

МИНИСТЕРСТВО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР

Н А М И

В Ы П У С К

67

**ИССЛЕДОВАНИЕ
ДИНАМИКИ
И ЭКОНОМИКИ
АВТОМОБИЛЯ**

МАШГИЗ · 1953

МИНИСТЕРСТВО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР
Государственный Ордена Трудового Красного Знамени
научно-исследовательский
автомобильный и автотракторный институт
НАМИ

ВЫПУСК 67

ИССЛЕДОВАНИЕ
ДИНАМИКИ И ЭКОНОМИКИ
АВТОМОБИЛЯ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ И СУДОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1953

Автор выпуска
Канд. техн. наук Н. К. КУЛИКОВ

Выпуск содержит две статьи. В первой статье изложены метод расчета и элементы анализа динамических и экономических показателей автомобиля с гидродинамической передачей в процессе разгона. Вторая статья посвящена методу расчета расхода топлива автомобилем при движении разгоном—накатом и анализу топливной экономичности автомобиля при данном режиме движения.

Работа предназначена для инженерно-технических и научных работников автомобильной промышленности.

Редакционная коллегия:

Директор НАМИ канд. техн. наук А. В. ОСИПЯН — ответственный редактор,
инж. Я. Г. ЗИЛЬБЕРБЕРГ — секретарь

Члены редколлегии:

д-р техн. наук проф. Н. Р. БРИЛИНГ, д-р техн. наук проф. Г. Г. КАЛИШ,
д-р техн. наук И. С. МЕЗИН, д-р техн. наук Я. М. ПЕВЗNER,
д-р техн. наук проф. М. М. ХРУЩЕВ, д-р техн. наук К. С. РАМАЙЯ,
кандидаты техн. наук Н. Н. БРЫЗГОВ, И. С. КОЗЛОВСКИЙ
и И. И. ЛЫТКИН

РАСЧЕТ ДИНАМИКИ И ЭКОНОМИКИ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ В ПРОЦЕССЕ РАЗГОНА

В статье разработан метод расчета динамических и экономических показателей автомобиля с гидродинамической передачей в процессе разгона и установившегося движения.

Исследования проведены как для автомобиля с гидродинамической муфтой, так и для автомобиля с гидродинамическим трансформатором.

Изложены типовые методы расчета динамических и экономических показателей автомобиля; приведены расчеты динамики и экономики автомобилей ЗИМ и М-20 „Победа“ (с автоматической коробкой передач).

ВВЕДЕНИЕ

Гидродинамическая передача (муфта, трансформатор) находит все большее применение в силовых передачах автомобилей.

Гидродинамическая передача автомобиля является в основном механизмом для разгона.

Расчет и подбор параметров ее нужно производить в первую очередь с учетом разгона автомобиля; с этих же позиций нужно сравнивать и различные коробки передач автомобилей и автомобили в целом.

Разгон любого автомобиля характеризуется динамическими и экономическими показателями.

Как известно, все динамические показатели обычного автомобиля со ступенчатой коробкой передач легко могут быть рассчитаны по методу, разработанному акад. Е. А. Чудаковым [13], или по другим методам [3], [6]. Экономические качества обычных автомобилей со ступенчатой коробкой передач в процессе разгона также могут быть определены достаточно просто [7].

Для автомобилей с гидродинамическими передачами до настоящего времени не существовало единых методов расчета динамики и экономики. Поэтому оценка качества автомобиля с гидроредукцией и сравнение его с автомобилями, имеющими иные передачи, были затруднены. В частности, сравнение по к. п. д. передачи носило условный характер [14].

Подобное положение объяснялось двумя причинами. Автомобиль с гидроредукцией в отношении динамики поступательного движения

представляет собой систему по меньшей мере с двумя степенями свободы, в то время как автомобиль без гидротрансмиссии является системой с одной степенью свободы.

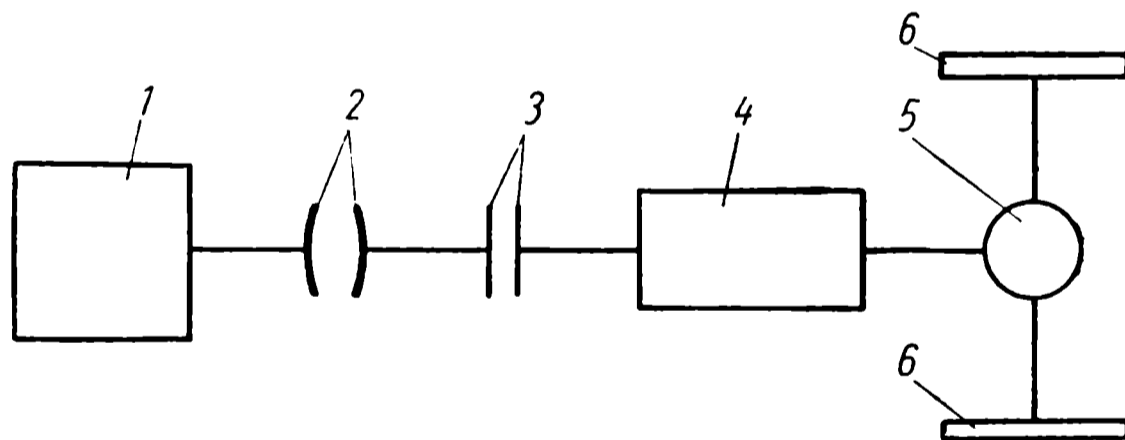
Дифференциальные уравнения движения автомобиля с гидротрансмиссией получаются при этом нелинейными, и современная математика не располагает аппаратом для их точного интегрирования. Поэтому эти уравнения можно интегрировать только приближенным способом. В настоящем выпуске изложен общий, достаточно точный метод интегрирования уравнений движения автомобиля, основанный на некоторых особых свойствах системы. По этому методу удалось свести расчет динамики автомобиля с гидротрансмиссией по форме к расчету динамики автомобиля с обычной ступенчатой коробкой¹.

