

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Т Е О Р И Я АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Методические указания
к выполнению расчетно-графического задания
для студентов всех форм обучения
специальности 23.05.01 «Наземные
транспортно-технологические средства»

Севастополь
СевГУ
2017

УДК 629.113

Р е ц е н з е н т:

О.В. Филипович – кандидат технических наук

Составители: Ветрогон А.А., Огрызков С.В., Соустова Л.И.

Теория автомобилей и тракторов: метод. указания к выполнению расчетно-графического задания / Сост. А.А. Ветрогон, С.В. Огрызков, Л.И. Соустова. – Севастополь: СевГУ, 2017. – 32 с.

Предназначены для учебно-методического обеспечения дисциплины «Теория автомобилей и тракторов». Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении расчетно-графического задания по дисциплине «Теория автомобилей и тракторов». Излагаются основные теоретические сведения, порядок проведения расчетов и требования к оформлению работы.

УДК 629.113

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Автомобильный транспорт», протокол № 6 от 22 января 2017 г.

Изд. № 92/17. Объем 2 п.л. Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 1,96.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2017

СОДЕРЖАНИЕ

1. Цель и содержание расчетно-графического задания	4
2. Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля	5
2.1. Описание прототипа	5
2.2. Анализ компоновки автомобиля и определение параметров массы.....	5
2.3. Подбор шин	8
2.4. Определение КПД трансмиссии автомобиля.....	9
2.5. Фактор сопротивления воздуха	9
2.6. Определение мощности двигателя и построение его внешней скоростной характеристики	10
2.6.1. Расчет эффективной мощности	10
2.6.2. Построение внешней скоростной характеристики	10
2.6.3. Определение количества передач и передаточных чисел трансмиссии автомобиля	15
2.7. Расчет тягово-динамических характеристик. Построение динамического паспорта автомобиля	17
2.7.1. Расчёт тягово-динамических характеристик автомобиля	17
2.7.2. Динамический паспорт автомобиля.....	20
2.8. Расчет показателей разгона автомобиля.....	24
2.9. Тяговый баланс автомобиля	26
2.10. Мощностной баланс автомобиля	28
Библиографический список	31
Приложение А	32

1. ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ

Целью расчетно-графического задания является закрепление и расширение теоретических знаний, полученных при изучении курса «Теория автомобилей и тракторов» и приобретение навыков в расчетах тягово-скоростных свойств автомобилей.

Расчетно-графическое задание состоит из пояснительной записки и графической части.

Графическая часть состоит из трех листов формата А3.

Пояснительная записка содержит:

- титульный лист;
- бланк задания;
- введение;
- характеристику автомобиля;
- расчет внешней скоростной характеристики;
- расчет тягово-динамических характеристик;
- библиографический список.

Объем записки 18 - 20 листов формата А4.

Графическая должна содержать:

1. Внешняя скоростная характеристика двигателя (формат А4).
2. Динамический паспорт автомобиля (формат А3).
3. График пути и времени разгона автомобиля (формат А4).
4. Тяговый баланс автомобиля. Мощностной баланс автомобиля (формат А3).

2. РАСЧЕТ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЯ

2.1. Описание прототипа

В данном разделе необходимо проанализировать назначение автомобиля, описать условия эксплуатации и отобразить основные требования, которым должна отвечать конструкция автомобиля.

Дать краткую историю развития конструкции автомобиля.

Если обозначение автомобиля соответствует ОН-025270-66 произвести его расшифровку.

Привести техническую характеристику и дать описание всех основных систем автомобиля.

2.2 Анализ компоновки автомобиля и определение параметров массы

В разделе необходимо разработать компоновочную схему автомобиля, определить параметры массы, координаты центра тяжести порожнего и полностью груженого автомобиля, определить развесовку собственной и полной массы автомобиля.

Основными весовыми техническими характеристиками для автомобиля являются: грузоподъемность, пассажироместимость, снаряженная масса, полная масса.

Грузоподъемность. Определяется как масса перевозимого груза без массы водителя и пассажиров в кабине. Для легкового автомобиля и автобуса – масса пассажиров и их багажа (без водителя); для грузового автомобиля – масса груза, перевозимого в кузове; для седельного тягача – нагрузка на седельно-сцепное устройство.

Грузоподъемность легкового автомобиля, автобуса M_{Γ} , кг, определяется по формуле

$$M_{\Gamma} = m_1 \cdot n + M_{\text{груза}}, \quad (2.1)$$

где m_1 – масса одного пассажира в зависимости от типа подвижного состава, кг; n – пассажироместимость, чел.; $M_{\text{груза}}$ – масса перевозимого груза (багажа), кг.

Расчетные массы (на одного человека) пассажиров, обслуживающего персонала и багажа. Для легковых автомобилей – 80 кг (70+10 кг багаж) Для автобусов городского – 68 кг, пригородного – 71 кг (68+3 кг багаж), сельского (местного) – 81 кг (68+13 кг багаж), междугородного – 91 кг (68+23 кг багаж). Обслуживающий персонал автобусов (водитель,

гид, кондуктор и др.) и водитель, и пассажиры в кабине грузового автомобиля – 75 кг. Масса багажника с грузом, установленным на крыше легковых автомобилей, в полную массу включается при соответствующем сокращении числа пассажиров.

Пассажировместимость (число мест). В число мест легковых автомобилей и кабин грузовых включено место водителя. В автобусах в число мест для сидящих пассажиров не включены места обслуживающего персонала – водителя, гида и др. Вместимость автобусов приведена как сумма числа мест для сидящих пассажиров и числа мест для стоящих пассажиров из расчета $0,2 \text{ м}^2$ свободной площади пола на одного стоящего пассажира (5 чел. на 1 м^2) – номинальная вместимость $0,125 \text{ м}^2$ (8 чел. 1 м^2) – предельная вместимость.

Снаряженная масса автомобиля, прицепа, полуприцепа. Определяется как масса полностью заправленного (топливом, маслами, охлаждающей жидкостью и пр.) и укомплектованного (запасным колесом, инструментом и т.п.), но без груза или пассажиров водителя, другого обслуживающего персонала и их багажа.

Снаряженную массу автомобиля M_0 , кг, ориентировочно определяют исходя из коэффициента тары автомобиля:

$$M_0 = M_{\Gamma} \cdot q, \quad (2.2)$$

где M_{Γ} – грузоподъемность автомобиля, кг; q – коэффициент тары (табл. А.1, А.2).

Коэффициент тары для автомобилей специального назначения, легковых автомобилей и автобусов можно определить по прототипу:

$$q = \frac{M_0^{\text{прототипа}}}{M_{\Gamma}^{\text{прототипа}}}. \quad (2.3)$$

Полная масса автотранспортного средства. Состоит из снаряженной массы, массы груза (по грузоподъемности) или пассажиров (по числу мест), их багажа, водителя и другого обслуживающего персонала.

Полная масса автобусов (городских и пригородных) определяется отдельно для номинальной и предельной вместимостей.

Полная масса автопоездов: для прицепного поезда — сумма полных масс тягача и прицепа; для седельного — сумма снаряженной массы тягача, массы персонала в кабине и полной массы полуприцепа.

Полная масса автотранспортного средства определяется по формуле

$$M_a = M_0 + M_{\Gamma} + M_{\text{ВОД}}, \quad (2.4)$$

где $M_{вод}$ — масса водителя (для легковых автомобилей и автобусов) или водителя и пассажиров в кабине (для грузовых автомобилей), кг.

Рекомендуется разработку компоновки и определение нагрузок на оси выполнять по упрощенной методике.

При разработке компоновочной схемы грузового автомобиля исходят из взаимного расположения кабины и двигателя (рис. 2.1, 2.2). При этом учитывают, что в автомобилях с колёсными формулами 4×4, 6×6, 8×8 все колёса одинарные.

