 , передаточные числа коробки передач U_k и раздаточной коробки U_d , а также зависимости:

- внешняя скоростная характеристика двигателя;
- тяговая характеристика автомобиля и силовой баланс;
- динамическая характеристика автомобиля;
- зависимость ускорения, времени и пути разгона от скорости автомобиля;
- мощностной баланс;
- топливно-экономическая характеристика автомобиля.

1.2. Подготовка исходных данных для тягового расчета

Для выполнения тягового расчета необходимо определить снаряженную массу автомобиля m_0 . На первом этапе проектирования ее находят ориентировочно, исходя из грузоподъемности, назначения, первоначально задуманной конструктором компоновки автомобиля на основе накопленного статистического материала, т. е. опираясь на среднюю величину отношения грузоподъемности m_T к снаряженной массе m_0 автомобиля.

При отсутствии подобных данных по удельной грузоподъемности $\eta_m = m_T/m_0$ можно их принять по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Удельная грузоподъемность автомобилей

Тип автомобилей	η_m
Легковые	
Особо малого класса	0,32–0,56
Малого класса	0,28–0,46
Среднего класса	0,26–0,30
Большого класса	0,21–0,25
Высшего класса	0,16–0,18
Грузовые полноприводные многоцелевого назначения грузоподъемностью:	
0,5–1,0 т	0,4–0,5
1,5–2,5 т	0,5–0,6
5,0–8,0 т	0,6–0,75
Грузовые неполноприводные грузоподъемностью:	
1,25–4,5 т	0,9–1,0
5,0–15,0 т	1,0–1,1
Грузовые полноприводные специальные	0,8–1,1

Для выполнения тягового расчета необходимо знать количество колес и их радиусы. Выбор числа колес зависит от общих требований, предъявляемых к машине: ее типа, назначения и т. д. Например, легковой автомобиль будет, конечно, четырехколесным. Грузовые автомобили малой и средней грузоподъемности целесообразно выполнять двухосными. В зависимости от соотношения нагрузки на оси последние могут иметь два колеса, чтобы нагрузка на шины распределялась равномерно, задняя ось может иметь четыре колеса.

В грузовых автомобилях большой и особо большой грузоподъемности в большинстве случаев выбор числа осей и колес определяется лимитированием весовой нагрузки на ось в соответствии с действующими ГОСТами.

Полная масса автомобиля находится по формулам:

– для легковых автомобилей

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} n + m_6,$$

где m_0 – снаряженная масса автомобиля, кг; $m_{\text{ч}}$ – масса человека 75 кг; n – число пассажиров, включая водителя; m_6 – масса багажа по 10,0 кг на одного пассажира;

– для автобусов городского типа

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} (n + 2) + m_6 (n + 2),$$

где n – номинальная пассажироместимость (число мест); m_6 – масса багажа по 5 кг на одного пассажира и водителя;

– для автобусов междугородного типа

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} (n + 3) + m_6 (n + 3),$$

где m_6 – масса багажа по 23 кг на одного пассажира;

– для грузовых автомобилей

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} n + m_6 n + m_{\text{Г}},$$

где n – число мест в кабине, включая место самого водителя; m_6 – масса багажа по 5 кг на одного пассажира и водителя; $m_{\text{Г}}$ – грузоподъемность.

Для подбора шин необходимо знать нагрузку, приходящуюся на одно колесо, а для этого – распределение нагрузки по осям автомобиля.

У легковых автомобилей распределение нагрузки от полной массы по осям зависит в основном от компоновки: у автомобилей, имеющих классическую компоновку, на заднюю ось приходится 52–55 % нагрузки от полной массы, у автомобилей с задним расположением двигателя – 56–60 %, у переднеприводных – 40–45 %, у полноприводных – 45–55 %.

У грузовых автомобилей распределение нагрузок между осями зависит главным образом от того, для каких дорог они предназначены. У автомобилей, предназначенных для движения по дорогам

I–III категорий, нагрузка, приходящаяся на задний ведущий мост, соответствует 0,62–0,70 от полной массы.

У автобусов распределение нагрузки от полной массы в основном определяется их назначением. Подбор шин производится по нагрузке, приходящейся на наиболее нагруженные колеса [3].

Зная размер шин, определяют статистический радиус колеса [3]

$$r_{\text{ст}} = 0,5d + \lambda_z H,$$

где d – посадочный диаметр; λ_z – коэффициент вертикальной деформации, зависящий от типа шин: для тороидных шин $\lambda_z = 0,85–0,87$; для шин с регулируемым давлением и арочных $\lambda_z = 0,8–0,85$; H – высота профиля шины; B – ширина профиля шины; для радиальных шин $\frac{H}{B} = 0,6–0,82$.

На дорогах с твердым покрытием

$$r_{\text{ст}} \sim r_{\text{д}} \sim r_{\text{к}},$$

где $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса; $r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса.

Затем выбирают параметры обтекаемости автомобиля: коэффициент аэродинамического сопротивления и лобовую площадь автомобиля.

Коэффициент аэродинамического сопротивления C_x зависит от формы, длины автомобиля и качества его окраски. Часто применяемый в литературе коэффициент обтекаемости k связан с C_x следующей зависимостью:

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2},$$

где ρ – плотность воздуха в нормальных условиях (760 мм рт. ст.), $\rho = 1,293$.

При расчетах F – площадь миделя легковых автомобилей со стандартным кузовом определяют по приближенной формуле

$$F = 0,8 \cdot B_{\text{г}} \cdot H_{\text{г}},$$

где $B_{\text{г}}$ – габаритная ширина автомобиля, м; $H_{\text{г}}$ – габаритная высота автомобиля, м.

Для автобусов и грузовых автомобилей с кузовом в виде фургона или с тентом

$$F = 0,9 \cdot B_{\text{г}} \cdot H_{\text{г}}.$$

Среднее значение коэффициентов C_x , k и площади F для различных типов автомобилей приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Параметры обтекаемости автомобилей

Автомобили	F , м ²	C_x	k , Н · с ² /м ⁴
Легковые	1,6–2,6	0,26–0,38	0,17–0,25
Автобусы	3,5–7,0	0,45–0,75	0,30–0,48
Грузовые: бортовые двухзвенные	3,0–5,3	0,9–1,5	0,6–0,75
	4,0–5,3	0,93–1,16	0,60–0,75
Грузовые с кузовом фургон	3,5–8,0	0,8–1,0	0,5–0,65
Автопоезда	7,0–15,0	1,4–1,55	0,91–1,0

Механический КПД всей трансмиссии может приниматься постоянным для всех передач, так как происходящее увеличение потерь мощности на преодоление трения в зубчатых зацеплениях при включении низших передач в коробке компенсируется одновременным уменьшением гидравлических потерь в агрегатах трансмиссии. И наоборот, при включении высших передач в коробке передач уменьшение потерь мощности на преодоление трения в зубчатых зацеплениях компенсируется одновременным увеличением гидравлических потерь в агрегатах трансмиссии.

В расчетах могут приниматься следующие средние величины КПД для автомобилей разных типов (табл. 1.3).

Таблица 1.3

КПД трансмиссий автомобилей

Типы автомобилей	КПД
Легковые	0,92–0,95
Двухосные грузовые и автобусы с одинарной главной передачей	0,86–0,91
Двухосные грузовые и автобусы с двойной главной передачей, а также автомобили повышенной проходимости (4×4, 6×6)	0,80–0,86
Трехосные грузовые и автобусы с приводом на два задних моста (6×4)	0,82–0,86

При малой скорости автомобиля (до 10–15 м/с) коэффициент сопротивления качению f можно считать постоянным. При движении автомобиля с большей скоростью он возрастает вследствие энергетических потерь в шине. Для определения коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости пользуются эмпирической формулой

$$f = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{2000} \right), \quad (1.1)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью; V – скорость автомобиля, м/с.

Зависимость (1.1) рекомендуется для автомобилей, предназначенных для движения по дорогам с твердым сухим покрытием.

При движении по мягкому грунту, песку и снегу, учитывая большое количество различных факторов, влияющих на величину коэффициента, в расчет вводят его средние значения (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Коэффициент сопротивления качению

Тип и состояние дорог	f_0
Асфальтобетонное или цементобетонное шоссе: • в отличном состоянии • в удовлетворительном состоянии	0,012–0,018 0,018–0,020
Булыжная мостовая	0,023–0,030
Дорога с гравийным покрытием	0,020–0,025
Грунтовая дорога: • сухая укатанная • после дождя	0,025–0,035 0,050–0,15
Песок	0,10–0,30
Укатанный снег	0,03–0,05

Коэффициент сцепления в продольном направлении ϕ для различных типов дорожного покрытия приведен в табл. 1.5.

Коэффициент сцепления колес с дорогой

Тип дорог	Состояние поверхности	
	Сухая	Мокрая
Асфальтобетонное и цементобетонное шоссе	0,7–0,8	0,35–0,6
Дорога со щебеночным покрытием	0,6–0,7	0,30–0,40
Грунтовая дорога	0,5–0,6	0,20–0,40
Лед	0,1–0,2	0,10–0,20
Снег	0,2–0,3	0,20–0,30

1.3. Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи U_0 определяется исходя из максимальной скорости автомобиля:

$$U_0 = \frac{r_k}{U_k} \cdot \frac{\omega_{\max}}{V_{\max}}, \quad (1.2)$$

где ω_{\max} – максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя; U_k – передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость автомобиля (передаточные числа дополнительных редукторов, если они есть, учитываются в знаменателе).

Иногда V_{\max} соответствует движению не на высшей, а на предшествующей передаче (см. рис. 1.3, 1.10). Передачу с минимальным передаточным числом у таких автомобилей используют для улучшения топливной экономичности.

Высшая передача в коробке передач заднеприводных автомобилей с передним расположением двигателя бывает прямой или повышающей. Для двухвальных коробок передач переднеприводных автомобилей и у заднеприводных с задним расположением двигателя обычно применяют повышающую передачу. Передаточное число повышающей передачи принимается 0,65–0,8. У грузовых автомобилей с числом передач не более шести чаще передаточное число высшей передачи равно единице, реже – 0,6–0,8. При применении многоступенчатых коробок передач $U_k = 0,7–0,8$.

При определении U_0 по максимальной скорости V_{\max} задаются максимальной угловой скоростью ω_{\max} . Для легковых автомобилей с бензиновыми двигателями $\omega_{\max} = 450 \dots 750$ рад/с, для грузовых автомобилей и автобусов с бензиновыми двигателями $\omega_{\max} = 300 \dots 500$ рад/с, для легковых автомобилей с дизельными двигателями $\omega_{\max} = 350 \dots 500$ рад/с, для грузовых автомобилей и автобусов с дизельным двигателем $\omega_{\max} = 150 \dots 400$ рад/с.

Правильность выбора передаточного числа U_0 определяется по мощностному балансу автомобиля, при этом V_{\max} должна быть в пределах $(1,0 \dots 1,25)V_N$ – скорости, соответствующей максимальной мощности на ведущих колесах.

Главные передачи заднеприводных легковых автомобилей имеют передаточные числа 3,1–4,9, а переднеприводные – 3,7–5,1. У грузовых автомобилей главные передачи изготавливают с передаточными числами 4,5–9. При этом на одном автомобиле в зависимости от условий эксплуатации главные передачи могут быть с различными передаточными числами.

Полученное расчетным путем значение U_0 необходимо сопоставить с аналогичными величинами однотипных автомобилей.

1.4. Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Первоначально определяют мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля N_V (в Вт) по формуле мощностного баланса с учетом КПД трансмиссии:

$$N_V = \frac{1}{\eta_{\text{ТР}}} \left(G_a \psi_v V_{\max} + \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot F \cdot V_{\max}^3 \right), \quad (1.3)$$

где ψ_v – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля; $G_a = m_a g$ – полный вес автомобиля, Н; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

При проектировании грузовых автомобилей коэффициент суммарного дорожного сопротивления задают с некоторым запасом, чтобы достичь устойчивой максимальной скорости движения при $\psi = 0,025 \dots 0,035$. Таким образом, например, при коэффициенте сопротивления качению $f = 0,02$ автомобиль может преодолевать подъем, равный $0,005 \dots 0,015$, двигаясь на максимальной скорости.

У дизеля N_V совпадает с N_{\max} , а у бензинового двигателя ω_{\max} и ω_N , как правило, не совпадают (рис. 1.1).

Для легковых автомобилей коэффициент суммарного дорожного сопротивления назначают равным коэффициенту качения при максимальной скорости, т. е. максимальная скорость развивается только на горизонтальной дороге, и рассчитывают по формуле (1.1).