С другой стороны, установление свойств автомобиля с гидротрансмиссией в процессе разгона было затруднено до известной степени вследствие отсутствия достаточно простого метода расчета расхода топлива в процессе разгона. В настоящее время такой метод существует применительно к автомобилям с любым видом передачи [7]. В соответствии с изложенным возможно подробное исследование динамических и экономических свойств автомобиля.

ДИНАМИКА И ЭКОНОМИКА АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МУФТОЙ

Схема силовой передачи

Автомобиль ЗИМ, выпускаемый Горьковским автомобильным заводом имени Молотова, а также экспериментальные автомобили ЗИС-110,



Фиг. 1. Общая схема силовой передачи автомобиля с гидродинамической муфтой.

„Москвич“, ЗИС-150 имеют в силовой передаче гидродинамическую муфту. Гидродинамическая муфта установлена также на автомобиле-самосвале МАЗ-525.

¹ Имеющиеся в литературе расчеты динамики автомобиля с гидродинамическим трансформатором произведены приближенным способом (в частности, коэффициент вращающихся масс берут постоянным и вычисляют по формуле, пригодной лишь для автомобиля со ступенчатой коробкой передач [9]).

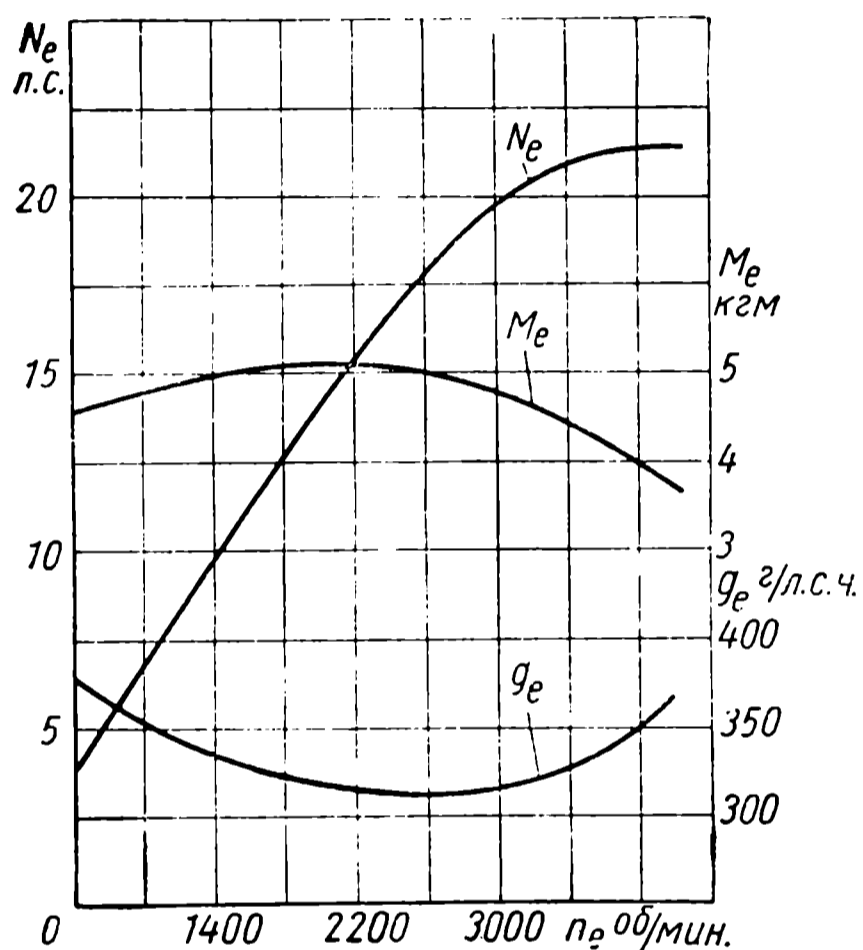
Это замечание относится и к обычному расчету динамики автомобиля с гидромуфтой.