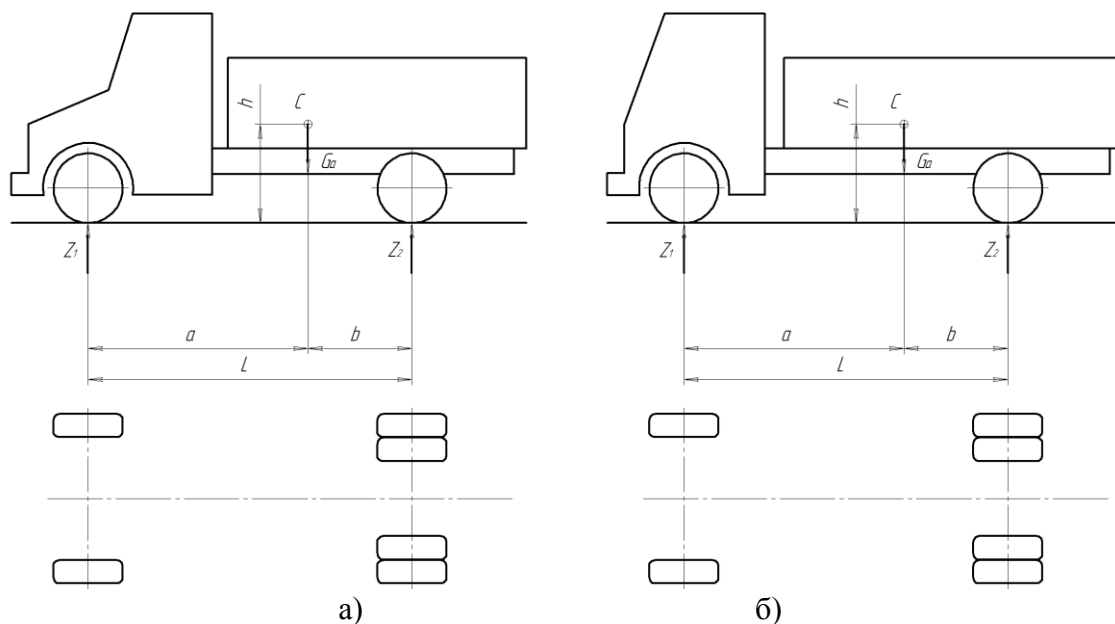


Рис. 2.1. Компоновочные схемы двухосных автомобилей:
а) с кабиной за двигателем; б) с кабиной над двигателем

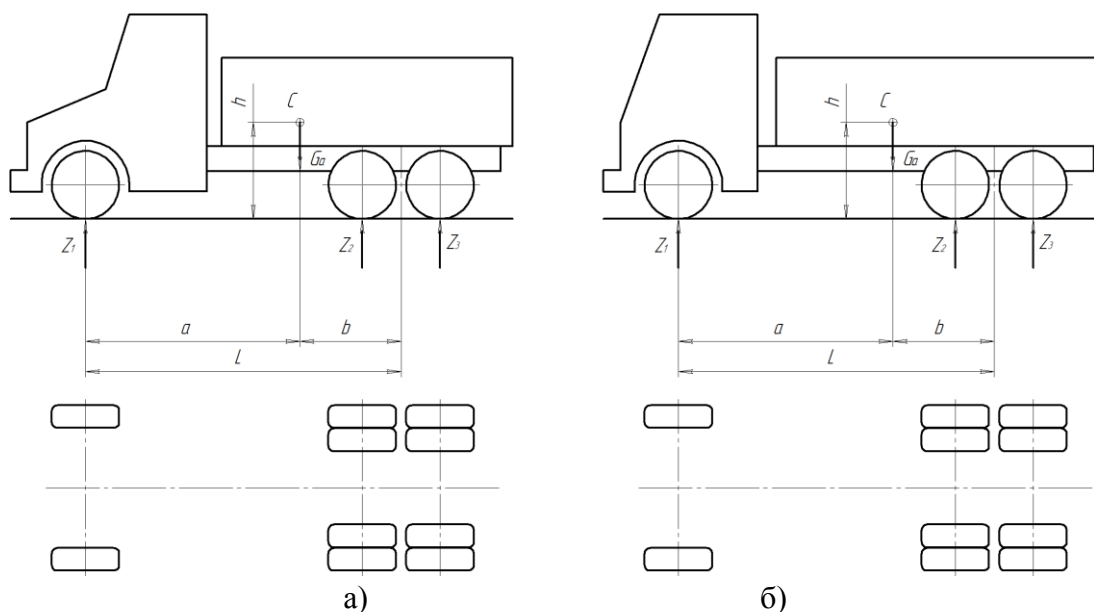


Рис. 2.2. Компоновочные схемы трехосных автомобилей:
а) с кабиной за двигателем; б) с кабиной над двигателем

После выбора компоновочной схемы автомобиля определяют нагрузки на оси, исходя из того, что:

$G_2 = (0,70...0,75) G_a$ – для рис. 2.1, а и рис. 2.2, а, б при двускатных колёсах задних осей;

$G_2 = (0,65...0,70) G_a$ – для рис. 2.1, б при двускатных колёсах задней оси;

$G_2 + G_3 = (0,75...0,78) G_a$ – для рис. 2.2, а, б;

$G_2 + G_3 = (0,68...0,74) G_a$ – для автомобилей с колёсной формулой 6×6;

$G_2 = (0,50...0,56) G_a$ – для легковых автомобилей с задними ведущими колёсами;

$G_1 = (0,51...0,56) G_a$ – для переднеприводных легковых автомобилей;

G_1 – нагрузка на переднюю ось переднеприводного легкового автомобиля;

G_2 – нагрузка на заднюю ось у двусосного автомобиля и на среднюю ось у трёхосного;

G_3 – нагрузка на заднюю ось у трехосного автомобиля;

Для балансирной подвески среднего и заднего мостов принимают $G_2 = G_3$;

$G_a = M_a g$ – сила тяжести от полной массы автомобиля, Н;

M_a – полная масса автомобиля, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Базу автомобиля L принимают, ориентируясь на существующие конструкции, координаты центра масс от базы находят из выражений $a = G_2 L / G_a$; $b = L - a$; высоту центра масс h принимают 0,7...0,8 м для легковых автомобилей и 0,9...1,1 м для грузовых.

2.3. Подбор шин

Выбор шин осуществляется по следующим условиям:

- 1) максимальной нагрузки на колесо;
- 2) максимальной скорости движения автомобиля;
- 3) размера обода автомобиля прототипа.

Нагрузку на одно колесо необходимо рассчитать для каждой оси в зависимости от приходящейся на нее нагрузки:

$$G_{K_i} = \frac{G_i}{n_i}, \quad (2.5)$$

где G_i – нагрузка приходящаяся на i -ю ось; n_i – количество колес на i -й оси.

По справочной литературе [1] подобрать типоразмер шин, привести техническую характеристику шину, дать расшифровку обозначения шины. Если невозможно выполнить условие 2, указать какие изменения необходимо внести в конструкцию шины, если не выполняется условие 3 – указать необходимый размер обода колеса.

Если в технической характеристике не приводится динамический радиус качения колеса, то рассчитать его по формуле

$$R_k = \lambda_{III} \cdot R_{CT}, \quad (2.6)$$

где $\lambda_{III} = 0,95...0,97$ – коэффициент деформации шины, меньшие значения относятся к более эластичным шинам; R_{CT} – статический радиус качения, определяемый по технической характеристике, мм.

2.4. Определение КПД трансмиссии автомобиля

КПД трансмиссии определяется ориентировочно в зависимости от состава трансмиссии:

$$\eta_{TP} = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,995^m, \quad (2.7)$$

где k – количество пар цилиндрических шестерен, через которые передаётся в трансмиссии крутящий момент, когда автомобиль движется на одной передаче; l – количество пар конических (гипоидных) шестерён в трансмиссии; m – количество карданных шарниров в трансмиссии.

2.5. Фактор сопротивления воздуха

Фактор сопротивления воздуха W , $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$, равен

$$W = k_B \cdot F_a, \quad (2.8)$$

где k_B – коэффициент обтекаемости автомобиля, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ (табл. А.3); F_a – лобовая площадь – площадь проекции автомобиля в сечении, перпендикулярном его продольной оси, м^2 .

Ориентировочно лобовую площадь F_a , м^2 , можно рассчитать:

- для легковых автомобилей

$$F_a \approx 0,78 \cdot B_a \cdot H, \quad (2.9)$$

- для грузовых автомобилей

$$F_a \approx K_{II} \cdot H, \quad (2.10)$$

где B_a – габаритная ширина автомобиля, м; H – габаритная высота автомобиля, м; K_{II} – колея передних колес автомобиля, м.