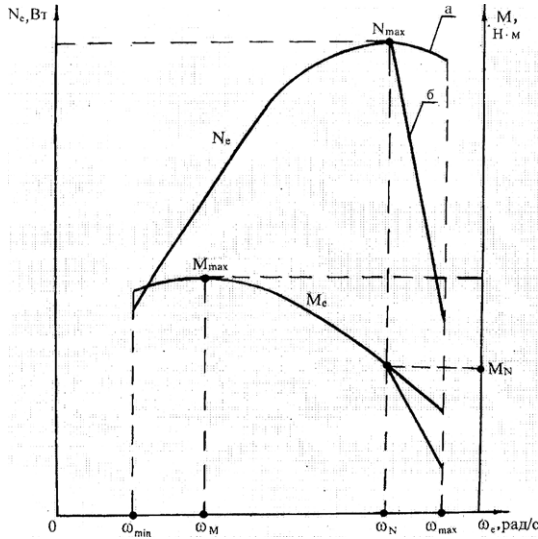


Рис. 1.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя:
а – без регуляторной ветви; б – с регуляторной ветвью

Далее находят максимальную мощность двигателя в зависимости от его типа по формуле

$$N_{\max} = \frac{N_V}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (1.4)$$

где a, b, c – эмпирические коэффициенты, приведенные в табл. 1.6;
 $\lambda = \omega_{\max} / \omega_N$:

- для легковых автомобилей с бензиновыми двигателями $\lambda = 0,9-1,15$;
- для грузовых автомобилей с бензиновыми двигателями $\lambda = 0,9-1,0$;
- для автомобилей с дизельными двигателями $\lambda = 1,0$.

Таблица 1.6

Значения коэффициентов для расчета внешней скоростной характеристики

Тип двигателя	a	b	c
Бензиновый	1	1	1
Дизельный четырехтактный	0,53	1,56	1,09

По полученным значениям N_{\max} , N_V и формуле (1.5) рассчитывают скоростную характеристику двигателя:

$$N_e = N_{\max} \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (1.5)$$

где ω_e – текущие значения угловой скорости коленчатого вала, рад/с; N_e – текущее значение эффективной мощности двигателя, Вт.

Для построения кривой эффективного момента M_e (в Нм) применяют формулу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}. \quad (1.6)$$

Следует иметь в виду, что угловая скорость коленчатого вала изменяется от некоторого значения ω_{\min} , соответствующего оборотам холостого хода двигателя, до ω_{\max} . Принимая $\omega_{\min} = 80 \dots 100$ рад/с и выбрав 5–8 значений в диапазоне $\omega_{\min} \dots \omega_{\max}$, рассчитывают зависимости $N_e(\omega_e)$ и $M_e(\omega_e)$. Результаты расчетов сводят в таблицу и представляют в виде графика.

На рис. 1.1 применены обозначения: ω_{\min} – минимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя; ω_N – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальном значении мощности $N_e = N_{\max}$; ω_M – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальном значении момента $M_e = M_{\max}$.

При анализе полученных параметров двигателя решается вопрос о возможности применения на проектируемом автомобиле двигателя, выпускаемого промышленностью.

При использовании данных следует иметь в виду, что в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81 двигатель на стенде испытывают без глушителя, а также без генератора и других потребителей мощности. Вследствие этого мощность и момент, указываемые

в заводских характеристиках, на 10...20 % больше соответствующих параметров двигателя, установленного на автомобиле. Стендовые данные для двигателя проектируемого автомобиля

$$N_{\text{ст}} = (1,10...1,20)N_{\text{max}}; \quad M_{\text{ст}} = (1,10...1,20)M_{\text{max}}, \quad (1.7)$$

где $N_{\text{ст}}$ и $M_{\text{ст}}$ – стендовые мощность и момент двигателя проектируемого автомобиля; M_{max} – максимальное значение момента, получаемое с внешней скоростной характеристики двигателя (рис. 1.1).

1.5. Определение передаточных чисел коробки передач и раздаточной коробки

Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению ψ_{max} или максимальному динамическому фактору на первой передаче D_{max} .

Для обеспечения возможности движения автомобиля в этих условиях тяговая сила на ведущих колесах F_T должна быть больше силы сопротивления дороги F_d , т. е.

$$\frac{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_{k1} \cdot U_p}{r_k} \geq G_a \cdot \psi_{\text{max}}, \quad \text{или} \quad U_{k1} \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\text{max}} \cdot r_k}{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_p}, \quad (1.8)$$

где U_0 – передаточное число главной передачи; U_{k1} – передаточное число коробки передач при включенной первой передаче; U_p – передаточное число дополнительного редуктора, если он есть. Следует заметить, что неравенство получено по уравнению тягового баланса (см. 1.14) при отсутствии сил сопротивления воздуха и сопротивления разгону автомобиля ($F_{\text{в}} = 0$; $F_{\text{и}} = 0$).

Во избежание буксования ведущих колес тяговая сила на первой передаче должна быть меньше силы сцепления колес с дорогой:

$$\frac{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_{k1} \cdot U_p}{r_k} \geq G_{\text{сц}} \cdot \varphi, \quad \text{или} \quad U_{k1} \geq \frac{G_a \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0 \cdot U_p}, \quad (1.9)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля, Н; φ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой.

Выбранное передаточное число U_{k1} должно удовлетворять неравенствам (1.8) и (1.9); можно принимать либо среднее значение из полученных величин, либо максимальное или как у автомобиля-аналога.

Сцепной вес автомобиля $G_{\text{сц}}$ определяется по весу, приходящему на ведущие колеса, с учетом коэффициента перераспределения нагрузки по осям автомобиля при разгоне.

Для полноприводных автомобилей $G_{\text{сц}} = G_a$.

Для автомобилей с приводом на передние или задние колеса

$$G_{\text{сц1}} = m_1 \cdot G_1, \text{ или } G_{\text{сц2}} = m_2 \cdot G_2,$$

где G_1, G_2 – вес, приходящийся соответственно на переднюю и заднюю оси автомобиля; m_1, m_2 – коэффициенты перераспределения нагрузки соответственно на передние и задние колеса.

В расчете можно принять $m_1 = 0,8...0,9$; $m_2 = 1,05...1,12$; $\varphi = 0,8$ (сухое асфальтированное шоссе в хорошем состоянии).

По выбранному U_{k1} и известному значению передаточного числа высшей передачи определяют промежуточные передаточные числа. В основу выбора положено условие постоянства средней мощности в процессе разгона автомобиля на всех передачах в одном и том же интервале частоты вращения коленчатого вала двигателя $\omega_1 - \omega_2$.

При разгоне автомобиля на первой передаче скорость автомобиля изменяется от 0 до V_1 (рис. 1.2). Когда частота вращения коленчатого вала достигнет значения ω_2 , включается вторая передача. Скорость, с которой начинается разгон на второй передаче, примерно равна скорости в конце разгона на первой передаче, то есть $V_1 = V_{II}$.

Скорость в конце разгона на первой передаче $V_1 = \frac{r_k \cdot \omega_2}{U_{k1} \cdot U_0}$ и в начале разгона на второй передаче $V_{II} = \frac{r_k \cdot \omega_1}{U_{kII} \cdot U_0}$. Но так как $V_1 = V_{II}$, то $\frac{\omega_2}{U_{k1}} = \frac{\omega_1}{U_{k2}}$, откуда $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{U_1}{U_2} = \text{const}$.

Продолжая аналогичное рассуждение, для случая разгона автомобиля на третьей передаче получим $\frac{U_{kI}}{U_{kII}} = \frac{U_{kII}}{U_{kIII}} = \frac{U_k}{U_{k+1}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{const}$ – шаг коробки передач.

Таким образом, если разгон автомобиля происходит в одном и том же интервале чисел частоты вращения коленчатого вала двигателя, то передаточные числа коробки передач должны изменяться по закону геометрической прогрессии с введением коэффициента коррекции γ :

$$U_{km} = \gamma^{n-1} \sqrt[n]{U_{k1}^{n-m} U_{kn}^{m-1}}. \quad (1.10)$$

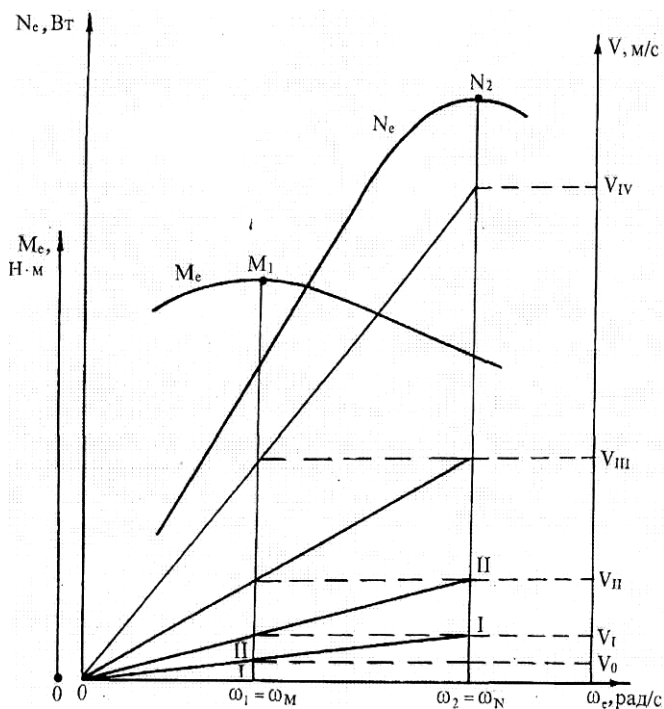


Рис. 1.2. График разгона автомобиля

Численные значения коэффициентов коррекции γ получают на основании статической обработки передаточных чисел коробок передач всех автомобилей отечественного и зарубежного производства.

У грузовых автомобилей передаточное число второй передачи определяют по упрощенной формуле

$$U_{kII} = \gamma_1 U_{kI}, \quad (1.11)$$

в которой $\gamma_1 = 0,5 \pm 0,05$. В этом случае первая передача не входит в ряд передаточных чисел, образующих геометрическую прогрессию, который начинается с U_{kII} . Передаточные числа третьей и последующих ступеней вычисляют по формуле

$$U_{km} = \gamma_2 \sqrt[n-2]{U_{kII}^{n-m-1} U_{kn}^{m-2}}, \quad (1.12)$$

где $\gamma_2 = 0,96 \pm 0,03$.

Передаточные числа промежуточных ступеней коробок передач легковых автомобилей находят по формуле (1.10) при $\gamma = 0,92 \pm 0,08$.

У коробок передач грузовых и легковых автомобилей с повышающей (ускоряющей) высшей передачей, передаточное число последней выбирают не по закону геометрической прогрессии, а из конструктивных соображений. По этой причине в формуле (1.10) число членов ряда равно $n - 1$, а U_{kn} – передаточное число предшествующей высшей передачи, которую довольно часто делают прямой.

С учетом изложенного передаточные числа различных конструктивных схем коробок передач рассчитывают по следующим формулам [4]:

– для 4-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля

$$U_{kI} = U_{k \max}; \quad U_{kII} = \gamma_1 U_{kI}; \quad U_{kIII} = \gamma_2 \sqrt{U_{kII}}; \quad U_{kIV} = 1;$$

– для 5-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля без ускоряющей передачи

$$U_{kI} = U_{k \max}; \quad U_{kII} = \gamma_1 U_{kI}; \quad U_{kIII} = \gamma_2 \sqrt[3]{U_{kII}^2}; \\ U_{kIV} = \gamma_2 \sqrt[3]{U_{kII}}; \quad U_{kV} = 1;$$

– для 5-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля с ускоряющей передачей

$$U_{kI} = U_{k \max}; \quad U_{kII} = \gamma_1 U_{kI}; \quad U_{kIII} = \gamma_2 \sqrt{U_{kII}}; \\ U_{kIV} = 1; \quad U_{kV} = U_{k \min};$$

– для 4-ступенчатой двухвальной коробки передач легкового автомобиля

$$U_{kI} = U_{k \max}; \quad U_{kII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI}^2 U_{kIV}}; \quad U_{kIII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI} U_{kIV}^2}; \quad U_{kIV} = U_{k \min};$$

– для 5-ступенчатой двухвальной коробки передач легкового автомобиля

$$U_{kI} = U_{k \max}; \quad U_{kII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI}^2 U_{kIV}}; \quad U_{kIII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI} U_{kIV}^2}; \\ U_{kIV} = U_{k \min}; \quad U_{kV} = 0,7 \pm 0,1;$$

– для 4-ступенчатой трехвальной коробки передач легкового автомобиля

$$U_{kI} = U_{k \max}; \quad U_{kII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI}^2}; \quad U_{kIII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI}}; \quad U_{kIV} = 1;$$

– для 5-ступенчатой трехвальной коробки передач легкового автомобиля

$$U_{kI} = U_{k \max}; \quad U_{kII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI}^2}; \quad U_{kIII} = \gamma \sqrt[3]{U_{kI}}; \\ U_{kIV} = 1; \quad U_{kV} = 0,7 \pm 0,1.$$

Передаточное число для заднего хода автомобиля определяется во время компоновки коробки передач, обычно $U_{3,x} = (1,2...1,3)U_1$.

У легковых автомобилей применяют коробки передач с 4–6 ступенями. У грузовых автомобилей используют от 5 до 22 ступеней в коробках передач. Передаточные числа, найденные по формулам, являются ориентировочными и при проектировании коробки передач могут несколько изменяться в зависимости от кинематического расчета всех элементов коробки.

При необходимости (по согласованию с преподавателем) в дальнейшем расчете могут быть использованы передаточные числа агрегатов автомобиля-аналога.