Общая схема силовой передачи современного автомобиля с гидродинамической муфтой и ступенчатой коробкой передач показана на фиг. 1¹.

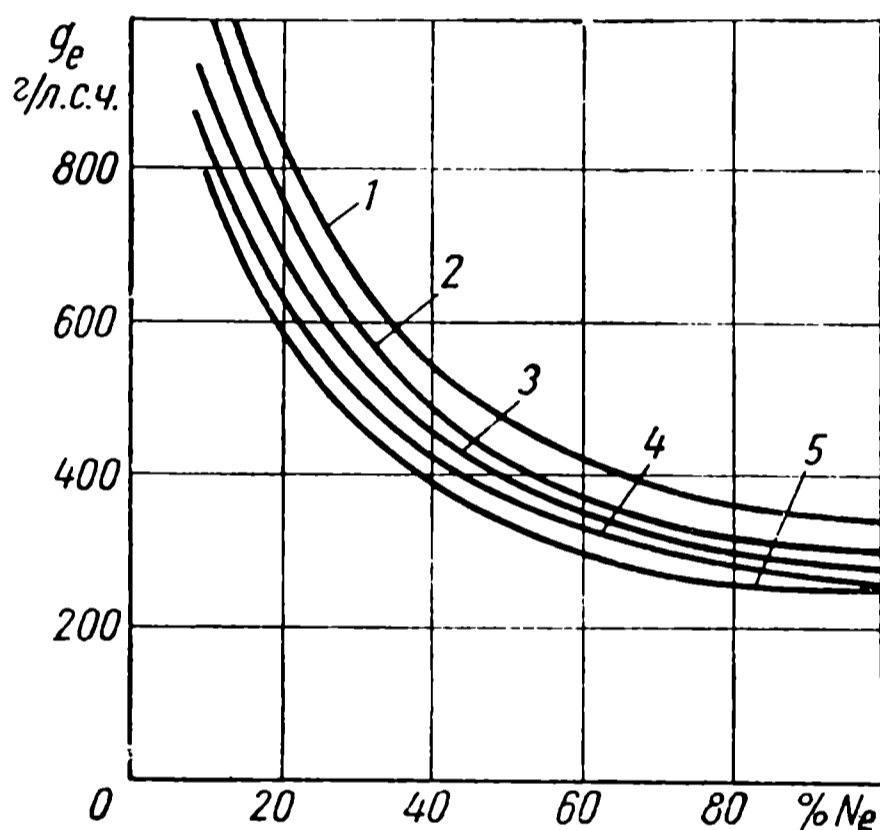
В эту схему включены: двигатель 1 автомобиля, гидродинамическая муфта 2, фрикционное сцепление 3, коробка передач 4, главная передача 5, ведущие колеса 6.

Свойства элементов силовой передачи и сопротивления движению

Двигатель. В дальнейшем будем считать, что задана статическая мощностная характеристика двигателя (фиг. 2) и нагрузочные характеристики двигателя (фиг. 3).



Фиг. 2. Характеристика двигателя автомобиля „Москвич“ (дроссельная заслонка открыта полностью).



Фиг. 3. Нагрузочные характеристики двигателя:

- 1) $n_e = 500$ об/мин; 2) $n_e = 900$ об/мин;
- 3) $n_e = 2900$ об/мин; 4) $n_e = 2500$ об/мин;
- 5) $n_e = 2000$ об/мин.

Кривую изменения крутящего момента в зависимости от числа оборотов вала двигателя, показанную на фиг. 2, можно с достаточной степенью точности рассматривать как квадратичную параболу, и ее уравнение может быть записано в виде

$$M_e = M + a\omega_e + b\omega_e^2, \quad (1)$$

где M_e — эффективный крутящий момент двигателя в кгм при работе на установившемся режиме;

ω_e — угловая скорость коленчатого вала двигателя в 1/сек;

M , a и b — постоянные для данного открытия дроссельной заслонки величины.

¹ Описание конструкций передач с гидромуфтой и гидротрансформатором можно найти в работах [1], [2], [5], [8], [9], [10].

Во время разгона автомобиля двигатель работает на неустановившихся режимах и вследствие этого крутящий момент, определяемый по статической характеристике, будет отличаться от значения динамического крутящего момента, причем в общем случае, как экспериментально установлено [11], [12], для определенных чисел оборотов и нагрузки двигателя может быть $M_{eд} \not\equiv M_e$.

В большинстве же случаев динамический крутящий момент $M_{eд}$ оказывается меньше статического крутящего момента M_e . Степень расхождения этих величин зависит от степени отклонения неустановившегося режима от установившегося, т. е. от ускорения вала двигателя и от конструктивных параметров двигателя.

В настоящее время точная аналитическая зависимость между $M_{eд}$, M_e и ускорением вала двигателя $\varepsilon_e = \frac{d\omega_e}{dt}$ еще не установлена, однако может быть получено приближенное соотношение между ними.