2.6. Определение мощности двигателя и построение его внешней скоростной характеристики

2.6.1. Расчет эффективной мощности

Необходимую эффективную мощность двигателя проектируемого автомобиля определяют по указанным в технической характеристике величинами $V_{\max}$, G_a из уравнения мощностного баланса при движении автомобиля с максимальной скоростью

$$N_v = \frac{\psi_v G_a V_{\max} + kF V_{\max}^3}{1000 \eta_m}, \quad (2.11)$$

где ψ_v – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля; G_a – сила тяжести от полной массы автомобиля, Н (см. техническая характеристика автомобиля); $V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с (см. техническая характеристика автомобиля); $kF = W$ – фактор сопротивления воздуха, Н·с²/м² (табл. А.4); η_m – механический КПД трансмиссии (легковые автомобили $\eta_m = 0,88 \dots 0,92$, грузовые автомобили $\eta_m = 0,75 \dots 0,85$).

Скоростная характеристика, полученная при полном дросселе (бензиновый двигатель) или при положении рейки топливного насоса, соответствующем номинальной мощности, называется внешней скоростной характеристикой. Любая скоростная характеристика, полученная при других положениях органов управления, называется частичной скоростной характеристикой.

При проектировании нового двигателя характеристики строят по эмпирическим зависимостям, полученным на основании обработки большого числа опытных данных.

2.6.2. Построение внешней скоростной характеристики

Мощность N_v соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя ω_v , при которой скорость движения автомобиля будет максимальной.

У дизелей максимальную частоту вращения поддерживает регулятор, обеспечивая равенство

$$\omega_N = \omega_v, \quad N_{\max} = N_v,$$

где $N_{\max}$ – максимальная мощность двигателя; ω_N – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности.

Частоту вращения при максимальной мощности можно принимать по прототипу или из диапазона:

$$\omega_N = 220 \dots 260 \text{ с}^{-1}.$$

В карбюраторных двигателях легковых автомобилей и автобусов малых классов (без ограничителя частоты вращения) частота вращения ω_v определяется равенством мощности N_T , которая подводится к ведущим колёсам автомобиля и суммой мощностей N_K и N_B , которые необходимы для преодоления автомобилем сопротивления дороги и воздуха. При этом N_v меньше чем $N_{\max}$, а ω_v больше чем ω_N . При проектировании принимают

$$N_{\max} \approx 1,1 N_v; \quad \omega_N = 440 \dots 580 \text{ с}^{-1}.$$

Значение максимальной частоты вращения при этом уточняется после построения кривой мощности.

Для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей и автобусов с ограничителями частоты мощность при максимальных оборотах будет равна эффективной мощности

$$N_{\max \text{ об}} = N_v.$$

Рекомендуется построить полную кривую мощности, указав пунктиром участок после включения ограничителя частоты вращения. Значение частоты включения ограничителя принимается сначала ориентировочно по прототипу или из рекомендуемого диапазона, затем после построения кривой мощности окончательно уточняется. При построении кривой мощности двигателя с ограничителем частоты вращения принимают:

$$\omega_{\text{Ноб}} = 310 \dots 330 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_N = 1,03 \dots 1,04 \omega_{\text{Ноб}};$$

$$\omega_{\max} = 1,15 \dots 1,20 \omega_N;$$

$$N_{\max} = 1,01 \dots 1,02 N_v.$$

В работе необходимо построить графики изменения мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива, по приближённым формулам

$$N_i = N_{\max} \frac{\omega_i}{\omega_N} \left[a + b \frac{\omega_i}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (2.12)$$

$$M_k = 1000 \frac{N}{\omega}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.13)$$

$$g = g_N k_N k_\omega, \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}, \quad (2.14)$$

где $N_{\max}$ – максимальная мощность двигателя; ω_i – текущие значения частоты вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1} . Необходимо принять 10 значений в промежутке от $\omega_{\min} = 80 \text{ с}^{-1}$ до $\omega_{\max}$. Минимальную частоту вращения можно принять по прототипу; ω_N – частота вращения при максимальной мощности, с^{-1} (для карбюраторного двигателя грузового автомобиля $\omega_N = \omega_{\text{Ноб}}$); N , M_k , g – последовательные значения соответственно мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива в зависимости от текущего значения частоты вращения; a , b , c – постоянные коэффициенты, зависят от типа двигателя (табл. 2.1); k_N , k_ω – коэффициенты колебания мощности и частоты вращения двигателя для требуемого расхода горючего соответственно, зависят от типа двигателя (табл. 2.2); g_N – искомый расход горючего, $\text{г/(кВт} \cdot \text{ч)}$, при максимальной мощности двигателя, $g_N = 330 \dots 360$ в бензиновых двигателях, $g_N = 220 \dots 240$ – у дизелей.

Таблица 2.1 – Значение коэффициентов a и b

Коэффициент	Тип двигателя			
	карбюраторный		дизельный	
	легкового автомобиля или автобуса	грузового автомобиля	грузового автомобиля или автобуса	легкового автомобиля
a	0,9	1,0	0,7	0,8
b	1,1	1,0	1,3	1,2

Таблица 2.2 – Зависимости для коэффициентов k_N и k_ω

Двигатель Коэффициент	Дизельный	Карбюраторный
k_N	$1,2 + 0,14N - 1,8N^2 + 1,46N^3$	$3,27 - 8,22N + 9,13N^2 - 3,18N^3$
k_ω	$1,25 - 0,99\omega + 0,98\omega^2 - 0,24\omega^3$	

Результаты расчетов для построения скоростной внешней характеристики двигателя сводят в табл. 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры внешней скоростной характеристики двигателя

$\omega_i, \text{с}^{-1}$										
$X_i = \omega_i / \omega_n$										
$n = 30\omega_i / \pi, \text{об/мин}^{-1}$										
$N_i, \text{кВт}$										
$M_{ki}, \text{Н м}$										
k_N										
k_ω										
$g_i, \text{г/(кВт·ч)}$										

Образцы внешних скоростных характеристик двигателя показаны на рис. 2.3 - 2.5.

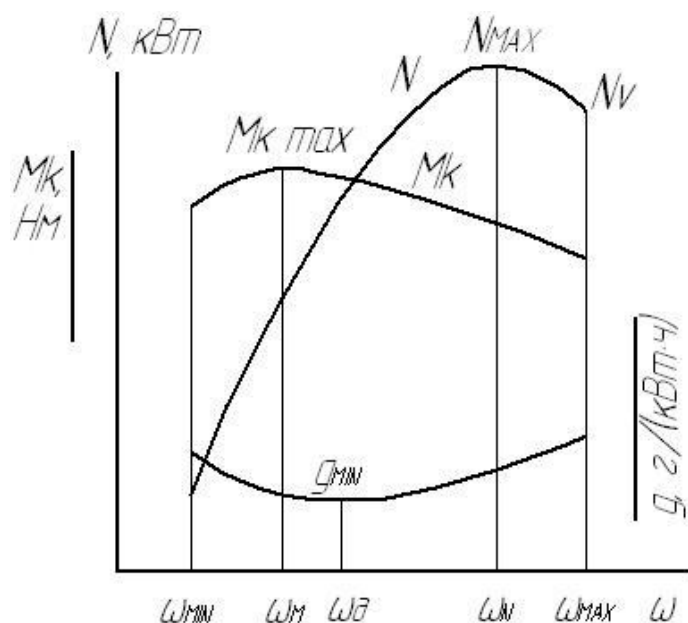


Рис. 2.3. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя легкового автомобиля без ограничителя частоты вращения