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 таким образом, чтобы знаменатель геометрической прогрессии между высшими передачами был меньше, чем между низшими. У большинства выпускаемых в настоящее время автомобилей передаточные числа высших передач сближены на 10...15 % по сравнению с величинами, полученными по закону геометрической прогрессии, а между низшими передачами – увеличены на 10...15 %. Поэтому должно выполняться неравенство

$$\frac{U_{III}}{U_{IV}} \geq \frac{U_{IV}}{U_V} \geq \frac{U_k}{U_{(k+1)}}. \quad (1.13)$$

Расчет передаточного числа понижающей передачи раздаточной коробки можно произвести исходя из условия отсутствия буксования ведущих колес. Для этого используется формула

$$U'_D = \frac{G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{max} \cdot \eta_{тр} \cdot U_0 \cdot U_{kl}}. \quad (1.14)$$

Также рекомендуют проверить выбранное значение передаточного числа низшей передачи по условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения равной 0,5...0,7 м/с.

1.6. Тяговый баланс автомобиля

К данному этапу расчета основные параметры автомобиля уже определены, а перед разработчиком ставится задача получить наглядные графики характеристик проектируемого автомобиля, овладеть методами их анализа и проверить правильность рассчитанных параметров автомобиля. Из уравнения движения автомобиля, связывающего все силы, действующие на автомобиль во время движения, легко получить уравнение силового баланса:

$$F_m = F_d + F_b + F_u, \quad (1.15)$$

где F_m — сила тяги на ведущих колесах; F_d — сила дорожного сопротивления; F_b — сила сопротивления воздуха; F_u — сила сопротивления разгону автомобиля.

Анализ и решение уравнения (1.15) можно провести с помощью графиков тяговой характеристики автомобиля и сил сопротивления движению.

Вначале строят тяговую характеристику автомобиля — зависимость силы тяги на ведущих колесах F_m от скорости автомобиля V для каждой из передач в коробке передач. Силу тяги на разных передачах рассчитывают по формуле

$$F_T = \frac{U_k \cdot U_0 \cdot U_p \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k}, \quad (1.16)$$

где U_k — передаточное число коробки передач; M_e — величина эффективного момента двигателя, Нм.

Рекомендуется пользоваться выбранными выше значениями ω_e (при расчете внешней скоростной характеристики), приводя в соответствие с ними скорости автомобиля на разных передачах:

$$V = \frac{r_k \cdot \omega_e}{U_k \cdot U_0 \cdot U_p}. \quad (1.17)$$

Определив M_e и V для нескольких значений ω_e , по формулам (1.16) и (1.17) находят зависимость силы тяги от скорости автомобиля во всем диапазоне изменения угловой скорости ω_e и момента M_e и строят тяговую характеристику (рис. 1.3).

Параллельно оси V нужно нанести шкалы угловой скорости коленчатого вала двигателя, соответствующие движению автомобиля на различных передачах. Задавшись размерами графика, по значе-

нию максимальной скорости V_{\max} автомобиля определяют длину шкалы скорости. Такой же должна быть и шкала угловых скоростей на высшей передаче (рис. 1.3). При постоянной угловой скорости вала двигателя скорости автомобиля на различных передачах обратно пропорциональны передаточным числам коробки передач (римские цифры в индексе означают передачу в коробке):

$$\frac{U_{II}}{U_I} = \frac{U_I}{U_{II}}; \quad \frac{U_{III}}{U_{II}} = \frac{U_{II}}{U_{III}} \quad \text{и т. д.}$$

Вследствие этого размер одного деления шкалы угловой скорости, например для первой передачи, должен быть в U_I раз меньше размера деления шкалы для прямой передачи.

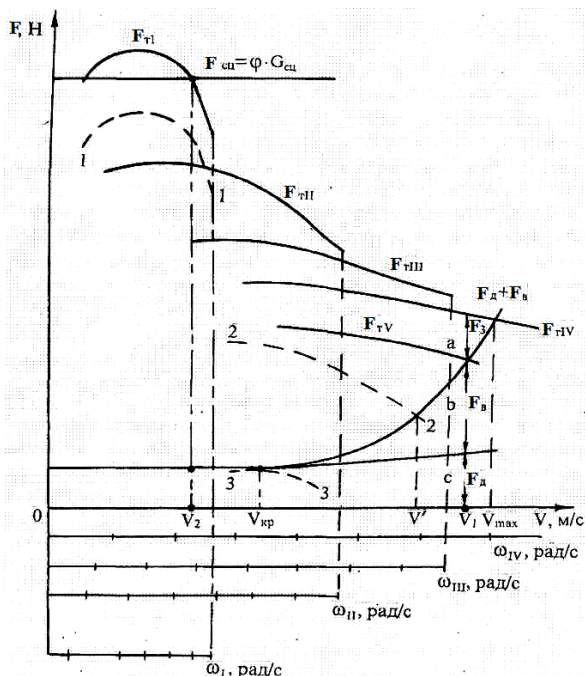


Рис. 1.3. Силовой баланс автомобиля

Взаимодействие автомобиля и дороги сопровождается затратами энергии на подъем автомобиля при движении в гору и необратимыми затратами на деформацию шин и дороги. В связи с этим при-

меняется понятие о силе сопротивления дороги F_d , равной сумме силы сопротивления подъему F_n и силы сопротивления качению F_f :

$$F_d = F_n + F_f; \quad F_n = G_a \cdot \sin \alpha_d; \quad (1.18)$$

$$F_f = G_a \cdot \cos \alpha_d \cdot f, \quad (1.19)$$

где α_d — крутизна подъема, град.

При небольших α_d , характерных для большинства автомобильных дорог, считают

$$\sin \alpha_d \approx \operatorname{tg} \alpha_d = i; \quad \cos \alpha_d \approx 1.$$

Тогда выражения (1.18) и (1.19) используются в виде

$$F_n = G_a \cdot i; \quad F_f = G_a \cdot f; \quad (1.20)$$

$$F_d = G_a \cdot (i + f) = G_a \cdot \Psi, \quad (1.21)$$

где Ψ — коэффициент суммарного сопротивления дороги; i — уклон дороги; f — коэффициент сопротивления качению (см. п. 1.2).

При движении автомобиль преодолевает силу сопротивления воздуха F_b , которую определяют по формуле

$$F_b = \frac{1}{2} C_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2. \quad (1.22)$$

Для построения силового баланса при движении автомобиля по горизонтальной дороге ($i = 0$) рассчитывают силы сопротивления движению по (1.21) и (1.22). Результаты расчетов сводят в таблицу и представляют в виде графика. На рис. 1.3 в том же масштабе, что и для силы тяги, откладывают значения F_d .

Значения силы сопротивления воздуха F_b откладывают вверх от соответствующих значений силы F_d . Кривая суммарного сопротивления $F_d + F_b$ определяет силу тяги, необходимую для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если кривая F_T проходит выше кривой $F_d + F_b$, то отрезки F_3 , 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 F_T и $F_d + F_b$, когда запас

силы тяги, а следовательно, и ускорение равны нулю. Если кривая F_T проходит ниже кривой $F_d + F_b$, то автомобиль может двигаться только замедленно.

Для определения максимального сопротивления дороги, которое может преодолеть автомобиль при равномерном движении, например, со скоростью V_1 на четвертой передаче, нужно из ординаты F_T вычесть отрезок ab , равный в выбранном масштабе силе F_b при скорости V_1 . Сумма отрезков F_3 и bc в том же масштабе представляет собой силу F_d при максимальном сопротивлении дороги Ψ_{\max} .

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, нужно, определив для заданного коэффициента сцепления ϕ силу сцепления ($F_{\text{сц}} = G_{\text{сц}} \cdot \phi$), провести горизонтальную линию, как показано на рис. 1.3.

В зоне, расположенной ниже этой линии, соблюдается условие $F_T \leq F_{\text{сц}}$, а в зоне выше нее длительное движение автомобиля невозможно. Для рассматриваемого примера безостановочное движение автомобиля на четвертой, третьей и второй передачах возможно во всем интервале скоростей от минимальной до максимальной. На первой передаче движение автомобиля без буксования колес при полной нагрузке двигателя возможно лишь со скоростью, большей или равной скорости V_2 . Для движения на первой передаче со скоростью, которая меньше скорости V_2 , необходимо прикрыть дроссельную заслонку (уменьшить подачу топлива), чтобы уменьшить силу тяги. При этом осуществляется переход на частичную характеристику двигателя, что соответствует, например, линии 1–1 на рис. 1.3.

Движение на частных характеристиках позволяет автомобилю двигаться не ускоряясь на любой передаче и скорости $V_{\min} < V < V_{\max}$. Например, при скорости V' , определяемой точкой пересечения кривой 2–2 (полученной на частичной характеристике двигателя) и кривой сил сопротивлений движению, запас тяги $F_3 = 0$. Следовательно, $V' = \text{const}$.

Минимальная скорость движения на данной передаче $V_{\text{кр}}$ (см. рис. 1.3) определяется по точке A , имеющей общую касательную к кривой минимальной силы тяги и кривой $F_d + F_b$.

1.7. Динамическая характеристика автомобиля

Динамическим фактором D автомобиля называют отношение разности силы тяги и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля:

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a}. \quad (1.23)$$

По формуле (1.23) и по данным силового баланса рассчитывают и строят динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля. Данные расчета заносят в таблицу и представляют графически (рис. 1.4).

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения автомобиля, уравнение силового баланса записывают следующим образом:

$$F_T - F_B = F_d - F_{и}, \quad (1.24)$$

а выражение (1.23) – в виде

$$D = \frac{F_d - F_{и}}{G_a}, \quad (1.25)$$

где $F_{и}$ – сила сопротивления разгону автомобиля (сила инерции). Так как

$$F_{и} = \frac{G_a}{g} \cdot j \cdot \delta_{вр}, \quad (1.26)$$

получают удобное для анализа выражение

$$D = \Psi + \frac{j}{g} \cdot \delta_{вр}, \quad (1.27)$$

где Ψ – коэффициент сопротивления дороги; j – ускорение автомобиля, м/с²; $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс (1.32).

При равномерном движении ускорение j равно нулю, следовательно, динамический фактор определяет коэффициент сопротивления дороги Ψ . Так, динамический фактор D при максимальной скорости определяет сопротивление дороги Ψ_v , которое автомобиль может при этой скорости преодолеть (рис. 1.4).

Максимальный динамический фактор D_{\max} соответствует наибольшему дорожному сопротивлению, характеризуемому коэффициентом Ψ_{\max} и преодолеваемому автомобилем на 1-й передаче. Величины V_{\max} , D_{\max} и D_v являются основными показателями динамичности автомобиля при равномерном движении.

Из выражения (1.27) следует, что для длительного безостановочного движения необходимо соблюдение условия $D \geq \Psi$.

Чтобы учесть влияние буксования ведущих колес, определяют динамический фактор по сцеплению:

$$D_{\text{сц}} = \frac{F_{\text{сц}} - F_{\text{в}}}{G_a} \approx \frac{Z \cdot \varphi}{G_a}, \quad (1.28)$$

где Z – вертикальная реакция на ведущих колесах; $Z = G_a \cdot \cos \alpha_d$ – для полноприводных автомобилей; $Z = G_2 \cdot m_2$ – для заднеприводных автомобилей; $Z = G_1 \cdot m_1$ – для переднеприводных.

Для расчета принимают $F_{\text{в}} = 0$; $\alpha_d = 0$ (горизонтальная дорога). Длительное движение без буксования ведущих колес возможно при условии

$$D_{\text{сц}} \geq D. \quad (1.29)$$

С учетом выражения (1.27) записывают общее условие возможности движения автомобиля:

$$D_{\text{сц}} \geq D \geq \Psi. \quad (1.30)$$

При анализе динамической характеристики [6] сопоставляют величины динамических факторов, рассчитанных по условиям сцепления, с коэффициентом сопротивления дороги Ψ . Например, для определения максимальной скорости V_{max} автомобиля на участке дороги, который характеризуется постоянным коэффициентом Ψ , нужно по оси ординат динамической характеристики отложить его величину в том же масштабе, что и масштаб динамического фактора, и провести прямую, параллельную оси абсцисс.

Если линия Ψ_1 (прямая 1–1 на рис. 1.4, а) пересекает кривую динамического фактора, то максимальная скорость равна V_1 , так как при этой скорости соблюдается условие $D = \Psi$. Если кривая динамического фактора проходит выше линии Ψ_2 (прямая 2–2), то равномерное движение автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке невозможно, так как динамический фактор даже на высшей передаче во всём диапазоне скоростей больше коэффициента Ψ_2 , и происходит разгон автомобиля. Чтобы обеспечить равномерное движение, водитель в этом случае должен прикрыть дроссельную заслонку (уменьшить подачу топлива).