Если динамический крутящий момент зависит от ускорения вала двигателя, то неизвестную функцию

$$M_{eд} = f(\varepsilon_e)$$

можно представить в виде ряда

$$M_{eд} = a_0 + a_1\varepsilon_e + a_2\varepsilon_e^2 + \dots, \quad (2)$$

где $M_{eд}$ — эффективный крутящий момент двигателя, развиваемый при работе на неустановившемся режиме, или динамический крутящий момент в кгм;

a_0, a_1, a_2, \dots — величины, не зависящие от углового ускорения ε_e .

При установившихся режимах работы двигателя $\varepsilon_e = 0$ и $M_{eд} \equiv M_e$, поэтому коэффициент a_0 в ряде (2) равен соответствующему статическому крутящему моменту

$$a_0 \equiv M_e. \quad (3)$$

Следовательно,

$$M_{eд} = M_e + a_1\varepsilon_e + a_2\varepsilon_e^2 + \dots \quad (4)$$

По формуле (4) можно при известных (из теории или экспериментов) коэффициентах a_i вычислить с любой степенью точности величину динамического крутящего момента в зависимости от ускорения вала двигателя и статического крутящего момента.

Если значения коэффициентов a_i и ускорений таковы, что допустимо ограничиться в формуле (4) только первыми двумя членами, то расчет может быть построен приближенно.

В экспериментальных работах проф. Б. С. Фалькевича [12], канд. техн. наук Д. А. Рубца [11] показано, что динамический крутящий момент может быть вычислен по приближенной формуле

$$M_{eд} = M_e - \lambda\varepsilon_e, \quad (5)$$

где $\lambda > 0$ — постоянный коэффициент.

В дальнейших расчетах будет использована приближенная формула (5), так как сведений о других коэффициентах ряда (4) нет.

Удельный расход топлива при неустановившемся режиме g_{ed} также отличается от статического удельного расхода топлива g_e . Точный закон изменения удельного расхода топлива при разгоне неизвестен.

Зависимость между удельным расходом топлива и ускорением может быть выражена также в виде ряда

$$g_{ed} = g_e + \sigma \varepsilon_e + \sigma_1 \varepsilon_e^2 + \dots, \quad (6)$$

где σ, σ_1, \dots — величины, не зависящие от ε_e .

В линейном приближении формула (6) имеет вид

$$g_{ed} = g_e + \sigma \varepsilon_e. \quad (7)$$

Эксперименты показывают, что коэффициент σ для данного двигателя по постоянной регулировке является приблизительно постоянным, причем $\sigma > 0$.

Если выразить угловое ускорение вала двигателя через ускорение автомобиля j , то формула (7) примет вид

$$g_{ed} = g_e + \frac{\sigma i_0 i_k}{r_k} j, \quad (8)$$

где r_k — радиус качения колеса в м;

i_k — передаточное число ступенчатой коробки передач;

i_0 — передаточное число главной передачи.

Приближенное соотношение между величинами динамического Q'_d и статического Q' часовых расходов топлива:

$$Q'_d = Q' (1 + \sigma' \varepsilon_e).$$

Так как часовой расход топлива зависит от удельного расхода топлива и мощности двигателя

$$Q'_{ed} = g_{ed} N_{ed},$$

то по предпоследней формуле невозможно выяснить влияние величин g_{ed} и N_{ed} в отдельности. Кроме того, влияние неустановившихся режимов на мощность двигателя уже учтено формулой

$$N_{ed} = N_e - \frac{\lambda}{75} \frac{i_0^2 i_k^2}{r_k^2} v j;$$

эта формула вытекает из формулы (5). Кроме этого, нужно учесть изменение удельного расхода топлива отдельно.

Использование для расчета данных формулы (7) не противоречит в первом приближении опытам [11], [12], если выбрать соответствующую величину σ .

Гидродинамическая муфта. Крутящие моменты на валу насоса и на валу турбины равны между собой по абсолютной величине (если не учитывать малые механические потери и массу жидкости) и равны крутящему моменту, передаваемому гидромучтой:

$$M_1 = M_2 = M_n, \quad (9)$$

где M_1 — крутящий момент на входном валу гидropередачи в кгм;

M_2 — крутящий момент на выходном валу гидropередачи в кгм (абсолютная величина);

M_n — крутящий момент, передаваемый гидромuфтой, в кгм.

Передаваемый муфтой крутящий момент равен [8]

$$M_n = \lambda_1 \gamma D_1^5 n_1^2 = \lambda_n \omega_e^2, \quad (10)$$

где D_1 — диаметр рабочих колес гидropередачи в м;

γ — удельный вес рабочей жидкости в кг/м³;

λ_n — коэффициент крутящего момента передачи в кгмсек²;

λ_1 — коэффициент первичного крутящего момента гидropередач, зависящий от передаточного числа гидropередачи, в мин²/м·об².