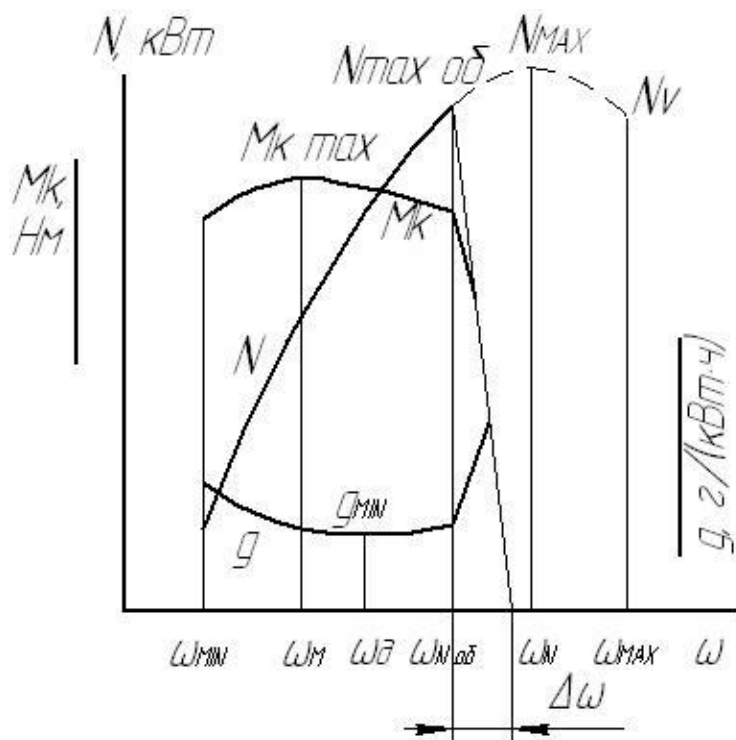


Рис. 2.4. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя легкового автомобиля с ограничителем частоты вращения

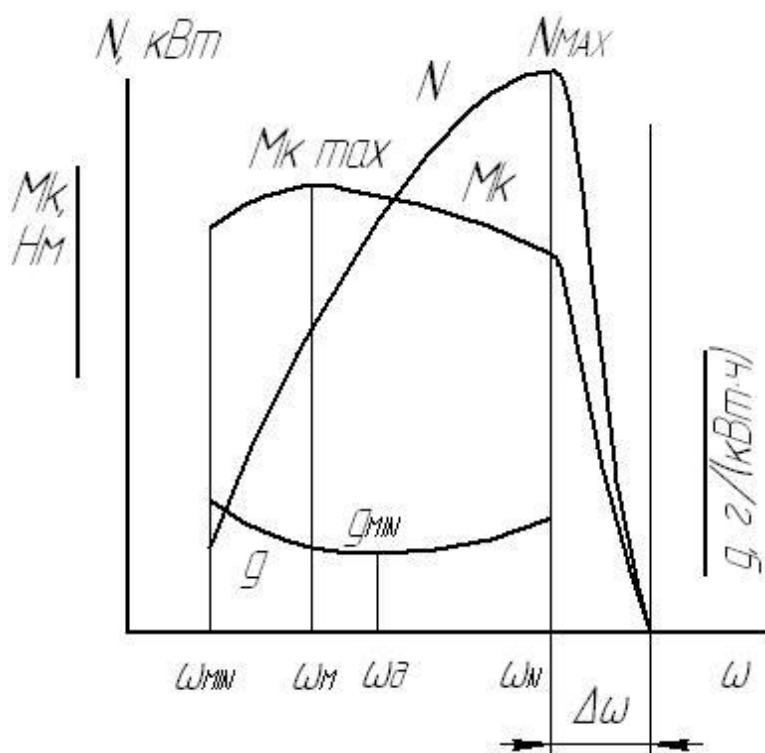


Рис. 2.5. Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

2.6.3. Определение количества передач и передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Минимальное передаточное число назначают из условия обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля:

$$U_{TP\min} = \frac{\omega_{\max} \cdot R_k}{V_{\max}}, \quad (2.15)$$

где $\omega_{\max}$ – частота оборотов коленчатого вала двигателя при движении с максимальной скоростью, 1/с; $V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с; R_k – динамический радиус качения колеса, м; одновременно

$$U_{TP\min} = U_{K\min} \cdot U_{DK\min} \cdot U_0, \quad (2.16)$$

где $U_{K\min}$ – минимальное передаточное число коробки передач; $U_{DK\min}$ – минимальное передаточное число дополнительной коробки (раздаточная коробка, демультипликатор коробки передач); если ее нет принимают $U_{gk\min} = 1,0$; U_0 – передаточное число главной передачи.

Минимальное передаточное число коробки передач и дополнительной коробки можно принять по прототипу.

Если применяется основная коробка передач с наивысшей прямой передачей, то принимают $U_{k\min} = 1,0$. Для двухвальных коробок передач (легковые переднеприводные автомобили) можно принимать $U_{k\min} = 0,7 \dots 0,96$. Если на грузовых автомобилях используется основная коробка передач вместе с дополнительной коробкой (демультипликатором, делителем передач), можно принять $U_{k\min} = 0,71 \dots 0,82$.

Минимальные передаточные числа раздаточных коробок современных грузовых автомобилей лежат в диапазоне $U_{DK\min} = 1,0 \dots 1,4$.

Приняв $U_{k\min}$ и $U_{DK\min}$, вычисляют

$$U_0 = \frac{U_{mp\min}}{U_{k\min} \cdot U_{DK\min}}. \quad (2.17)$$

Максимальное передаточное число трансмиссии определяется из необходимости соблюдения двух условий:

1) Условие преодоления максимального дорожного сопротивления:

$$U_{TP\max}^1 = \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot R_k}{M_{k\max} \cdot \eta_M}, \quad (2.18)$$

где $\psi_{\max}$ – максимальное значение коэффициента сопротивления дороги. Принимают в зависимости от типа автомобиля: $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,5$ – для лег-

ковых автомобилей; $\psi_{\max} = 0,25 \dots 0,35$ – автобусов и грузовых автомобилей, предназначенных для междугородних сообщений; $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,45$ – для грузовых автомобилей общего назначения; $\psi_{\max} = 0,45 \dots 0,55$ – для автомобилей повышенной проходимости; $\psi_{\max} = 0,18 \dots 0,4$ – для автопоездов.

$M_{\text{кmax}}$ – максимальное значение крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике двигателя, Нм.

2) Условие полного использования сцепной массы

$$U_{TP\max}^2 = \frac{\varphi \cdot G_{\text{сц}} \cdot R_{\text{к}}}{M_{\text{кmax}} \cdot \eta_M}, \quad (2.19)$$

где $\varphi = 0,7 \dots 0,9$ – коэффициент сцепления колес с полотном дороги, (принимается для сухого шоссе); $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля, вес от полной массы автомобиля, приходящийся на ведущие колеса. Для полноприводных автомобилей $G_{\text{сц}} = G_a$; для автомобилей с колесной формулой 4×2; $G_{\text{сц}} = \alpha_2 G_2$; для автомобилей с колесной формулой 6×4 $G_{\text{сц}} = \alpha_2 (G_2 + G_3)$; для переднеприводных $G_{\text{сц}} = \alpha_1 G_1$; где α_1 и α_2 – коэффициенты перераспределения масс: $\alpha_1 = 0,8 \dots 0,9$; $\alpha_2 = 1,1 \dots 1,3$.

Если $U_{TP\max}^1 > U_{TP\max}^2$, то целесообразно увеличить сцепную массу. Если сцепную массу увеличить не возможно, то принимается передаточное число, вычисленное по второму условию. При этом автомобиль не сможет преодолевать заданное дорожное сопротивление.

Для неполноприводных автомобилей максимальное передаточное число трансмиссии равно:

$$U_{TP\max} = U_{K1} \cdot U_{DK\max} \cdot U_0, \quad (2.20)$$

для полноприводных автомобилей с раздаточной коробкой, вычисленная величина передаточного числа будет соответствовать максимальному передаточному числу трансмиссии при включенной повышенной передаче раздаточной коробки:

$$U_{TP\max} = U_{K1} \cdot U_{DK\min} \cdot U_0, \quad (2.21)$$

где U_{K1} – передаточное число первой передачи коробки передач; $U_{DK\max}$ – максимальное передаточное число дополнительной коробки передач. Для коробок передач с демультипликатором можно принять по прототипу. Если дополнительная коробка передач отсутствует $U_{g\text{кmax}} = 1,0$.

Передаточное число первой передачи рассчитывается из формул (2.10, 2.11).