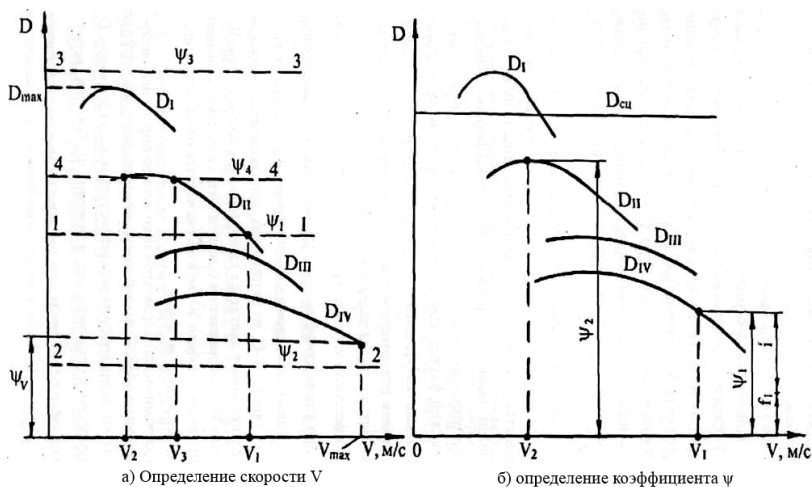


Рис. 1.4. Динамическая характеристика автомобиля

Линия 3—3 соответствует случаю, когда $D < \Psi_3$. Движение с постоянной скоростью при таком коэффициенте Ψ_3 невозможно, и автомобиль может двигаться только замедленно. Если прямая Ψ_4 пересекает кривую в двух точках (линия 4—4), то автомобиль при полностью открытой дроссельной заслонке может двигаться равномерно как со скоростью V_2 , так и со скоростью V_3 . Для движения с постоянной скоростью, большей скорости V_2 и меньшей скорости V_3 , нужно уменьшить мощность двигателя, прикрыв дроссельную заслонку.

С помощью динамической характеристики можно определить коэффициент сопротивления дороги при движении автомобиля с заданной скоростью. Для этого по динамической характеристике находят величину D при указанной скорости, а следовательно, и значение Ψ . Так, при скорости V_1 (рис. 1.46) коэффициент сопротивления дороги равен Ψ_1 , а при скорости V_2 он равен Ψ_2 . Если известен коэффициент сопротивления качению f , то, определив значение Ψ , можно найти максимальный угол подъема, преодолеваемого автомобилем. Например, если коэффициент сопротивления качению принят постоянным и равным f_1 , то при движении со скоростью V_1 , автомобиль преодолевает подъем, уклон которого $i = \Psi_1 - f_1$.

Наибольшее значение коэффициент Ψ имеет при максимальном динамическом факторе D . Поэтому для определения Ψ_{\max} нуж-

но провести прямую, параллельную оси абсцисс и касательную к кривой динамического фактора на данной передаче. Отрезок, отсекаемый этой прямой на оси ординат, характеризует величину D_{\max} , а также и Ψ_{\max} .

1.8. Разгон автомобиля

1.8.1. Ускорение при разгоне

Ускорение во время разгона определяют для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге ($i = 0$) с твердым покрытием хорошего качества при максимальном использовании мощности двигателя и при отсутствии буксования ведущих колес. Ускорение находят из выражения

$$J = (D - f) \cdot g / \delta_{\text{вр}}, \quad (1.31)$$

откуда

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + \frac{(I_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_{\text{тр}}^2 \cdot I_{\text{к}}) \cdot g}{G_{\text{а}} \cdot r_{\text{к}}^2}, \quad (1.32)$$

где $I_{\text{м}}$ – момент инерции вращающихся частей двигателя, кг·м²; $U_{\text{тр}} = U_0 \cdot U_{\text{п}} \cdot U_{\text{к}}$ – передаточное число трансмиссии; $I_{\text{к}}$ – суммарный момент инерции ведущих колес, кг·м².

Если точное значение $I_{\text{м}}$ и $I_{\text{к}}$ неизвестно, то $\delta_{\text{вр}}$ определяют по формуле

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{\text{к}}^2), \quad (1.33)$$

где δ_1 – коэффициент учета вращающихся масс колес; δ_2 – коэффициент учета вращающихся масс двигателя: $\delta_1 = \delta_2 = 0,03 \div 0,05$; $U_{\text{к}}$ – передаточное число коробки передач на данной передаче.

По формуле (1.31) определяют ускорение разгона, вносят результаты в таблицу и строят график зависимости $j = f(v)$ (рис. 1.5). Примерные значения максимальных ускорений на различных передачах приведены в табл. 1.7.

Затем требуется построить зависимость обратных ускорений ($1/j$) от скорости V . Поскольку при скоростях V , близких к максимальной, ускорение j стремится к нулю, то для расчета обратных ускорений ограничиваются скоростью $V = (0,8 \dots 0,9) V_{\text{max}}$ (рис. 1.6).

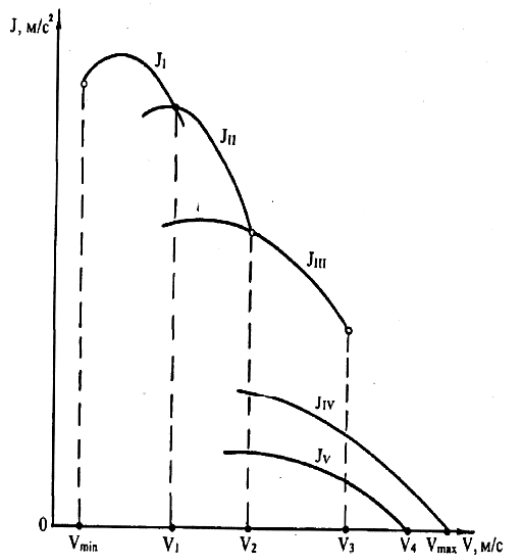


Рис. 1.5. Ускорения автомобиля

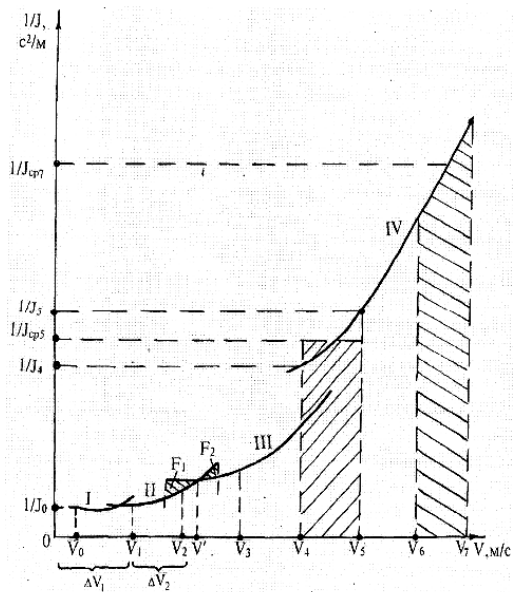


Рис. 1.6. Обратные ускорения автомобиля

График обратных ускорений используют для определения зависимости времени разгона от скорости движения автомобиля. Время разгона в определенном интервале скоростей, например $V_6 - V_7$ (рис. 1.6), пропорционально величине площади, лежащей под кривой $(1/j)$ и ограниченной линиями $V = V_6$ и $V = V_7$. Такая площадь (с учетом масштаба графика), как известно, равна интегралу:

$$\Delta t = \int_{V_6}^{V_7} \frac{1}{j} \cdot d_v. \quad (1.34)$$

Таблица 1.7

Максимальные ускорения на различных передачах

Тип автомобиля	Ускорение на 1-й передаче, м/с ²	Ускорение на высшей передаче, м/с ²
Легковые	2,5...3,5	0,80...1,2
Грузовые	1,7...2,0	0,25...0,50
Автобусы	1,8...2,3	0,40...0,80
Автопоезда	1,0...1,2	0,20...0,50

Прием интегрирования кривой обратных ускорений позволяет выбрать теоретически скорости переключения передач. Например, переключение передач со 2-й на 3-ю следует произвести при $V = V'$ (рис. 1.6), так как в этом случае суммарная площадь под кривой $(1/j)$ не будет включать площади F_1 и F_2 , что приведет к уменьшению времени разгона автомобиля.

1.8.2. Время и путь разгона

Время и путь разгона автомобиля можно определить графоаналитическим способом (рис. 1.6). Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин, например,

$$\Delta t = \int_{V_6}^{V_7} \frac{1}{j} \cdot d_v \approx (1/j_{cp})_7 \cdot (V_7 - V_6). \quad (1.35)$$

С этой целью кривую обратных ускорений разбивают на интервалы, как показано на рис. 1.6, и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = \text{const}$, которому соответствуют значения $(1/j_{cp})_k = \text{const}$. Эти величины можно определить следующим образом:

$$\left(\frac{1}{j_{\text{cp}}}\right)_k = \frac{\left(\frac{1}{j}\right)_{k-1} + \left(\frac{1}{j}\right)_k}{2}, \quad (1.36)$$

где k – порядковый номер интервала; $k = 1 \dots n$; $n = 8 \dots 10$.

Заменяя точное значение площади под кривой обратных ускорений в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $(1/j_{\text{cp}})_k$, переходим к приближенному интегрированию:

$$\Delta t = \left(\frac{1}{j_{\text{cp}}}\right)_k \cdot (V_k - V_{k-1}); \quad (1.37)$$

$$t_i = \Delta t_1; \quad t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2; \quad t_n = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n \equiv \sum_{k=1}^n \Delta t_k, \quad (1.38)$$

где t_1 – время разгона от скорости V_0 до скорости V_1 ; t_2 – время разгона до скорости V_2 ; t_n – время разгона до скорости V_n ; V_0 – минимальная устойчивая скорость автомобиля.

Например, пусть $V_4 = 10$ м/с; $V_5 = 15$ м/с (рис. 1.6); $(1/j_{\text{cp}})_5 = 0,8$ с²/м, а $j_{\text{cp}} = 1,25$ м/с², тогда $\Delta t_1 = 0,8(15-10) = 4$ с.

На практике наиболее интересен случай разгона автомобиля с места. Не вдаваясь в подробности процесса пробуксовки сцепления в этой ситуации, можно провести горизонтальную линию через от точки $[(1/j_0); V_0]$ (рис. 1.6) до пересечения с осью ординат. В этом случае t_n определяет время разгона автомобиля с места до скорости V_0 и рассчитывается по площади прямоугольника со сторонами $1/j_0$, V_0 .

Результаты расчета сводятся в таблицу и представляются в виде графика (рис. 1.7).

Аналогичным образом проводится графическое интегрирование зависимости $t = f(V)$ для получения зависимости пути разгона S от скорости автомобиля (рис. 1.7).

В данном случае кривая разбивается на интервалы по времени, для каждого из которых находятся соответствующие значения $V_{\text{cp}k}$.

Площадь элементарного прямоугольника, например в интервале Δt_5 , есть путь, который проходит автомобиль от отметки t_4 до отметки t_5 , двигаясь с постоянной скоростью $V_{\text{cp}5}$.

Величина площади элементарного прямоугольника определяется следующим образом:

$$\Delta S_k = V_{\text{cp}k} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{\text{cp}k} \cdot \Delta t_k, \quad (1.39)$$

где $k = 1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно, но считается удобным для расчета, когда $m = n$.

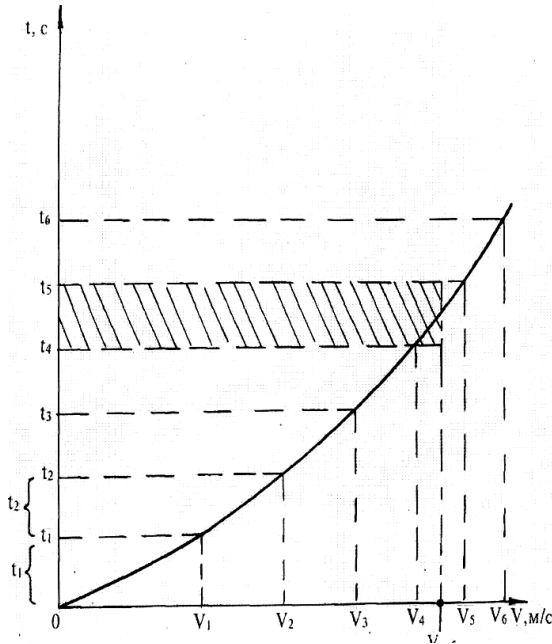


Рис. 1.7. Время разгона автомобиля

Например (рис. 1.7), если $V_{\text{сп5}} = 12,5 \text{ м/с}$; $t_4 = 10 \text{ с}$; $t_5 = 14 \text{ с}$, то $\Delta S_5 = 12,5 \cdot (14 - 10) = 50 \text{ м}$.

Путь разгона от скорости V_0 до скорости V_1 :

$$S_1 = \Delta S_1;$$

до скорости V_2 :

$$S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2;$$

до скорости V_n :

$$S_n = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n = \sum_{k=1}^n \Delta S_k. \quad (1.40)$$

Результаты расчета заносятся в таблицу и представляются в виде графика (рис. 1.8).

По результатам расчета строится график интенсивности разгона или график зависимости времени t от пути S разгона автомобиля (рис. 1.9).