Коэффициент λ_1 практически зависит только от величины скольжения S в гидромuфте, которую вычисляют с помощью соотношения

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1}, \quad (11)$$

где $n_1 = n_e$ — число оборотов в минуту входного вала гидropередачи;

n_2 — число оборотов в минуту выходного вала гидropередачи;

ω_1 — угловая скорость входного вала гидropередачи в 1/сек;

ω_2 — угловая скорость выходного вала гидropередачи в 1/сек.

Коэффициент λ_n крутящего момента гидромuфты зависит от величины λ_1 , удельного веса γ рабочей жидкости и диаметра D_1 рабочих колес гидромuфты:

$$\lambda_n = \left(\frac{30}{\pi}\right)^2 \lambda_1 \gamma D_1. \quad (12)$$

На фиг. 4 показано изменение коэффициента λ_1 в зависимости от величины $\frac{1}{in} = \frac{n_2}{n_1} = 1 - S$ для гидромuфты НАМИ, установленной на автомобиле „Москвич“ [2].

На фиг. 15 дана кривая $\lambda_n = f(1 - S)$ для автомобиля ЗИМ¹.

Кривые коэффициента λ_1 для других автомобильных гидромuфт по своей форме близки к кривым, показанным на фиг. 4 и 15.

При расчетах обычно пользуются кривой коэффициента λ_n крутящего момента гидромuфты, построенной на основании кривой

$$\lambda_1 = f(1 - S).$$

¹ Кривая $\lambda_n = f(1 - S)$ для автомобиля ЗИМ получена путем пересчета кривой зависимости скольжения в гидромuфте от числа оборотов n_2 , представленной Горьковским автомобильным заводом имени В. М. Молотова.

Для аналитического исследования работы гидромуфты можно использовать аналитическое выражение для коэффициента крутящего момента

$$\lambda_1 = pS - qS^2 + rS^3, \quad (13)$$

где p, q, r — постоянные для данной муфты коэффициенты. По формуле (13) коэффициент λ_1 может быть вычислен с высокой степенью точности; в некоторых случаях можно использовать упрощенную формулу для λ_1 :

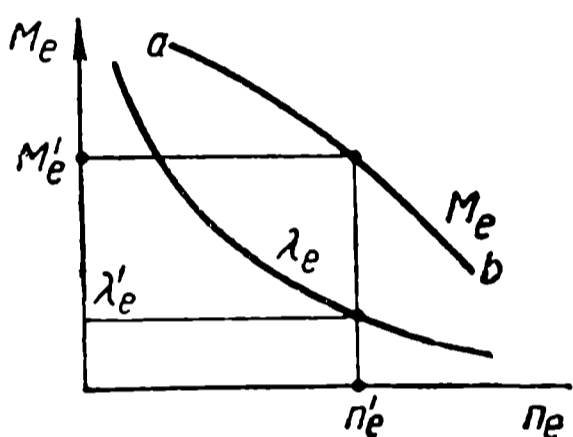
$$\lambda_1 = pS - qS^2, \quad (14)$$

или даже (при малых S)

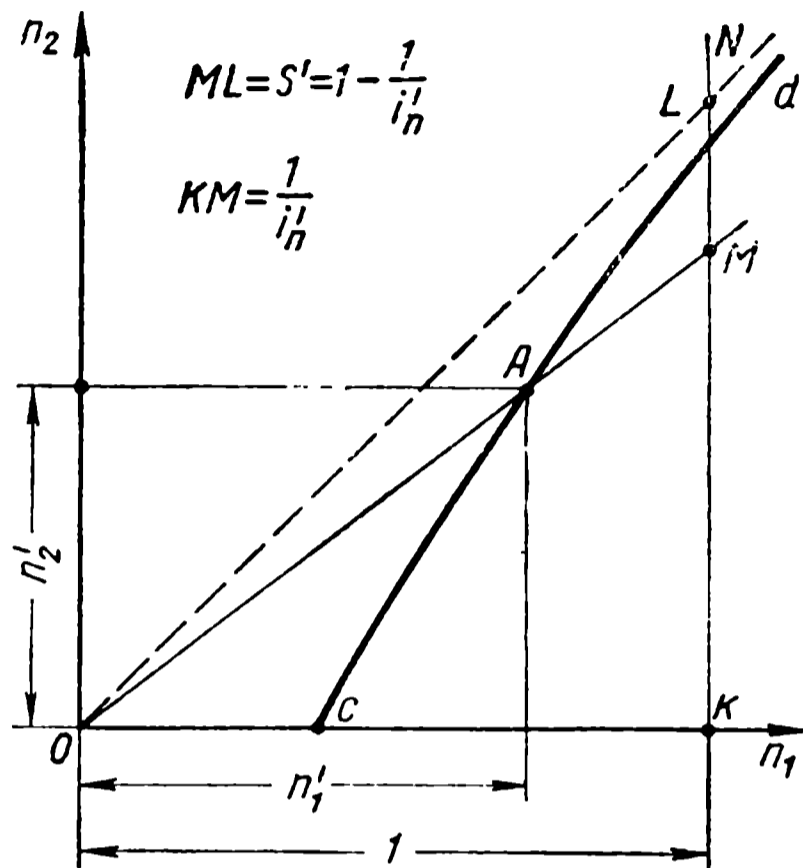
$$\lambda_1 = pS. \quad (15)$$

К. п. д. гидродинамической муфты равен

$$\eta_n = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{i_n} = 1 - S. \quad (16)$$



Фиг. 5. Кривые крутящего момента и коэффициента крутящего момента двигателя.