Если передаточные числа в коробке передач подбирать по закону геометрической прогрессии, то количество передач находят из выражения:

$$n = \frac{\log U_{k \min} - \log U_{k1}}{\log q} + 1, \quad (2.22)$$

где q – знаменатель геометрической прогрессии, $q = \omega_M / \omega_{N \text{ об}}$ – для грузовых автомобилей и автобусов с карбюраторными двигателями с ограничителем частоты вращения; $q = \omega_M / \omega_{\max}$ – для легковых автомобилей и автобусов с карбюраторными двигателями, без ограничителя частоты вращения; $q = \omega_M / \omega_N$ – для автомобилей с дизельным двигателем.

В том случае, когда наивысшая передача прямая, передаточные числа промежуточных передач находятся из выражения:

$$U_{kj} = \sqrt[n-1]{U_{k1}^{n-j}}, \quad (2.23)$$

где j – порядковый номер промежуточной передачи; n – число передач в коробке.

Если же прямая передача предпоследняя, то

$$U_{kj} = \sqrt[n-2]{U_{k1}^{n-1-j}}. \quad (2.24)$$

Передаточное число задней передачи обычно принимается близким к U_{k1} . При расчете числа зубьев зубчатых колес передаточные числа трансмиссии уточняются.

2.7. Расчет тягово-динамических характеристик. Построение динамического паспорта автомобиля

2.7.1. Расчёт тягово-динамических характеристик автомобиля

Используя передаточные отношения трансмиссии заданного автомобиля строим динамическую характеристику в координатах $V_a - D$, где D – динамический фактор.

Величину динамического фактора определяют из выражения:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a}, \quad (2.25)$$

где P_T – сила тяги на ведущих колесах, Н; P_B – сила сопротивления воздуха, Н; G_a – вес автомобиля, Н.

Сила тяги на ведущих колесах, Н

$$P_T = \frac{M_{KP} \cdot U_{Ti} \cdot \eta_{TP}}{r_K}, \quad (2.26)$$

где M_{KP} – крутящий момент двигателя, берется по внешней скоростной характеристике Н·м; $U_{Ti} = U_{Ki} \cdot U_{DKj} \cdot U_0$ – передаточное число трансмиссии на 1-й передаче; $\eta_{TP} = 0,8 \dots 0,9$ – КПД трансмиссии автомобиля; r_K – динамический радиус колеса, м.

Сила сопротивления воздуха движению автомобиля, Н

$$P_w = W \cdot V_a^2, \quad (2.27)$$

где W – фактор сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; V_a – скорость движения автомобиля, м/с. Можно рассчитать по формуле

$$V_a = \frac{\omega}{U_{Ti}} \cdot r_K, \quad (2.28)$$

где $\omega = \frac{\pi \cdot n_e}{30}$ – циклическая частота вращения коленчатого вала двигателя, 1/с; n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Таблица 2.4 – Расчет динамических характеристик

ω , 1/с										
M_K , Н·м										
Передача 1										
U_{T1}										
V_a , м/с										
P_T , Н										
P_w , Н										
D										

Динамической характеристикой автомобиля называют график зависимости динамического фактора D автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на различных передачах. Примерный вид динамической характеристики автомобиля показан на рис. 2.6. Для решения уравнения движения сопоставляют величины динамических факторов, рассчитанных по условиям тяги и по условиям сцепления, с коэффициентом сопротивления дороги ψ .

Коэффициент сопротивления дороги ψ состоит из коэффициента сопротивления качению f и продольного уклона i :

$$\psi = f + i, \quad (2.29)$$

где f – коэффициент сопротивления качению, зависящий от типа и состояния дорожного покрытия; i – продольный уклон дороги, равный тангенсу угла наклона дороги к горизонту.

Так, 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 (прямая 1-1 на рис. 2.6, 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 (прямая 2-2), то равномерное движение автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке невозможно, так как динамический фактор даже на высшей передаче во всем диапазоне скоростей больше коэффициента ψ , и происходит разгон автомобиля. Чтобы обеспечить равномерное движение, водитель в этом случае должен прикрыть дроссельную заслонку.

Линия 3-3 соответствует случаю, когда $D < \psi$. Движение с постоянной скоростью при таком коэффициенте ψ невозможно, и автомобиль может двигаться только замедленно. Если прямая ψ 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 со 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 , (см. рис. 2.6, б) коэффициент сопротивления дороги равен ψ , 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 i которого составляет $i = \psi_1 - f_1$.

Наибольшее значение коэффициент ψ имеет при максимальном динамическом факторе D . Поэтому для определения $\psi_{\max}$, нужно 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 $\psi_{\max}$.

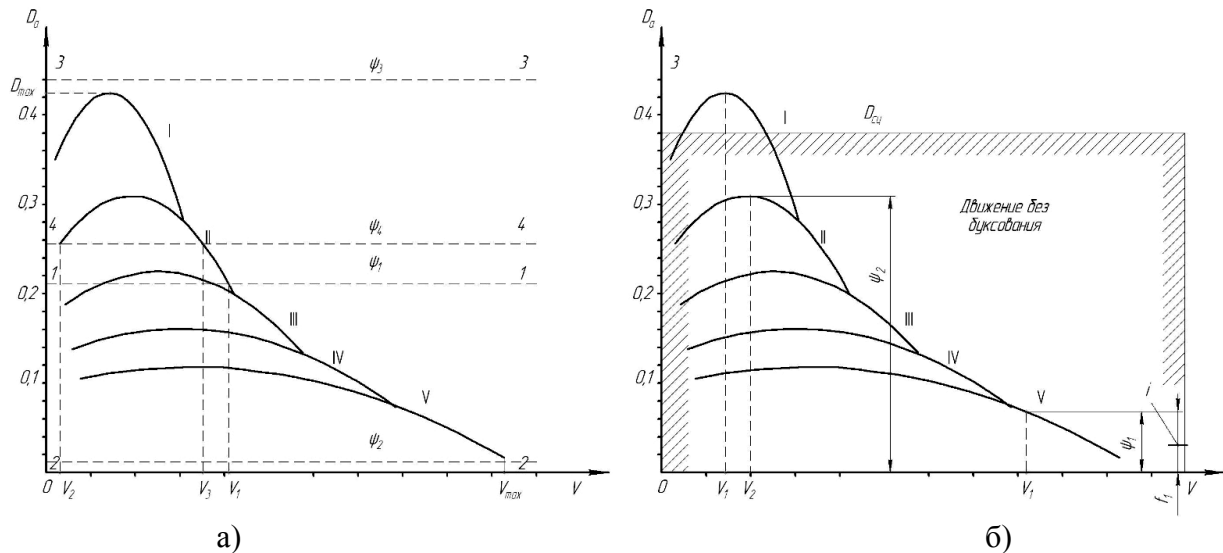


Рис. 2.6. Динамическая характеристика автомобиля:
а – определение скорости; б – определение коэффициента ψ

При частичной загрузке автомобиля его вес G_x меньше веса G_a при полной загрузке, а динамический фактор D_x соответственно больше D , так как

$$D_x = \frac{F_K - F_W}{G_x}, \quad (2.30)$$

$$D_x = D \frac{G_a}{G_x}, \quad (2.31)$$

а для незагруженного автомобиля, вес которого G_0 динамический фактор

$$D_0 = D \frac{G_a}{G_0}. \quad (2.32)$$

2.7.2. Динамический паспорт автомобиля

Динамический паспорт автомобиля представляет собой совокупность динамической характеристики, номограммы нагрузок и графика контроля буксования. Динамический паспорт автомобиля позволяет решать уравнение движения с учетом конструктивных параметров автомобиля (M_K и др.), основных характеристик дороги (коэффициентов ψ и ϕ) и нагрузки на автомобиль.

Тягово-скоростные качества автомобиля при различных его нагрузках оценивают с помощью предложенной Н.А. Яковлевым номограммы нагрузок, которая дополняет динамическую характеристику автомобиля, соответствующую номинальной (100 %) его загрузке (рис. 2.7).

По оси абсцисс влево от начала координат, соответствующего 100 % нагрузки, откладывают уменьшающийся до нуля процент нагрузки автомобиля. В той точке оси абсцисс, где нагрузка равна 0 %, проводят вторую ось ординат, на которой откладывают значения динамического фактора D_0 ненагруженного автомобиля.