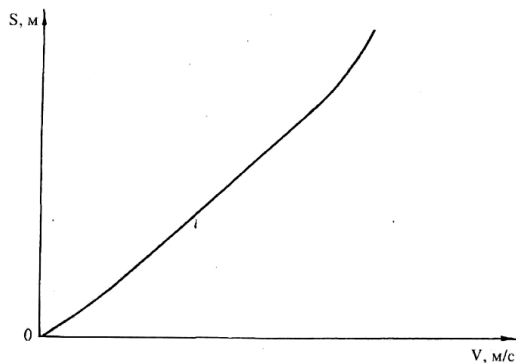


Рис. 1.8. Путь разгона автомобиля

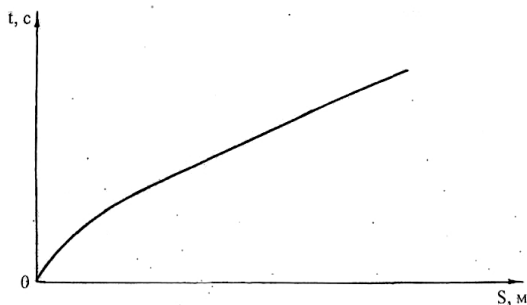


Рис.1.9. График интенсивности разгона

1.9. Мощностной баланс автомобиля

По аналогии с уравнением силового баланса (1.15) записывается уравнение мощностного баланса:

$$N_T = N_c - N_{тр} = N_f + N_{п} + N_B + N_{и}, \quad (1.41)$$

где N_T – тяговая мощность, или мощность, подводимая к ведущим колесам; $N_{тр}$ – мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии; $N_f = F_f \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления качению колес; $N_{п} = F_{п} \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления подъему; $N_B = F_B \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление силы сопротивления воздуха; $N_{и} = F_{и} \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление силы инерции

автомобиля; $N_f + N_{\text{п}} = N_{\text{д}} = F_{\text{д}} \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления дороги.

Сначала рассчитывают мощностной баланс для передачи, на которой обеспечивается максимальная скорость автомобиля. Для выбранных ранее интервалов по угловой скорости коленчатого вала двигателя и скорости автомобиля рассчитывают мощностной баланс и заполняют таблицу. Затем в координатах N – V строят скоростную характеристику (рис. 1.10, *a*). Ниже кривой $N_{\text{с}}(V)$ строят кривую $N_{\text{т}} = N_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{тр}}$; затем наносят кривую мощности $N_{\text{д}}$.

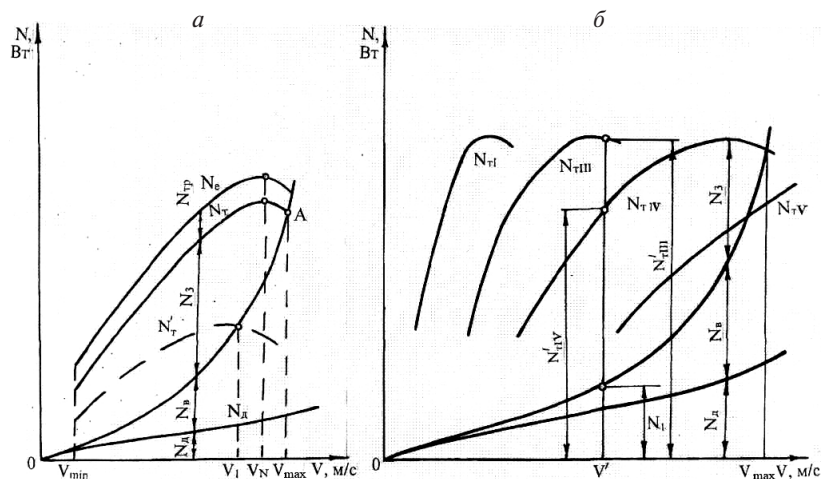


Рис. 1.10. Мощностной баланс автомобиля:
a – на передаче, обеспечивающей V_{max} автомобиля;
б – на различных передачах

Вверх от кривой $N_{\text{д}}$ откладывают значения мощности сопротивления воздуха $N_{\text{в}}$ (см. кривую $N_{\text{д}} + N_{\text{в}}$). Отрезки ординат между кривой $N_{\text{д}} + N_{\text{в}}$ и осью абсцисс определяют собой суммарную мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Отрезки мощности N_3 , заключенные между кривыми $N_{\text{т}}$ и $N_{\text{д}} + N_{\text{в}}$, характеризуют запас мощности, который может быть использован для преодоления повышенного сопротивления дороги или разгона автомобиля.

При равномерном движении автомобиля мощность $N_{\text{т}}$ 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_d и N_b (точка A). Для равномерного движения автомобиля по той же дороге со скоростью, меньшей V_{\max} , водитель должен прикрыть дроссельную заслонку (уменьшить подачу топлива). Например, для движения со скоростью V_1 заслонку нужно прикрыть так, чтобы мощность N_T изменялась по кривой, показанной на рис. 1.10, a , штриховой линией.

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 (рис. 1.10, b). При изменении передаточного числа коробки передач U_k изменяется лишь скорость автомобиля; мощность N_e , а также мощность N_T , если не учитывать изменения КПД трансмиссии на различных передачах, остаются без изменений.

При анализе мощностного баланса необходимо уметь рассчитывать степень использования мощности двигателя I . Под I подразумевается отношение мощности, необходимой для движения автомобиля, к мощности на ведущих колесах.

При равномерном движении

$$I = \frac{I_d + N_b}{N_T}. \quad (1.42)$$

Чем меньше коэффициент Ψ на данной скорости автомобиля и чем больше передаточное число U , тем хуже используется мощность двигателя, тем меньше I . Например, при скорости, равной V' (см. рис. 1.10, b), суммарная мощность сопротивления дороги и воздуха равна N_1 . Степень использования мощности на четвертой передаче $I_4 = N_1/N'_{IV}$, а на третьей передаче $I_3 = N_1/N'_{III}$, но так как $N'_{III} > N'_{IV}$ то $I_3 < I_4$.

Контрольные вопросы

1. Как рассчитывается мощность двигателя?
2. Что такое внешняя скоростная характеристика двигателя?
3. Как рассчитывается передаточное число главной передачи?
4. Как рассчитывается передаточное число первой передачи коробки передач?
5. Назовите показатели тягово-скоростных свойств автомобиля.
6. Что такое тяговая характеристика автомобиля?
7. Что такое динамический фактор автомобиля и от каких параметров автомобиля он зависит?
8. Как определить ускорение автомобиля? Каковы примерные максимальные ускорения автомобилей различных типов?
9. Объясните, как рассчитываются время и путь разгона автомобиля.
10. По каким графикам можно определить максимальную скорость автомобиля?
11. Как можно определить максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем?
12. Что собой представляет уравнение мощностного баланса автомобиля?
13. Что такое степень использования мощности двигателя?

2. РАСЧЕТ ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Для получения топливно-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной [4].

Совершенство конструкции автомобиля оценивают по расходу топлива Q (л), отнесенному к длине пройденного пути (пробегу) S (км). Путевой расход топлива при пробеге автомобиля 100 км (л):

$$q_{\text{п}} = 100 \cdot Q/S. \quad (2.1)$$

Измерителем топливной экономичности автомобильного двигателя служат часовой расход топлива $G_{\text{т}}$ (кг/ч) и удельный эффективный расход топлива $g_{\text{е}}$ [г/(кВт·ч)]:

$$G_{\text{т}} = g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}}/10^6. \quad (2.2)$$

Путевой расход топлива в литрах на 100 км пути $q_{\text{п}}$ выражается через удельный эффективный расход топлива $g_{\text{е}}$ [г/(кВт·ч)]:

$$q_{\text{п}} = \frac{g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}}}{36 \cdot \rho_{\text{т}} \cdot V}, \quad (2.3)$$

где $\rho_{\text{т}}$ — плотность топлива, кг/л; V — скорость автомобиля, м/с. Для бензина $\rho_{\text{т}} = 0,71...0,73$ кг/л, а для дизельного топлива $0,83...0,87$ кг/л.

Эффективность мощности $N_{\text{е}}$ в (2.3) может быть выражена из мощностного баланса:

$$q_{\text{п}} = \frac{g_{\text{е}}}{36000 \cdot \rho_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{тп}}} \cdot (N_{\text{д}} + N_{\text{в}} + N_{\text{и}}). \quad (2.4)$$

Чтобы определить расход топлива в определенных дорожных условиях, необходимо располагать экспериментальным графиком — нагрузочной характеристикой двигателя. Если экспериментальных данных нет, то можно воспользоваться следующей приближенной методикой, для чего определяют эффективный расход топлива (г/кВт·ч) по формуле

$$g_{\text{е}} = k_{\text{ск}} \cdot k_{\text{и}} \cdot g_{\text{е min}} \cdot 1,1, \quad (2.5)$$

где $k_{\text{ск}}$ и $k_{\text{и}}$ — коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины $g_{\text{е}}$ в зависимости от $\omega_{\text{е}}$ и I двигателя; $g_{\text{е min}}$ — минимальный удельный эффективный расход топлива (г/кВт·ч). Для карбюра-

торных двигателей и двигателей со впрыском $g_{e \min} = 290 \dots 380$ г/кВт·ч, а для дизельных двигателей $g_{e \min} = 230 \dots 290$ г/кВт·ч.

Примерные значения коэффициента $k_{и}$ приведены на рис. 2.1, а, на котором штриховая линия характеризует изменение этого коэффициента для карбюраторных двигателей, а сплошная — для дизелей. Кривая $k_{ск}$ (рис. 2.1, б) относится к двигателям обоих типов.

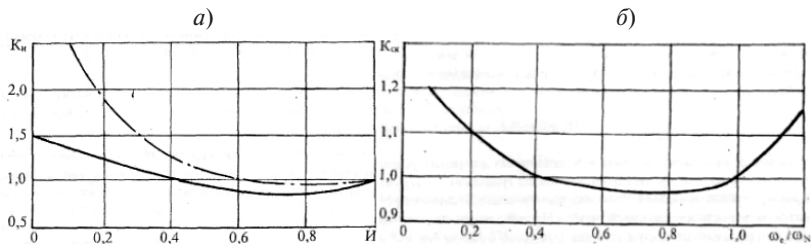


Рис. 2.1. Графики к расчету топливно-экономической характеристики:
а — изменение коэффициента $k_{и}$; б — изменение коэффициента $k_{ск}$

Согласно уравнениям (2.4) и (2.5) при $F_{п} = 0$ можно записать

$$q_{п} = \frac{k_{ск} \cdot k_{и} \cdot (F_{д} + F_{в}) \cdot g_{e \min} \cdot 1,1}{36000 \cdot \rho_{т} \cdot \eta_{тп}}. \quad (2.6)$$

Для расчета топливно-экономической характеристики используется рассчитанный ранее мощностной баланс на высшей передаче. Дополнительно строятся кривые мощностей $N_{д}'$ и $N_{д}''$, соответствующие повышенным коэффициентам дорожного сопротивления Ψ' и Ψ'' (рис. 2.2).

В расчете можно принять $f_0' = 1,5 \cdot f_0$; $f_0'' = 2 \cdot f_0$.

Разделив диапазон изменения скорости на высшей передаче от V_{\min} до V_{\max} на несколько интервалов, для каждого значения скорости определяют отношение V/V_N (или $\omega_{\epsilon}/\omega_N$) и с помощью графика (рис. 2.1, б) находят значение $k_{ск}$. Для каждого значения V (или ω_{ϵ}) по графику мощностного баланса определяют значения $N_{т}$ и $N_{д} + N_{в}$. Затем находят $И$ при заданном коэффициенте Ψ , а далее по графику на рис. 2.1, а, определяют коэффициент $k_{и}$. Подставляя найденные значения $k_{ск}$ и $k_{и}$ в формулу (2.6), вычисляют расход топлива $q_{п}$ при движении автомобиля по дороге с данным коэффициентом Ψ . Повторив расчеты для других его значений, строят топливно-экономическую характеристику автомобиля.

Топливо-экономическая характеристика автомобиля позволяет определить расход топлива в зависимости от изменения скорости движения. Она представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля V (рис. 2.2). Этот график характеризует топливную экономичность автомобиля при равномерном движении и позволяет определить расход топлива по известным величинам V и Ψ . Например, при движении автомобиля со скоростью V_1 по дороге, качество которой характеризуется коэффициентом Ψ_1 , расход топлива равен $q_{п1}$.

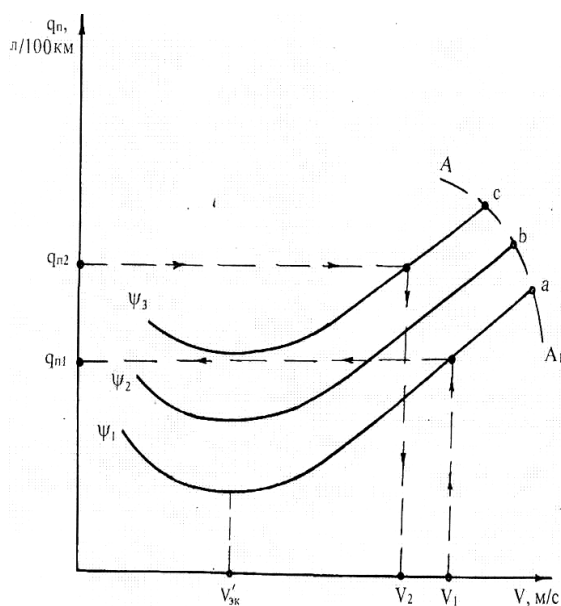


Рис. 2.2. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Можно решить и обратную задачу: определить максимально возможную скорость, которую может развивать автомобиль при данном расходе топлива. Так, если расход топлива не должен превышать $q_{п2}$, то на дороге с коэффициентом сопротивления Ψ_3 скорость автомобиля не должна превышать V_2 . Задачи подобного рода возникают при выявлении экономически целесообразной скорости движения автомобиля на автомагистралях.