Фиг. 6. Особая кинематическая характеристика гидромуфты.

Таким образом, к. п. д. гидромуфты зависит только от величины скольжения S . При работе автомобильных гидродинамических муфт величина скольжения изменяется по времени, причем для трогания с места $S = 1$; $\eta_n = 0$; нормальный рабочий режим соответствует значениям $S = 0,03 \div 0,02$ и $\eta_n = 0,97 \div 0,98$. Минимальные значения S всегда несколько больше нуля и, следовательно, всегда $\eta_n < 1$.

Найдем зависимость между числами оборотов входного и выходного валов гидромуфты при условии, что оба вала вращаются равномерно.

При работе двигателя с постоянным числом оборотов вала и определенным открытием дроссельной заслонки крутящий момент изменяется по некоторой кривой ab (фиг. 5) и при n'_e равен $M_e = M'_e$.

Для определения числа оборотов выходного вала n'_2 пользуются формулой (10) и кривой изменения коэффициента крутящего момента гидромуфты (см. фиг. 4).

Так как при постоянной скорости вращения валов $M_e = M_n$, то, найдя значение λ'_n , соответствующее значениям крутящего момента и числу оборотов M'_e и n'_e , получают

$$\lambda'_n = \lambda'_e = \frac{M'_e}{(\omega'_e)^2},$$

где $\lambda_e = \frac{M_e}{\omega_e^2}$ есть коэффициент момента двигателя.

По кривой $\lambda_n = f(1 - S)$ находят величину скольжения и затем передаточное число гидромукты $i'_n = \frac{1}{1 - S'}$ и, таким образом, получают возможность определить число оборотов выходного вала муфты

$$n'_2 = \frac{n'_e}{i'_n}.$$

Проделав аналогичные расчеты для нескольких значений $n_1 = n_e$, строят на плоскости $n_1 O n_2$ кривую cd (фиг. 6), графически представляющую искомую зависимость между n_1 и n_2 при определенном открытии дроссельной заслонки. Эту кривую в дальнейшем будем называть особой кинематической характеристикой гидромукты. С помощью кривой cd можно легко построить некоторые зависимости, определяющие работу гидромукты.

Например, передаточное число гидромукты для различных значений n_2 может быть определено следующим образом.

Через начало координат и через некоторую точку A особой кинематической характеристики cd , соответствующую данному числу оборотов n'_1 , проводят прямую линию до пересечения с вертикальной линией KN в точке M (фиг. 6), причем прямую KN проводят так, чтобы было выполнено условие $OK = 1$. Прямая KN пересечет биссектрису прямого угла в точке L .

Отрезок KM равен величине, обратной передаточному числу гидромукты, а отрезок ML — скольжению $S = 1 - \frac{1}{i'_n}$, как это легко доказать. Таким образом, теперь можно подсчитать значения i'_n и построить кривые $i'_n = f(n_1)$ или $i'_n = f(n_2)$.

Как было указано, из-за отсутствия сведений о характеристиках для неустановившихся режимов гидромукты приходится исследовать переходные процессы с помощью статических характеристик муфты, однако, предлагаемые в настоящей работе методы расчета динамики и экономики автомобиля полностью остаются в силе и в случае использования характеристик, снятых при неустановившихся режимах.

Фрикционное сцепление. При дальнейшем исследовании будем считать, что фрикционное сцепление имеет обычную характеристику, т. е. что оно рассчитано на передачу максимального крутящего момента

$$M_{\phi \max} = \beta' M_{e \max}, \quad (17)$$

где β' — коэффициент запаса сцепления.

При отсутствии буксования сцепления крутящий момент, передаваемый сцеплением, может иметь любое значение от $-M_{\phi \max}$ до $+M_{\phi \max}$ в зависимости от величины крутящего момента, подводимого от двигателя. В случае буксования сцепления передаваемый им крутящий момент зависит от силы нажатия пружин и может быть изменен водителем. В дальнейшем принято, что фрикционное сцепление не буксует.

Коробка передач и главная передача. Свойства этих агрегатов характеризуются, как обычно, величинами передаточных чисел и к. п. д., которые на каждой передаче будут считаться постоянными.