Масштаб a , в котором откладываются значения D_0 , определяют в зависимости от масштаба a , принятого для D по выражению

$$a_0 = a \cdot \frac{D_0}{D}. \quad (2.33)$$

Отношение $\frac{D_0}{D}$ получить из выражения (2.33).

Равнозначные значения величин D_0 и D (0,05; 0,1; 0,2 и т.д.) соединяют прямыми линиями. В соответствии с уравнением (2.33) каждая из этих линий представляет собой совокупность равных значений динамического фактора D_x для всех возможных нагрузок автомобиля. Эти же линии в случае установившегося движения автомобиля соответствуют каждая своему определенному значению коэффициента суммарного сопротивления дороги, поскольку в этом случае $D = \psi$.

Круг задач значительно расширяется, если динамическую характеристику с номограммой нагрузок дополнить графиком контроля буксования – штриховые линии на рис. 2.7, б.

График представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить предельную возможность движения по условиям сцепления.

Каждая из линий графика контроля буксования достаточно точно описывается уравнением:

$$D_{\phi x} = \frac{k_2 \cdot G_{x2}}{G_{ax}} \phi, \quad (2.34)$$

где G_{ax} – полная масса автомобиля при x % его загрузки, Н; G_{x2} – часть массы приходящаяся на ведущие колеса, Н; k_2 – коэффициент перераспределения нагрузки на ведущие колеса:

$$k_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \varphi \cdot \frac{h_\partial}{I}}, \quad (2.35)$$

По уравнению (2.34) получают столько линий, сколько задают значений коэффициенту сцепления ϕ . На рис. 2.7, б показаны линии, соответствующие значениям $\phi = 0,1 \dots 0,8$ с шагом 0,1. Коэффициент k_2 подсчитывают в зависимости от ϕ по уравнению (2.48), в котором для упрощения принимают $\cos \alpha = 1$.

Величину отношения $\frac{G_{x2}}{G_{ax}}$ в уравнении (2.34) можно выразить через нагрузку автомобиля x % так:

$$\frac{G_{x2}}{G_{ax}} = \frac{G_{02} + \frac{x}{100} (G_2 - G_{02})}{G_0 + \frac{x}{100} G_{GP}}, \quad (2.36)$$

где G_0 – собственный вес автомобиля; G_{GP} – номинальная грузоподъемность автомобиля; G_2, G_{02} – масса, приходящаяся на ведущие колеса полностью груженого и ненагруженного автомобиля соответственно.

Из уравнения (2.36) получаем граничные значения отношения $\frac{G_{x2}}{G_x}$ при $x = 0$ % и при $x = 100$ % соответственно:

$$\begin{aligned} \left(\frac{G_{x2}}{G_x} \right)_{x=0\%} &= \frac{G_{02}}{G_0}; \\ \left(\frac{G_{x2}}{G_x} \right)_{x=100\%} &= \frac{G_2}{G_a}. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Тогда граничные значения динамического фактора по сцеплению (ненагруженного и полностью груженого автомобиля) определяются выражениями

$$\begin{aligned} D_{\phi 0} &= k_2 \frac{G_{02}}{G_0} \phi; \\ D_{\phi} &= k_2 \frac{G_2}{G_a} \phi. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Величины $D_{\phi 0}$ и D_{ϕ} откладывают соответственно на осях OD_0 и OD масштабах, принятых для этих осей (a_0 и a). Затем штриховой прямой соединяем соответствующие точки. Над линией записывают соответствующее ей значение.

2.8. Расчет показателей разгона автомобиля

Ускорения, которые автомобиль способен развивать при разгоне, – важная характеристика его тягово-скоростных качеств. Чем они больше, тем меньшее время требуется для достижения автомобилем возможной или допустимой в данных условиях максимальной скорости движения и, следовательно, тем большей будет средняя скорость его движения, определяющая транспортную производительность автомобиля.

Для оценки динамики разгона автомобиля наиболее часто используют следующие зависимости:

$\frac{dv}{dt} = f(j_a)$ – ускорения от скорости движения автомобиля по передачам;

$v_a = f(t)$ – скорости движения автомобиля при разгоне от времени;

$v_a = f(s)$ – скорости движения автомобиля при разгоне от пройденного пути.

Графики этих зависимостей принято называть соответственно графиками ускорений, времени и пути разгона автомобиля. График ускорений – основной, по нему строят два других.

Используя графики ускорений, строят графики пути и времени разгона автомобиля.

Для небольших интервалов скоростей ($v_{a_i} - v_{a_{i-1}}$) движение автомобиля можно считать равноускоренным при среднем ускорении j_{iCP} , определяемом как среднее арифметическое величин j_{i-1} и j_i . Исходя из этого предположения время t_i для разгона автомобиля от скорости $v_{a_{i-1}}$ до скорости v_{a_i} определяется по закону равноускоренного движения:

$$t_i = \frac{v_{a_i} - v_{a_{i-1}}}{j_{iCP}} = \frac{2(v_{a_i} - v_{a_{i-1}})}{j_{i-1} + j_i}. \quad (2.39)$$

Суммарное время разгона автомобиля от скорости $v_a = 0$ до $v_{a_{max}}$:

$$t = \sum_{i=1}^n t_i = \sum_{i=1}^n \frac{2(v_{a_i} - v_{a_{i-1}})}{j_{i-1} + j_i}. \quad (2.40)$$

Время разгона автомобиля с места до некоторого промежуточного значения скорости v_{a_i} определяется выражением:

$$t_{vai} = \sum_{i=1}^i t_i = \sum_{i=1}^i \frac{2(v_{a_i} - v_{a_{i-1}})}{j_{i-1} + j_i}. \quad (2.41)$$

Величины t_{vai} и v_{ai} являются соответственно абсциссой и ординатой i -й точки при построении графика времени разгона автомобиля.

Величина пути S_i , на котором происходит увеличение скорости движения автомобиля от v_{ai-1} до скорости v_{ai} , на основании принятого предположения определяется выражением

$$S_i = v_{ai-1} \cdot t_i + \frac{j_{i-1} + j_i}{4} t_i^2, \quad (2.42)$$

или

$$S_i = \frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2} \cdot t_i. \quad (2.43)$$

Путь разгона автомобиля с места до скорости v_{ai}

$$S_{vai} = \sum_{i=1}^i S_i = \sum_{i=1}^i \frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2} \cdot t_i. \quad (2.44)$$

Величины S_{vai} и v_{ai} – соответственно абсцисса и ордината i -й точки при построении графика пути разгона автомобиля.

Суммарный путь разгона автомобиля с места до максимальной скорости $v_{a \max}$:

$$S = \sum_{i=1}^n S_i = \sum_{i=1}^n \frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2} \cdot t_i. \quad (2.45)$$

При построении графика пути и времени разгона по методу академика Е.А. Чудакова и Н.А. Яковлева расчетный интервал скоростей разбивают на мелкие участки, как показано на рис. 2.8, и считают, что на каждом из участков автомобиль разгоняется с постоянным ускорением j_{iCP} .

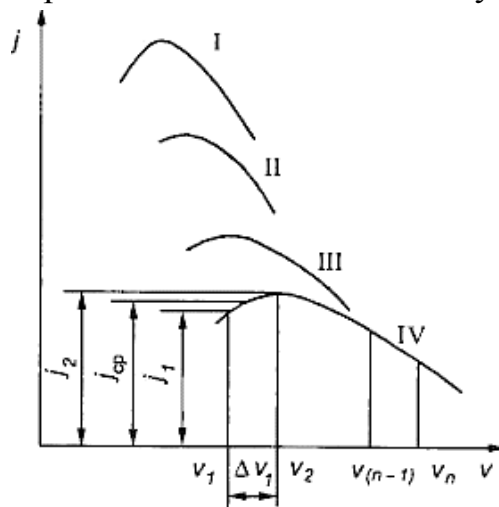


Рис. 2.8. Зависимости ускорения от скорости движения соответственно на первой-четвертой передачах

Для точности расчета интервалы скоростей 0,5...1 м/с – на первой передаче, 1...3 м/с – на промежуточных и 3...4 м/с – на высшей передаче. Рассчитанные величины сводят в табл. 2.5.

Исходными данными являются значения скоростей и соответствующих им ускорений на всех передачах, от $v_{a \min}$ до $v_{a \max}$.