Каждая кривая графика имеет характерные точки. Одна из них определяет минимальный расход топлива при движении на дороге с данным коэффициентом Ψ (например, q_{\min} при Ψ_1). Скорость $V'_{\text{эк}}$, соответствующую этому расходу, называют экономической. Другая (конечная) точка кривой определяет расход топлива при полной нагрузке двигателя, что соответствует скорости движения, максимально возможной при данном коэффициенте Ψ (точки a, b, c). Огибающая кривая AA_1 , проведенная через эти точки, представляет собой изменение путевого расхода топлива в зависимости от скорости при полной нагрузке двигателя.

Показателем топливной экономичности автомобиля служит минимальный путевой расход топлива, соответствующий скорости при испытаниях автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием. Указываемый в технических характеристиках автомобилей контрольный расход топлива практически мало отличается от минимального расхода топлива.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют измерители топливной экономичности автомобиля?
2. Какие существуют показатели топливной экономичности автомобиля?
3. Поясните методику расчета расхода топлива при установившемся движении автомобиля.
4. Поясните методику расчета расхода топлива при неустановившемся движении автомобиля.
5. Как влияет изменение полной массы автомобиля на расход топлива?
6. Как влияет на расход топлива изменение сопротивления качению автомобиля?
7. Как влияет на расход топлива изменение аэродинамического сопротивления автомобиля?
8. Как влияют на расход топлива передаточное число главной передачи и количество передач в коробке передач?
9. Как влияют на расход топлива параметры окружающей среды?
10. Как влияет на расход топлива стиль вождения автомобиля?

3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Механическая шестеренчатая передача имеет ряд существенных недостатков:

- 1) необходимость ручного переключения усложняет работу водителя, особенно в условиях интенсивного городского движения, и понижает безопасность движения;
- 2) двигатель не всегда работает в выгодных режимах. В результате не обеспечиваются наиболее высокие тяговые качества и топливная экономичность автомобиля.

Гидромеханическая передача, обычно состоящая из гидромуфты или гидродинамического трансформатора (гидротрансформатора) и ступенчатой шестеренчатой коробки передач, обладает следующими преимуществами по сравнению с обычной шестеренчатой коробкой передач:

- существенно облегчает управление автомобилем за счет непрерывного автоматического бесступенчатого изменения крутящего момента на ведущих колесах в зависимости от сопротивления движению;
- улучшает комфортабельность автомобиля за счет увеличения пространства салона из-за отсутствия рычага переключения передач;
- способствует повышению безопасности движения, так как водитель, благодаря отсутствию рычага переключения передач, имеет большую возможность контролировать ситуацию на дороге;
- повышает проходимость автомобиля вследствие плавного подведения крутящего момента к ведущим колесам при трогании автомобиля с места и при переключении передач без разрыва потока мощности;
- снижает динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля;
- способствует повышению срока службы трансмиссии и шин автомобиля из-за снижения динамических нагрузок;
- исключает перегрузку двигателя, приводящую к прекращению его работы.

Однако и гидромеханическая передача имеет некоторые недостатки:

- сложность конструкции, высокая стоимость, повышенный вес, некоторое снижение тяговых качеств и топливной экономичности автомобиля;
- недостаточный диапазон изменения крутящего момента за счет преобразующих свойств гидротрансформатора делает необходимой установку механической коробки передач с автоматическим переключением передач в зависимости от скорости движения и нагрузки двигателя.

3.1. Гидродинамическое сцепление (гидромуфта)

Впервые применить гидромуфту на автомобиле в качестве автоматического сцепления предложил английский инженер Гарольд Синклер в начале 20-х годов [5].

С 1930 года гидромуфты нашли применение на легковых автомобилях и автобусах в Англии, где фирма Daimler начала промышленный запуск гидромуфт типа fluid flywheel. Почти десятилетием позже новшество получило признание в США, где оно впервые было применено фирмой Chrysler.

Гидромуфта представляет собой сочетание в одном корпусе двух лопастных гидромашин: центробежного насоса и центроостремительной турбины. Насосное и турбинное колёса имеют лопасти, обычно выполненные плоскими и радиальными, причем число лопастей в насосе несколько отличается от числа лопастей в турбине, чтобы избежать резонансных вибраций. Вал насоса соединен с источником энергии коленчатым валом двигателя *1* (рис. 3.1, *a*), а вал турбины соединен с входным валом трансмиссии *2* и передает крутящий момент без преобразования. Принципиальная схема гидромуфты показана на рис 3.1, *a*.

Рабочее пространство гидромуфты на 80...90 % заполнено турбинным маслом, имеющим малое внутреннее трение и небольшие потери на перемешивание.

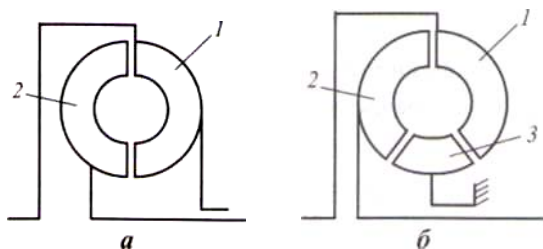


Рис. 3.1. Схемы гидродинамических передач:
a – гидромуфты; *б* – гидротрансформатора;
 1 – насос; 2 – турбина; 3 – реактор

Работой насосного колеса, приводимого во вращение валом двигателя, создается циркуляция масла между его лопатками, направленная от оси вращения к периферии, где оно попадает с лопаток насоса на лопатки турбины. Масло, выходя из межлопастных каналов насосного колеса, попадает в межлопастные каналы турбинного колеса. Пройдя их, оно вновь попадает в межлопастные каналы насосного колеса. Образуется замкнутый кольцевой поток масла, движущийся по межлопастным каналам с большой скоростью и одновременно вращающийся вместе с насосным (или турбинным) колесом. Масло, получив энергию от лопастей насосного колеса, переносит ее к турбинному колесу и, оказывая силовое воздействие на его лопасти, передает этому колесу крутящий момент. Чем быстрее вращается насосное колесо, тем больший крутящий момент передается гидромуфтой.

Отличительной особенностью работы гидромуфты является пробуксовка колес. Наибольшая пробуксовка – 100 % – при трогании автомобиля с места. Следовательно, несмотря на отсутствие жесткой связи между турбинным и насосным колесами, гидромуфта выполняет функции сцепления, передавая на вал трансмиссии крутящий момент двигателя.

При этом момент на турбинном колесе равен моменту на насосном колесе:

$$M_n = M_t, \quad (3.1)$$

где M_n и M_t – крутящие моменты на насосе и турбине соответственно.

В настоящее время гидромуфты имеют на транспортных средствах ограниченное применение.

3.2. Гидротрансформатор

В начале XX века профессор Герман Фёттингер, работавший над проблемой создания судовых трансмиссий для привода судовых винтов от быстроходных паровых турбин, предложил вместо механического редуктора применить гидродинамический трансформатор крутящего момента, объединив в одном картере центробежный насос и центростремительную турбину и расположив между ними остановленный реактивный элемент [5]. Трансформатор Фёттингера обеспечивал понижение скорости в соотношении 5:1 и имел КПД близкий к 85 %.

На автомобилях гидротрансформаторы появились много позже – в 1928 г. В Швеции фирмой «Льонгстрем» была разработана автомобильная гидродинамическая передача, получившая известность под маркой «Лисхольм-Смит». Передача «Лисхольм-Смит» применялась на грузовых автомобилях и автобусах английской фирмы «Лейланд». Впоследствии эта идея была использована фирмой «Спайсер» при создании передачи для автобусов «Йеллоу-Коуч». Для повышения КПД фирма «Фойт» предложила комбинированную передачу, в которой реактор устанавливался на муфте свободного хода и гидротрансформатор при определенном соотношении частот вращения насосного и турбинного колес превращался в гидромуфту. В середине 30-х годов инженер Ризеллер предложил комбинацию гидродинамического трансформатора крутящего момента и механической ступенчатой коробки передач, что положило начало широкому распространению гидромеханических передач.

В настоящее время из большого числа всевозможных бесступенчатых передач, которые можно было бы применить в качестве элемента трансмиссии автомобиля, в практике массового автостроения применение нашли в основном только гидромеханические передачи, представляющие собой сочетание последовательно установленных гидродинамического трансформатора и механической ступенчатой коробки передач.

На сегодняшний день в США оснащаются гидромеханическими передачами свыше 85 % выпускаемых легковых автомобилей, в Западной Европе – свыше 10 %, в Японии – около 30 %.

Простой гидротрансформатор (рис. 3.1, б) состоит из трех рабочих колес: насоса 1, турбины 2 и реактора 3. Насос связан с валом двигателя, турбина соединена с первичным валом коробки передач, а реактор неподвижно закреплен на картере коробки передач. Рабочее пространство гидротрансформатора заполнено турбинным маслом.

При вращении насоса масло с его лопаток попадает на лопатки турбины и передает ей крутящий момент $M_m = M_n$, как это происходит в гидромуфте. После выхода из турбины поток масла попадает на лопатки неподвижного реактора. Отталкиваясь от лопаток неподвижного реактора, масло оказывает дополнительное давление на лопатки турбины, создавая крутящий момент $M_p = M_m$. В результате совместного воздействия на турбину насоса и реактора к ней подводится момент

$$M_m = M_n + M_p. \quad (3.2)$$

При тягово-динамическом расчете автомобиля с гидромеханической передачей возникает необходимость в определении следующих параметров гидротрансформатора:

- активного диаметра;
- нагрузочной характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор»;
- выходной характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор».

Поэтому дополнительно к основным параметрам, выбираемым для автомобиля с механической трансмиссией, необходимо иметь:

- принципиальную схему гидромеханической передачи;
- безразмерную характеристику гидротрансформатора.

3.3. Безразмерная характеристика гидродинамической передачи

Свойства гидродинамических передач оценивают *безразмерной характеристикой*, которая представляет зависимость коэффициента трансформации, КПД и коэффициента насоса (входного момента) от передаточного отношения.

Передаточное отношение – отношение угловой скорости ω_T (частоты вращения n_T) турбины к угловой скорости ω_H (частоте вращения n_H) насоса:

$$i = \omega_T / \omega_H = n_T / n_H. \quad (3.3)$$

Передаточное отношение характеризует кинематические свойства гидродинамической передачи. Кроме того, для характеристики кинематических свойств используют *скольжение*, выраженное в процентах:

$$S = 100 (\omega_H - \omega_T) / \omega_H = (1 - i) 100. \quad (3.4)$$

Коэффициент трансформации – отношение момента на валу турбины M_T к моменту на валу насоса M_H

$$K = M_T / M_H. \quad (3.5)$$

Коэффициент трансформации характеризует силовые или преобразующие свойства гидродинамической передачи. У гидромуфты $M_T = M_H$ (3.1), поэтому $K = 1$. У гидротрансформатора при увеличении i коэффициент трансформации уменьшается от $K_{\max} = 2-2,5$ у легковых автомобилей и $K_{\max} = 2,2-4$ у грузовых автомобилей при $i = 0$ до $K = 0$ при $i = 1$.

Коэффициент полезного действия равен отношению мощности N_T , отводимой от турбины, к мощности N_H , подводимой к насосу:

$$\eta = N_T / N_H = M_T \omega_T / (M_H \omega_H) = K i. \quad (3.6)$$

Коэффициент полезного действия характеризует энергетические свойства гидродинамической передачи. У гидромуфты $\eta = i$. У гидротрансформатора $\eta = 0$ при $i = 0$ и при $i = 1$, так как в этом случае $K = 0$, и достигает максимального значения $\eta_{\max} = 0,88...0,92$ при $i = 0,7...0,8$.

Коэффициент момента насоса

$$\lambda_n = M_n / (\rho_{ж} \cdot D^5 \cdot \omega_n \cdot 2), \quad (3.7)$$

где M_n – момент, необходимый для вращения насоса; $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости ($\rho_{ж} = 820 \dots 890 \text{ кг/м}^3$); D – активный диаметр, т. е. максимальный размер рабочей полости; ω_n – угловая скорость насоса.

Характер зависимости λ_n от передаточного отношения i определяет прозрачность гидродинамической передачи. *Прозрачность* – это свойство гидродинамической передачи, характеризующее ее способность нагружать двигатель в соответствии с изменением сопротивления движению автомобиля. Прозрачность оценивают коэффициентом прозрачности

$$\Pi = \lambda_{ni} = 0 / \lambda_{nk} = 1, \quad (3.8)$$

где $\lambda_{ni} = 0$ – коэффициент момента насоса при неподвижной турбине, когда $\omega_t = 0$ и $i = 0$; $\lambda_{nk} = 1$ – коэффициент момента насоса при коэффициенте трансформации, равном единице.

При $\lambda_n = \text{const}$ $\Pi = 1$ – гидротрансформатор непрозрачный, при $\Pi > 1$ – прозрачный, при $\Pi < 1$ – гидротрансформатор с обратной прозрачностью. Кривая 4 на рис. 3.2 характеризует гидротрансформатор со смешанной прозрачностью.

Безразмерная характеристика гидромuffты приведена на рис. 3.3, а, простого гидротрансформатора – на рис. 3.3, б.

У гидромuffты $K = 1 = \text{const}$, поэтому зависимость $K = f(i)$ изображена прямой, параллельной оси абсцисс; зависимость $\eta = f(i)$ – прямой, проходящей через начало координат.