Сопротивление движению. Силы сопротивления движению оценивают обычным способом, т. е. считают, что сопротивление складывается из сопротивления дороги и воздуха

$$P_c = P_\psi + P_w = \psi G + K' F v^2$$

или, полагая $K' F = w$,

$$P_c = \psi G + w v^2, \quad (18)$$

где v — скорость поступательного движения автомобиля в $м/сек$;

ψ — коэффициент сопротивления дороги;

K' — коэффициент сопротивления воздуха в $кгм^{-4} сек^2$;

$w = K' F$ — фактор сопротивления воздуха в $кг \cdot сек^2 м^{-2}$.

Расчетная схема силовой передачи

Автомобиль рассматривают как систему из двух масс, не связанных между собой жестко, — как систему с двумя степенями свободы.

Первую массу представляют приведенным к валу двигателя моментом инерции I_e движущихся частей двигателя и жестко связанных с валом частей силовой передачи. Вторая масса является приведенной к центру тяжести автомобиля массой автомобиля и массой колес. Будем полагать, что все механические элементы автомобиля абсолютно жесткие. При расчетах учитывают трение в коробке передач и в главной передаче.

Уравнения движения в процессе разгона

Дифференциальные уравнения движения

Автомобиль со ступенчатой коробкой передач без гидромукты при принятых допущениях представляет собой систему с одной степенью свободы, движение которой описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{dv}{dt} = j = \frac{P_{кп} - P_c}{\delta_n G} g, \quad (19)$$

$$P_{кп} = \frac{M_e i_{кi_0} \gamma_{1m}}{r_d}, \quad (20)$$

есть сила тяги на ведущих колесах в зависимости от числа оборотов вала двигателя;

$P_c = \psi G + w v^2$ — сумма сопротивлений дороги и воздуха в зависимости от скорости автомобиля;

δ_n — коэффициент неустановившегося режима, учитывающий влияние вращающихся частей двигателя и неустановившийся режим работы двигателя;

δ — коэффициент влияния вращающихся масс;

$g = 9,81 м/сек^2$ — ускорение силы тяжести;

γ_{1m} — механический к. п. д. силовой передачи;

r_d — динамический радиус колеса.

На каждой ступени коробки передач между числом оборотов вала двигателя и скоростью v автомобиля имеется линейная зависимость

$$v = \frac{\pi n_e r_k}{30 i_0 i_k}. \quad (21)$$

Таким образом, все величины, входящие в уравнение (19), выражают через скорость движения автомобиля, и уравнение (19) интегрируют, т. е. получают зависимость скорости и пути движения автомобиля от времени.

Автомобиль с гидромуфтой представляет собой более сложную систему — систему с двумя степенями свободы, так как гидромуфта разделяет всю силовую систему автомобиля на две части, не связанные между собой жесткой связью.

Закон движения первой части — вала двигателя — зависит от характеристики двигателя и свойств гидромуфты и может быть записан в дифференциальной форме в виде уравнения

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_{e\partial} - M_1. \quad (22)$$

Введя выражение крутящего момента по формуле (5) в уравнение движения (22), получаем

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_e - \lambda \frac{d\omega_e}{dt} - M_1,$$

где J_e — сумма моментов инерции, приведенных к коленчатому валу движущихся частей двигателя, гидромуфты и части рабочей жидкости.

Это соответствует

$$(J_e + \lambda) \frac{d\omega_e}{dt} = M_e - M_1, \quad (23)$$

т. е. изменение крутящего момента вследствие неустановившегося движения вала двигателя эквивалентно некоторому увеличению момента инерции движущихся элементов двигателя.

Движение второй части — автомобиля — характеризуется законом поступательного движения его центра тяжести

$$m \frac{dv}{dt} = P_{к\partial} - P_c, \quad (24)$$

где

$$m = \frac{G}{g} + \sum \frac{J_k}{r_k^2}; \quad (25)$$

t — время в сек.;

$m = \frac{G}{g}$ — масса автомобиля в $кгм^{-1} сек^2$;

$\delta_n m$ — масса, приведенная к центру тяжести автомобиля, в $кгм^{-1} сек^2$;

J_k — полярный момент инерции колес автомобиля в $кгм сек^2$;

G — полный вес автомобиля в кг;

$P_{кд}$ — приведенная для второй части силовой передачи сила тяги на ведущих колесах автомобиля при разгоне в $кг$; причем

$$P_{кд} = \frac{M_2 i_0 i_k \eta_m}{r_d}. \quad (26)$$

Между числом оборотов вала двигателя и числом оборотов выходного вала гидромуфты существует соотношение

$$\omega_e = \omega_1 = \omega_2 i_n. \quad (27)$$

Моменты M_1 , M_2 и M_n связаны соотношением

$$M_1 = M_2 = M_n. \quad (9)$$

Дифференцируя уравнение (27) по времени, получают

$$\frac{d\omega_e}{dt} = i_n \frac{d\omega_2}{dt} + \omega_2 \frac{di_n}{dt}. \quad (28)$$

Выражая производную $\frac{di_n}{dt}$ в виде

$$\frac{di_n}{dt} = \frac{di_n}{dv} \frac{dv}{dt} \quad (29)$$

и учитывая соотношения

$$\omega_2 = \frac{i_0 i_k}{r_k} v;$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{i_0 i_k}{r_k} \frac{dv}{dt},$$