Таблица 2.5 – Построение графиков пути и времени разгона автомобиля

$v_{ai}, \text{ м/с}$								
$j_i, \text{ м/с}^2$								
$j_{iCP}, \text{ м/с}^2$								
$v_{ai} - v_{ai-1}, \text{ м/с}$								
$t_i, \text{ с}$	(2.39)							
$t_{vai}, \text{ с}$	(2.41)							
$\frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2}, \text{ м/с}$								
$S_i, \text{ м}$	(2.43)							
$S_{vai}, \text{ м}$	(2.44)							

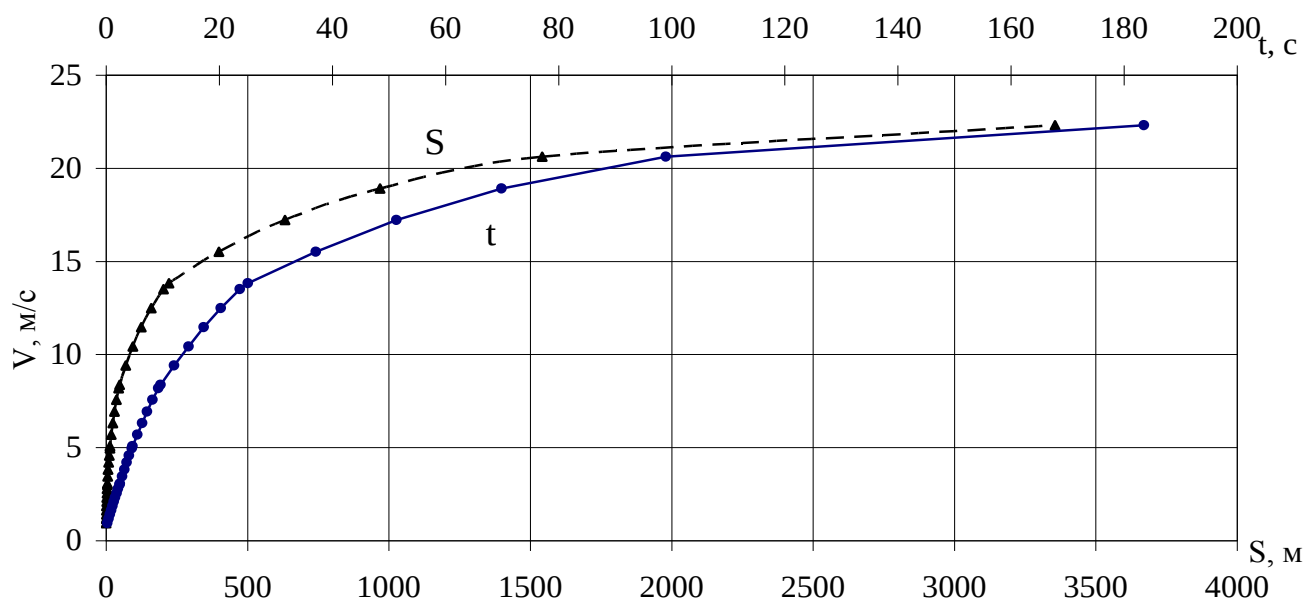


Рис. 2.9. График пути и времени разгона

2.9. Тяговый баланс автомобиля

Тяговый баланс автомобиля – это зависимость силы тяги на ведущих колёсах автомобиля P_T [Н] для различных передаточных чисел в трансмис-

сии, а также сил сопротивления качению P_f [Н] и воздуха P_w [Н] от скорости движения V_a [км/ч].

Зависимости для P_T строятся для всех ступеней в основной коробке передач. Для автомобилей, имеющих раздаточную коробку, строится так же дополнительная кривая для случая одновременного включения первой передачи в основной коробке и низшей – в раздаточной.

Силы тяги и скорости по передачам рассчитаны в табл. 2.4.

На графике тягового баланса должны быть нанесены границы силы тяги на ведущих колёсах по сцеплению с поверхностью пути гружёного автомобиля (автопоезда) P_ϕ при следующих значениях коэффициента сцепления:

- $\phi = 0,8$ (сухой шероховатый асфальтобетон);
- $\phi = 0,6$ (сухая грунтовая дорога или щебёночное покрытие);
- $\phi = 0,4$ (мокрый и грязный асфальтобетон);
- $\phi = 0,2$ (обледенелая или укатанная снежная дорога).

Силы тяги по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью рассчитываются по формуле

$$P_\phi = G_a \cdot \phi = m_a \cdot 9,8 \cdot \phi,$$

где G_a – сцепной вес автомобиля или автопоезда (вес приходящийся на его ведущие колёса); m_a – масса, соответствующая сцепному весу автомобиля (автопоезда).

Если значения P_ϕ значительно превышают значения P_T , то можно ограничить величину коэффициента сцепления значением 0,6 или 0,7.

Результаты расчета свести в виде табл. 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчета силы тяги по сцеплению ведущих колёс

ϕ	-	0,2	0,4	0,6	0,8
P_ϕ	Н				

Зависимости сил сопротивления качению строятся:

- для одиночных грузовых автомобилей (в том числе фургонов) и автопоездов только с полной нагрузкой (для двух видов дорог);
- для легковых автомобилей (в том числе с кузовом универсал) только с одним водителем на двух видах дорог;
- для автобусов - с полным числом пассажиров на двух видах дорог;

При этом сопротивление качению при малой скорости ($v_a \leq 20$ км/ч) принимать равным: $f_{01} = 0,015$ (асфальтобетонное шоссе в хорошем состоянии); $f_{02} = 0,030$ (сухая укатанная грунтовая дорога).

Силы сопротивления качению рассчитываются по формуле

$$P_f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_a^2}{20000} \right) \cdot G_a.$$

Сила сопротивления воздуха рассчитана в табл. 2.4.

Результаты расчета сил сопротивления качению и воздуха сведены в табл. 2.7, по ним построены зависимости $(P_{f1} + P_w) = f(V_a)$ и $(P_{f2} + P_w) = f(V_a)$ на графике тягового баланса.

Таблица 2.7 – Результаты расчета сил сопротивления качению и воздуха

$\omega, 1/c$										
Передача 1										
$V_a, м/с$										
P_{f1}, H										
P_{f2}, H										
P_w, H										
$P_{f1} + P_w, H$										
$P_{f2} + P_w, H$										

На графике тягового баланса должны быть отмечены величины максимальной сила тяги на высшей и низшей передачах в трансмиссии, соответствующие им скорости, а также максимальные скорости для двух значений сопротивления качению.

На рис. 2.10 показан примерный вид кривых тягового баланса автомобиля, оборудованного дизельным двигателем и пятиступенчатой коробкой передач.

2.10. Мощностной баланс автомобиля

Мощностной баланс автомобиля представляет собой зависимость мощности на ведущих колёсах автомобиля N_T [кВт], мощностей сопротивления качению N_f [кВт] и воздуха N_w [кВт], а также суммы $N_f + N_w$ от скорости установившегося движения автомобиля на всех передачах V_a [км/ч].

Мощностной баланс автомобиля показывает, как расходуется мощность, подводимая к его ведущим колёсам, при установившемся движении по горизонтали.