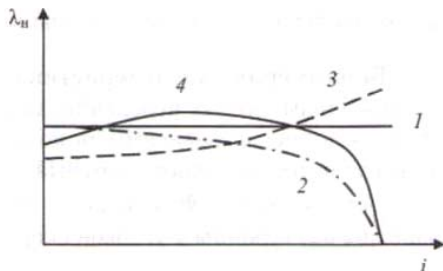


Рис. 3.2. Изменение у гидродинамических передач с различной прозрачностью: 1 – гидротрансформатор непрозрачный; 2 – прозрачный; 3 – с обратной прозрачностью; 4 – со сменной прозрачностью

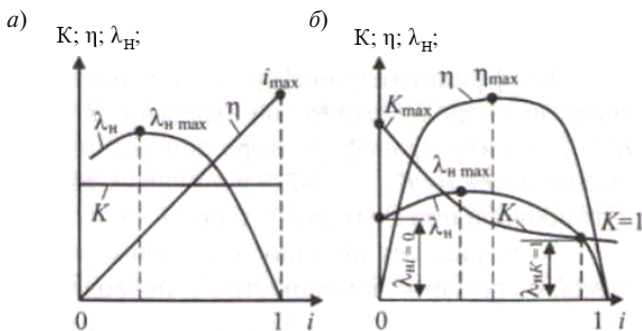


Рис. 3.3. Безразмерные характеристики гидродинамических передач:
 а – гидромуфты; б – гидротрансформатора

Максимальные значения η и i при передаче максимальной мощности – 0,97...0,975 при скольжении 2,5...3 %. При частичных нагрузках эти величины приближаются к единице.

У простого гидротрансформатора зависимость $K = f(i)$ близка к параболической, зависимость $\eta = f(i)$ выражается кривой, близкой к кубической параболе.

Основными режимами гидротрансформатора являются:

- 1) «стоп» или «стоповый» при $i = 0$, $K = K_{\max}$, $\eta = 0$, $\lambda_{\text{нi}} = 0$;
- 2) холостого хода или синхронного вращения $i = 0$, $K = 0$, $\eta = 0$, $\lambda_{\text{н}} = 0$;
- 3) равенства моментов $M_{\text{н}} = M_{\text{т}}$, $K = 1$, $\lambda = \lambda_{\text{нк}} = 1$;
- 4) наибольшего коэффициента насоса $\lambda_{\text{н}} = \lambda_{\text{нmax}}$;
- 5) максимального КПД $\eta = \eta_{\text{max}}$.

Как следует из рис. 3.3, б, КПД гидротрансформатора изменяется от $\eta = 0$ при $i = 0$ и $i = 1$ до $\eta = \eta_{\text{max}} = 0,88...0,92$ при $i = 0,7...0,8$.

Рабочим называют диапазон передаточных отношений гидротрансформатора, в котором $\eta \geq 0,8$. У простого гидротрансформатора рабочий диапазон передаточных отношений составляет 0,4...0,85. При $i \geq 0,84...0,85$ работа гидродинамической передачи на режиме гидротрансформатора нецелесообразна, так как при высоких потерях мощности ухудшаются тягово-скоростные свойства и возрастает расход топлива автомобиля.

Для улучшения преобразующих и энергетических свойств гидротрансформаторов применяют блокируемые, комплексные и полимерические гидротрансформаторы.

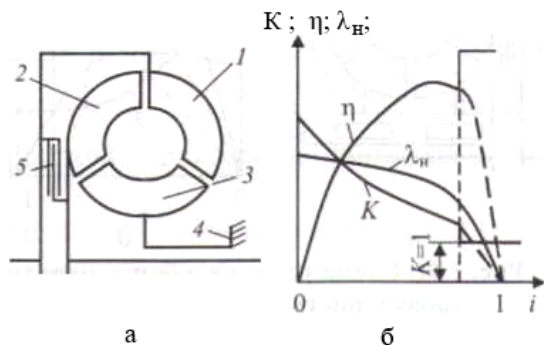


Рис. 3.4. Схема устройства и безразмерная характеристика блокирующего гидротрансформатора

В блокируемом гидротрансформаторе (рис. 3.4, а) между насосом 1 и турбиной 2 устанавливают фрикционную муфту блокировки 5, которая автоматически жестко соединяет оба эти колеса при $i = 0,75 \dots 0,8$. При этом происходит скачкообразное увеличение КПД (рис. 3.4, б), так как потери в гидротрансформаторе исключаются (они обусловлены только трением в подшипниках гидропередачи). На режиме блокировки коэффициент трансформации $K = 1$.

Комплексный гидротрансформатор работает на режимах работы гидротрансформатора и гидромуфты.

Для обеспечения его работы в двух режимах реактор 3 (рис. 3.5, а) соединен с корпусом 4 через муфту свободного хода 5. Если эта муфта заблокирована, то реактор неподвижен и передача работает в режиме гидротрансформатора. При перемене знака крутящего момента на реакторе он разблокируется и начинает свободно вращаться. Гидротрансформатор, лишенный внешней опоры, переходит на режим работы гидромуфты. Этот переход происходит автоматически при $i = 0,7 \dots 0,8$ (рис. 3.5, б). При этом коэффициент трансформации $K = 1$, а КПД растет с увеличением передаточного отношения. В результате этого расширяется зона работы гидропередачи с высоким КПД.

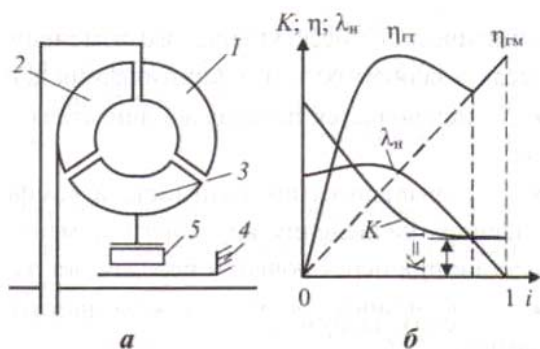


Рис. 3.5. Схема устройства и безразмерная характеристика комплексного гидротрансформатора

3.4. Входная (нагрузочная) характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор»

Входная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор» представляет зависимость момента двигателя, подводимого к насосу M_e , и момента насосного колеса M_n от угловой скорости ω_n (частоты вращения n_n) насоса.

В зависимости от типа и назначения автомобиля следует рационально выбирать кинематическую схему и безразмерную характеристику гидротрансформатора.

В настоящее время в практике отечественного и зарубежного автомобилестроения наибольшее распространение получили трех- и четырехколесные гидротрансформаторы, которые состоят из насосного и турбинного колес и одного или двух реакторов. Для автомобилей, эксплуатирующихся при переменных режимах и нагрузках, желательно использовать комплексные или блокируемые гидротрансформаторы, позволяющие получать высокие значения КПД в широкой области передаточных отношений i .

Блокирование гидротрансформатора и переход на прямую механическую передачу наиболее часто проводятся в гидромеханических трансмиссиях автобусов, которые имеют большие значения коэффициента трансформации. В этих автомобилях гидротрансформатор используется в основном только для разгона, часто по-

вторяющегося по условиям эксплуатации. На легковых и грузовых автомобилях наиболее распространено автоматическое переключение гидротрансформатора на режим работы гидромuffты.

Для совместной работы двигателя внутреннего сгорания с гидротрансформатором последний должен иметь такую прозрачность, при которой двигатель развивал бы наибольший крутящий момент во время трогания с места, а затем, по мере разгона, переходил бы на режим максимальной мощности (рис. 3.6).

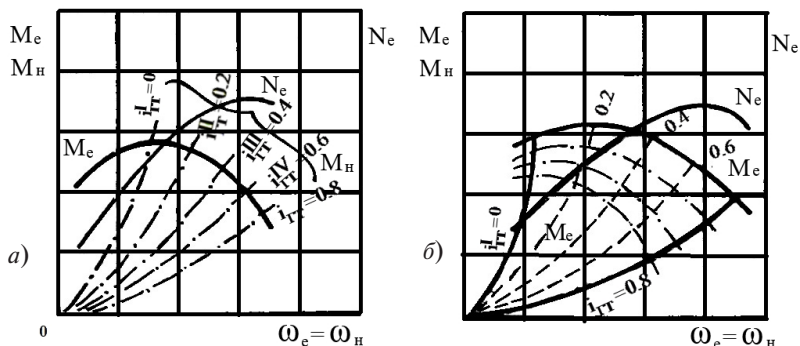


Рис. 3.6. Согласование режимов работы двигателя и прозрачного гидротрансформатора: *а* – грузового автомобиля; *б* – легкового автомобиля

Такую характеристику имеют обычно грузовые автомобили с карбюраторным двигателем, для которых важным является получение большой силы тяги на колесах при трогании с места (рис. 3.6, *а*).

Для легковых автомобилей с прозрачным гидротрансформатором (рис. 3.6, *б*), чтобы уменьшить шум двигателя при трогании с места, а также для некоторого уменьшения износа двигателя и улучшения топливной экономичности целесообразно при остановленной турбине нагружать двигатель при числе оборотов меньшем, чем число оборотов, соответствующее максимальному крутящему моменту, несмотря на то что это снижает силу тяги на колесах.

Непрозрачный гидротрансформатор, у которого при изменении передаточного отношения i момент на насосном колесе остается постоянным, не позволяет одновременно использовать возможности двигателя по мощности и крутящему моменту (рис. 3.7).

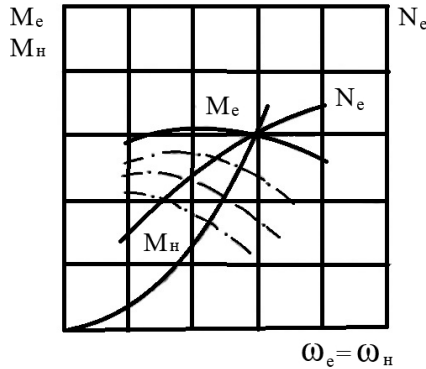


Рис. 3.7. Согласование режимов работы двигателя и непрозрачного гидротрансформатора

У дизелей с пологой характеристикой крутящего момента и малым диапазоном изменения чисел оборотов коленчатого вала момент M_N и обороты n_N при максимальной мощности меньше отличаются от M_{max} и n_M , чем у карбюраторного двигателя. Поэтому с дизелями следует использовать непрозрачные или малопрозрачные гидротрансформаторы, а с бензиновыми двигателями желательно применять гидротрансформаторы с большой прозрачностью.

Совместная работа двигателя и гидротрансформатора определяется нагрузочной характеристикой, на которой приведены кривые зависимости моментов двигателя M_e и насоса M_n от числа оборотов коленчатого вала или насосного колеса при различных значениях передаточного отношения гидротрансформатора.

Нагрузочные кривые насоса гидротрансформатора рассчитываются по формуле (3.9):

$$M_n = \lambda_n \cdot \gamma \cdot \omega_n^2 \cdot D^5, \quad (3.9)$$

где λ_n — коэффициент крутящего момента насоса; γ — удельный вес рабочей жидкости, который можно принять равным 820...890 кг/м³; ω_n — частота вращения насоса; D — активный диаметр (см. формулу 3.7).

Каждая кривая момента нагрузки двигателя насосом гидротрансформатора построена для определенного передаточного отношения i_{rt} . Выбрав значение $i_{rt} = 0$, по безразмерной характерис-

тике находят соответствующую величину $\lambda_{hi} = 0$ при $i_{rr} = 0$. Затем, подставляя значения λ_n при $i_{rr} = 0$ и различные значения ω_n в уравнение (3.9), на скоростную характеристику двигателя наносят кривую момента $M_{hi} = 0$ при полностью заторможенной турбине. Такие же кривые строятся и для других значений i_{rr} .

Для комплексных гидротрансформаторов i_{rr} изменяется от 0 до $i_{max} = 0,97...0,98$, для блокируемых – от 0 до $i_{max} = 1,0$. При установке прозрачных гидротрансформаторов кривые рекомендуется строить при значениях $i_{rr} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; i_{max}$ и i , соответствующих максимальному КПД на режиме трансформации и моменту начала перехода на режим гидромукты или блокировки.

Точки пересечения нагрузочных кривых насоса с кривой момента двигателя (рис 3.6, 3.7) определяют область совместной работы двигателя и гидротрансформатора. У прозрачных гидротрансформаторов при различных значениях i_{rr} характеристика входа изображается в виде пучка кривых M_n , выходящих из начала координат. У непрозрачного гидротрансформатора (рис. 3.7) получается всего одна параболическая кривая M_n , так как $\lambda_n = const$ при различных значениях i .

По графикам (рис. 3.6 и 3.7) определяем степень согласования режимов работы двигателя и гидротрансформатора, которые будут считаться согласованными, если обороты насосного колеса, соответствующие точке пересечения кривой момента двигателя и момента на насосном колесе при $i_{rr} = 0$, равны значениям, указанным в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Обороты насосного колеса, определяющие согласованность работы двигателя и гидротрансформатора

Тип автомобиля	Значения частот вращения насосного колеса гидротрансформатора	
	непрозрачного ω_m	прозрачного ω_m
Легковые	0,75...0,85	0,7...0,8
Грузовые и автобусы	1,2...1,4	0,95...1,15

Для режима работы в полученной точке по формуле (3.9) определяется активный диаметр гидротрансформатора. Некоторые авторы изданий рекомендуют при выборе активного диаметра прини-

мать либо режим максимального момента двигателя [5], либо режим работы трансформатора в начале режима гидромукты. На этом режиме двигатель развивает максимальную мощность.

Расчет выходной характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор»

Выходной характеристикой системы «двигатель – гидротрансформатор» называют зависимость крутящего момента M_m и мощности N_m турбины от угловой скорости ω_m (частоты n_m) ее вращения.

Выходную характеристику строят с использованием входной (нагрузочной) характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор» и безразмерной характеристики гидротрансформатора. По входной характеристике находят координаты точек совместной работы двигателя с гидротрансформатором, т. е. точек пересечения кривых момента насоса M_n с кривой момента двигателя, приведенного к валу насоса $M_{ен} = f(\omega_n)$. Как видно из рис. 3.7, у непрозрачного гидротрансформатора при неизменном положении педали подачи топлива имеется только одна точка совместной работы. Это означает, что при неизменном положении педали управления подачей топлива в двигатель момент и угловая скорость двигателя за весь период разгона будут оставаться постоянными. Изменением положения педали подачи топлива можно достигнуть изменения и крутящего момента двигателя, и угловой скорости вращения его вала.

Прозрачный гидротрансформатор (см. рис. 3.6) имеет несколько точек совместной работы с двигателем, координаты которых: $M_{н1} - \omega_{н1}$, $M_{н2} - \omega_{н2}$, ..., $M_{нn} - \omega_{нn}$. По абсциссам точек совместной работы $\omega_{н1}$, $\omega_{н2}$, $\omega_{нn}$ и соответствующим им значениям передаточных отношений i_1 , i_2 , ..., i_n , используя выражение (3.3), подсчитывают угловые скорости турбины $\omega_{m1} = \omega_{н1}i_1$, $\omega_{m2} = \omega_{н2}i_2$, ..., $\omega_{mn} = \omega_{нn}i_n$.

При известных по нагрузочной характеристике значениях передаточного отношения гидротрансформатора с графика безразмерной характеристики берут величины коэффициента трансформации: K_1 при i_1 , K_2 при i_2 , ..., K_n при i_n . По ординатам точек совместной работы $M_{н1}$, $M_{н2}$, ..., $M_{нn}$ на графике нагрузочной характеристики и соответствующим им значениям коэффициента трансформации K_1 , K_2 , ..., K_n по формуле (3.5) определяют моменты турбины:

$$M_{m1} = M_{H1} K_1, M_{m2} = M_{H2} K_2, \dots, M_{mn} = M_{Hn} K_n.$$

Мощность на турбине подсчитывают по формуле

$$N_m = M_m \omega_m. \quad (3.10)$$

Силовой баланс, мощностной баланс и динамическая характеристика автомобиля с гидромеханической трансмиссией. Все графики, используемые для анализа тягово-скоростных свойств автомобиля с гидромеханической трансмиссией, рассчитывают и строят по тем же методикам, как и у автомобиля с механической трансмиссией. Исходным графиком для их построения является выходная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор» (рис. 3.8). По расчетным данным строят график выходной характеристики $M_m = f(\omega_m)$ и $N_m = f(\omega_m)$. На рис. 3.8 показан график выходной характеристики системы «двигатель – прозрачный гидротрансформатор». В точке *A* происходит переход с режима работы гидротрансформатора на режим работы гидромуфты.

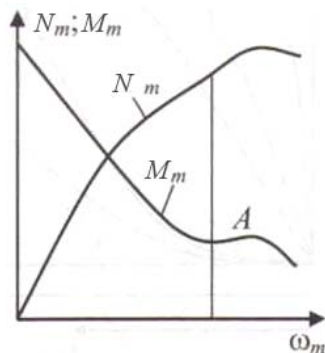


Рис. 3.8. Выходная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор»

При построении всех графиков скорость автомобиля рассчитывают по формуле (1.17).

При расчете силового баланса *полную тяговую силу* на ведущих колесах определяют по выражению (1.16), но в числителе вместо крутящего момента двигателя используется крутящий момент на турбине M_m .

Передаточное число главной передачи автомобилей с гидроредукцией подбирается так же, как для автомобилей с механической передачей.

Однако необходимо иметь в виду, что иногда для автомобилей с гидромеханической передачей в целях получения лучшей топливной экономичности на высших передачах значение U_0 выбирается на 10...20 % меньше, чем для автомобилей с механической передачей.

Так как максимальные значения коэффициента трансформации сравнительно невелики (обычно находятся в пределах от 2 до 3,6, большие значения относятся к грузовым автомобилям и автобусам), изменение силы тяги на ведущих колесах оказывается недостаточным для интенсивного разгона автомобиля или преодоления им больших сопротивлений движению. Поэтому в трансмиссии автомобилей с гидротрансформатором обычно устанавливается 2–6-ступенчатая механическая планетарная или с неподвижными осями валов коробка передач с ручным или автоматическим управлением. Как и для автомобилей с механической трансмиссией, для автомобилей с гидроредукцией выбор передаточных чисел начинается с определения передаточного числа на первой передаче. Расчет ведется по формулам (1.8, 1.9), где максимальный момент двигателя M_{emax} заменяется величиной максимального момента на турбине M_{tmax} . Величина φ равна 0,8...1,0, что несколько больше, чем для механической трансмиссии ($\varphi = 0,6...0,8$), так как гидротрансформатор позволяет более плавно подводить крутящий момент к колесам, предотвращая срезание грунта из-за рывков, и допускает движение автомобиля со скоростью 0,5...1 км/ч.

Расчет промежуточных передач полностью аналогичен расчету коробки автомобиля с механической трансмиссией.

Расчет сил сопротивления движению, входящих в правую часть уравнения силового баланса (1.15), производят по тем же формулам, как и у автомобиля с механической трансмиссией.

График силового баланса автомобиля с гидромеханической трансмиссией и с трехступенчатой автоматической коробкой передач показан на рис. 3.9.

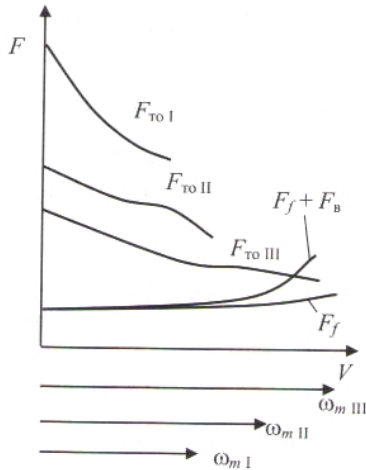


Рис. 3.9. Силовой баланс автомобиля с гидромеханической трансмиссией

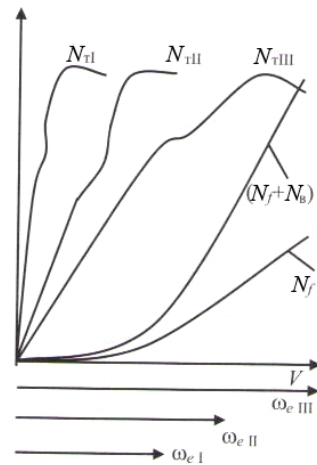


Рис. 3.10. Мощностной баланс автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Тяговую мощность на ведущих колесах автомобиля с гидромеханической трансмиссией, необходимую для построения графика мощностного баланса, рассчитывают по формуле

$$N_T = N_m \eta_{тр},$$

где N_m – мощность на турбине гидротрансформатора; $\eta_{тр}$ – КПД механической части трансмиссии.

Мощности, затрачиваемые на преодоление сил сопротивления движению, которые входят в правую часть уравнения мощностного баланса (1.41), рассчитывают по формулам, указанным ниже данного уравнения.

На рис. 3.10 показан график мощностного баланса автомобиля с гидромеханической трансмиссией, имеющей трехступенчатую автоматическую коробку передач. При построении динамической характеристики динамический фактор на всех передачах механической коробки передач рассчитывают по формуле (1.23) или (1.27), скорость движения – по формуле (1.17), при этом в числителе используется угловая частота турбины гидротрансформатора.

На рис. 3.11 показан график динамической характеристики автомобиля с гидротрансформатором и 3-ступенчатой механической

автоматической коробкой передач. Он существенно отличается от динамической характеристики автомобиля с механической трансмиссией (рис 1.4). В связи с этим определение отдельных показателей тягово-скоростных свойств автомобилей с гидромеханической и механической трансмиссиями производится по-разному.

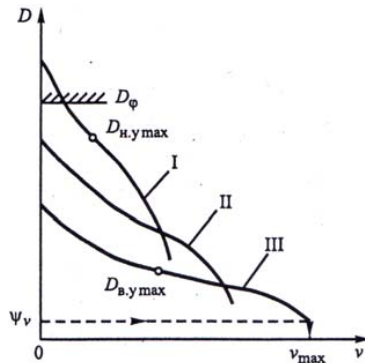


Рис. 3.11. Динамическая характеристика автомобиля с гидротрансформатором

У автомобиля с ГМП значения динамического фактора на передачах достигают максимумов при нулевой скорости, а у автомобиля с механической трансмиссией — при критических скоростях движения, значения которых превышают 50 % максимальных скоростей на соответствующих передачах (нижней и высшей). Поэтому для автомобиля с гидротрансформатором вместо $D_{н.макс}$ и $D_{в.макс}$ определяют условные максимальные динамические факторы соответственно на нижней $D_{н.у.макс}$ и на высшей $D_{в.у.макс}$ передачах. Значения этих показателей вычисляют при $M_T = M_{T.э}$ и $n_T = n_{T.э}$. Преодолеваемые автомобилем уклоны определяют с учетом значений $D_{н.у.макс}$ и $D_{в.у.макс}$. При оценке максимального уклона $i_{макс}$ выбирают меньшее из значений, вычисляемых на основе выражений

$$i_{макс} = D_{н.у.макс} - f; \quad (3.11)$$

$$i_{макс} = D_{φ} - f. \quad (3.12)$$

Значение $D_{в.у.макс}$ характеризует величину уклона, при котором автомобиль может осуществлять движение на высшей передаче неограниченное время, поскольку КПД гидротрансформатора при

этом не ниже $\eta_{гт} = 0,8$. Автомобиль с гидродинамической передачей может беспрепятственно двигаться вперед до тех пор, пока его максимальный динамический фактор в данной передаче D_{imax} не окажется меньше коэффициента суммарного дорожного сопротивления Ψ . При $\Psi > D_{imax}$ автомобиль начнет скатываться с уклона назад, однако двигатель при этом будет работать устойчиво, без остановки. Таким образом, критическая скорость автомобиля с гидродинамической передачей имеет иной смысл, чем для автомобиля с механической трансмиссией, а ее величина $v_{кр} = 0$.

Нередко один и тот же гидротрансформатор применяют для нескольких двигателей, к одному из которых он точно подобран, а для других двигателей его нужно приспособлять, чтобы полностью загрузить двигатель. Для этой цели между двигателем и гидротрансформатором устанавливают согласующий редуктор [5] (он может быть как ускоряющим, так и замедляющим).

Ускорение автомобилей с гидропередачей определяется так же, как для автомобилей с механической передачей (пункт 1.8.1).

Время и путь разгона автомобилей с гидропередачей рассчитываются так же, как для автомобилей с механической передачей (пункт 1.8.2).

3.5. Определение показателей топливной экономичности автомобиля

Экономическая характеристика строится так же, как для автомобиля с механической трансмиссией при движении его по горизонтальной ($i = 0$) сухой асфальтобетонной дороге с включенной высшей передачей.

Контрольные вопросы

1. Объясните принцип работы гидромукты.
2. Объясните принцип работы гидротрансформатора.
3. В чём заключаются преимущества и недостатки гидромеханических передач по сравнению с механическими передачами?
4. Что такое безразмерные характеристики гидромеханических передач?
5. Что такое нагрузочные характеристики гидромеханических передач?

Библиографический список

1. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория : учебник для вузов / А.И. Гришкевич. – Минск : Вышэйшая школа, 1986. – 206 с.
2. Литвинов, А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств : учебник для вузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 237 с.
3. Бакфиш, К. Новая книга о шинах / Клаус Бакфиш, Дитер Хайнц. – М. : АСТ, Астрель, 2003. – 303 с.
4. Кравец, В.Н. Теория автомобиля : учеб. пособие / В.Н. Кравец. – Н. Новгород : НГТУ, 2007. – 368 с.
5. Селифонов, В.В. Автоматические сцепления и гидродинамические передачи автомобилей / В.В. Селифонов, О.И. Гируцкий. – М. : МГТУ «МАМИ», 1999. – 90 с.
6. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб. : БХП-Петербург, 2006. – 478 с.
7. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля : учеб. пособие / сост. Л.А. Черепанов. – Тольятти : ТолПИ, 2001. – 41 с.
8. Веселов, Н.Б. Конструирование и расчет гусеничных транспортно-технологических машин : учебник / Н.Б. Веселов. – Н. Новгород : РИ «Бегемот», 2012. – 256 с.
9. Умняшкин, В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля : учебное пособие / В.А. Умняшкин, В.В. Сазонов, Н.М. Филькин. – Ижевск : ИЖГТУ, 2002. – 178 с.