Мощностной баланс строится для двух значений дорожного покрытия, характеризующихся коэффициентами f_1 и f_2 , по формулам

$$N_T = \frac{P_T \cdot V_a}{3600}, \quad N_f = \frac{P_f \cdot V_a}{3600}, \quad N_w = \frac{P_w \cdot V_a}{3600}.$$

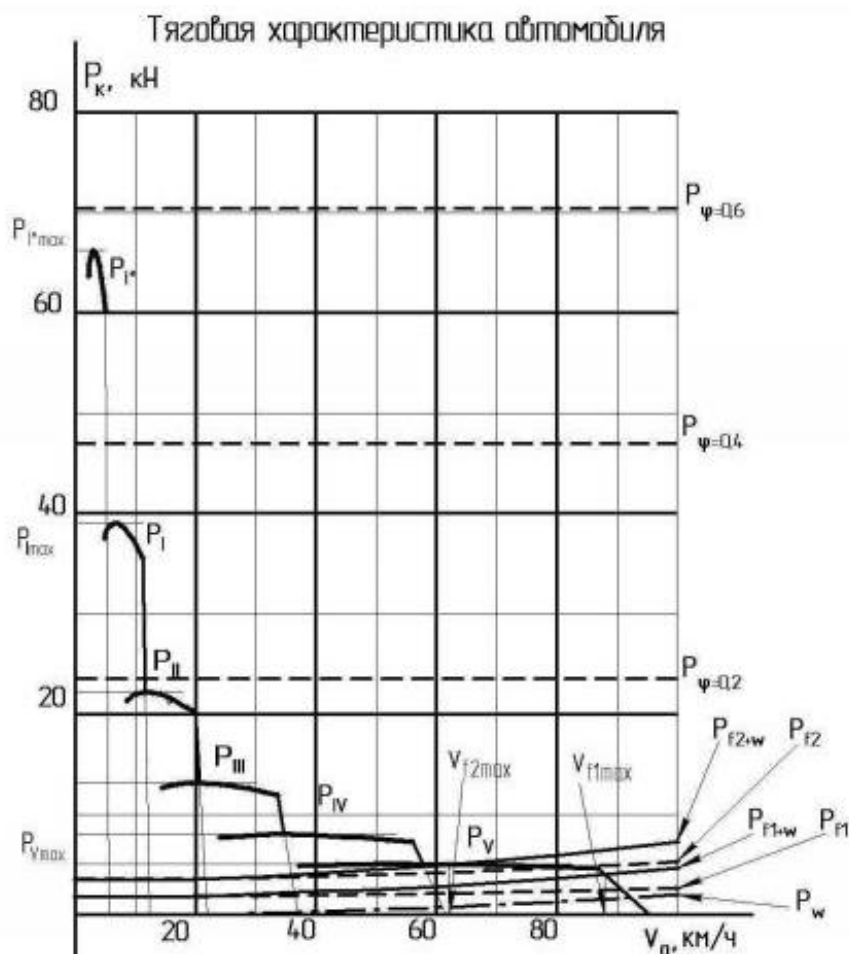


Рис. 2.10. График тягового баланса автомобиля

Результаты расчета мощности, подводимой к ведущим колесам автомобиля, и мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного и аэродинамического сопротивления заносятся в табл. 2.8 и по ним строятся зависимости $N_T = f(V_a)$, $N_w = f(V_a)$, $(N_{f1} + N_w) = f(V_a)$, $(N_{f2} + N_w) = f(V_a)$ на графике мощностного баланса.

Кривые мощностного баланса строятся для тех же условий, что и кривые тягового баланса, однако ограничения по сцеплению ведущих колёс с дорогой не производятся. При наличии на двигателе ограничителя или регулятора частоты вращения коленчатого вала кривые N_T строятся с учётом их работы (аналогично графику внешней скоростной характеристики ДВС).

На графике должны быть отмечены максимальные скорости движения автомобиля, как это делалось при построении графика тягового баланса.

Таблица 2.8 – Результаты расчета мощности

$\omega, 1/c$								
1 передача								
$V_a, км/ч$								
$N_T, кВт$								
$N_{f1}, кВт$								
$N_{f2}, кВт$								
$N_w, кВт$								
$N_{f1} + N_w, кВт$								
$N_{f2} + N_w, кВт$								

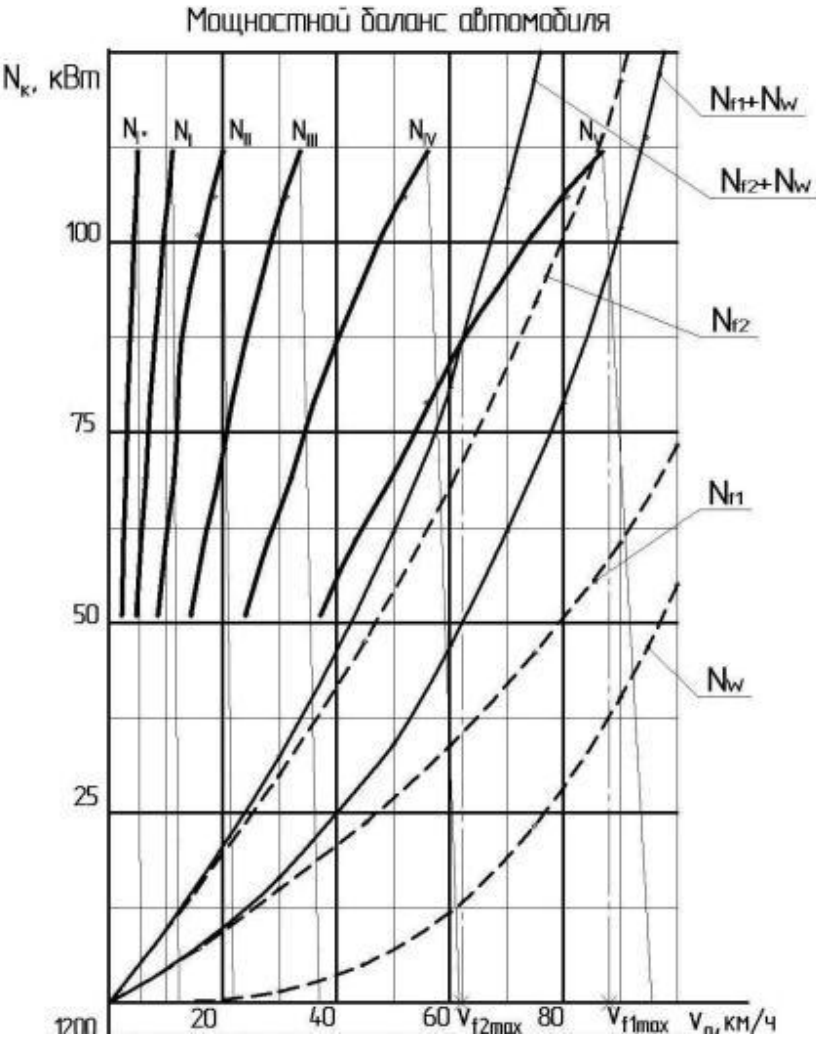


Рис. 2.11. Графики мощностного баланса автомобиля

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. – М.: АО "Трансконсалтинг", НИИАТ, 1994. – 779 с.

1. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства: учебник для студентов вузов / В.К. Вахламов. – 5-е изд., стереотипное. – М.: Академия, 2012. – 237 с.: ил.

2. Кузьмин Н.А. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: учеб. пособие / Н.А. Кузьмин, В.И. Песков. – М.: Форум: НИЦ Инфра-М, 2013. – 256 с.

3. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: учеб. пособие для вузов / А.П. Солтус. – К.: Аристей, 2004. – 188 с.

4. Тарасик В.П. Теория автомобилей и двигателей: учеб. пособие / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. – 2-е изд., испр. - М.: НИЦ Инфра-М; Мн.: Нов. знание, 2013. – 448 с.: ил.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Таблица А.1 – Ориентировочные значения q для автомобилей общего назначения с колесными формулами 4×2 и 6×4

M_z , т	1,5	3,0	5,0	8,0	12,0
Коэффициент тары, q	1,15	0,80	0,70	0,65	0,62

Таблица А.2 – Ориентировочные значения q для полноприводных автомобилей

Колесная формула	4×4	6×6	8×8
Коэффициент тары, q	1,6...1,7	1,4...1,5	1,3...1,4

Таблица А.3 – Коэффициенты обтекаемости автомобилей

Тип автомобиля	k_B , Н·с ² /м ⁴
Легковые автомобили	0,15...0,35
Автобусы	0,24...0,40
Грузовые автомобили	0,50...0,70
Автопоезда	0,60...0,85
Автофургоны	1,0...1,2

Таблица А.4 – Ориентировочные значения фактора сопротивления воздуха

Тип автомобиля	W , Н·с ² /м ²
Легковые:	
особо малого	0,5...0,6
малого	0,6...0,7
среднего	0,75...0,78
большого	0,85...0,95
Грузовые грузоподъемностью, т:	
до 1,0	1,2...1,5
1,1...2,5	1,6...2,0
2,6...4,0	2,1...2,8
свыше 4,0	2,9...3,5
Автобусы средней и большой пассажировместимости с кузовом вагонного типа	2,9...3,6