получают зависимость между ускорением вала двигателя и ускорением автомобиля

$$\frac{d\omega_e}{dt} = \frac{i_k i_0}{r_k} \left(i_n + v \frac{di_n}{dv} \right) \frac{dv}{dt}. \quad (30)$$

Подставляя это значение $\frac{d\omega_e}{dt}$ в уравнение (23) и учитывая соотношение (9), определяют величину момента

$$M_2 = M_e - \frac{i_k i_0}{r_k} \left(i_n + v \frac{di_n}{dv} \right) (J_e + \lambda) \frac{dv}{dt}. \quad (31)$$

Следовательно, приведенная сила тяги на ведущих колесах равна

$$P_{кд} = \frac{i_0 i_k \eta_m}{r_d} \left[M_e - (J_e + \lambda) \frac{i_k i_0}{r_k} \left(i_n + v \frac{di_n}{dv} \right) \frac{dv}{dt} \right].$$

Подставив это значение $P_{кд}$ во второе из уравнений движения [уравнение (24)] и разрешив это уравнение относительно $\frac{dv}{dt}$, получают

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\frac{i_k i_0}{r_d} M_e \eta_m - P_c}{\left[\frac{G}{g} + \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_k^2 i_0^2 \eta_m}{r_k r_d} \left(i_n + v \frac{di_n}{dv} \right) \right]}. \quad (32)$$

Рассматривая выражение в скобке как произведение $\delta_n G$, получают

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 i_k^2 \gamma_m g}{G r_k r_d} \left(i_n + v \frac{di_n}{dv} \right) \right] \quad (33)$$

и находят выражение для ускорения поступательного движения автомобиля

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{kn} - P_c}{\delta_n G} g. \quad (34)$$

В этом уравнении сила

$$P_{kn} = \frac{M_e i_k i_0 \gamma_m}{r_d} \quad (35)$$

есть полная приведенная сила тяги на ведущих колесах автомобиля с гидромuftой¹.

Коэффициент δ_n неустановившегося режима автомобиля можно представить в различных формах, например:

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 i_k^2 \gamma_m g i_n}{G r_k r_d} \left(1 + \frac{v di_n}{i_n dv} \right) \right]$$

или, если использовать соотношение $i_n = \frac{n_1}{n_2}$,

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 i_k^2 \gamma_m g}{G r_k r_d} \frac{dn_1}{dn_2} \right].$$

В различных случаях целесообразно использовать различную форму выражения коэффициента δ_n . В частности, при исследовании законов регулирования выгодно выразить величину δ_n через $\frac{di_n}{dv}$, что удобно в практическом отношении, так как это выражение сразу связывает величины δ_n , i_n , S , γ_n с величиной скорости автомобиля.

Отметим все же, что иногда проще выражать величину δ_n через $\frac{dn_1}{dn_2}$.

Полученное дифференциальное уравнение (34) по структуре полностью совпадает с дифференциальным уравнением движения автомобиля без гидромuftы (19). Различие между уравнением (34) и обычным дифференциальным уравнением движения автомобиля без гидромuftы (19) заключается в следующем.

1. Величина приведенной силы тяги P_{kn} при одинаковой скорости автомобиля в уравнении (35) будет отличаться от соответствующей величины силы тяги в формуле (20). Это объясняется тем, что зависимость между числом оборотов вала двигателя и скоростью автомобиля не будет для автомобиля с гидромuftой линейной и включает пере-

¹ Следует отметить, что приведенная сила тяги на ведущих колесах автомобиля в процессе разгона не равна действительной силе тяги на колесах. Приведенная сила тяги при разгоне больше действительной силы тяги; они тождественно равны лишь при установившемся движении вследствие исчезновения инерционных сил. Это замечание относится к автомобилю с любой передачей.

менную величину i_n . Одной и той же скорости автомобиля будут соответствовать различные числа оборотов вала двигателя (число оборотов вала двигателя при наличии гидромукты будет более высоким) и, наоборот, одно и то же значение крутящего момента при данном числе оборотов вала двигателя будет соответствовать различным значениям скорости автомобиля с гидropередачей и автомобиля без гидropередачи при одинаковых значениях передаточных чисел i_k и i_0 .

2. Коэффициент δ_n неустановившегося режима и коэффициент δ влияния вращающихся масс для автомобиля без гидромукты на каждой передаче постоянны, а для автомобиля с гидромуктой они непрерывно изменяются по мере разгона автомобиля, т. е. величина δ_n также зависит от скорости движения автомобиля.

Таким образом, для того, чтобы с помощью формулы (34) можно было производить численные расчеты, аналогичные обычным расчетам динамических показателей автомобиля, необходимо найти зависимость между скоростью движения автомобиля и передаточным числом гидромукты. Эта зависимость определяется интенсивностью разгона и начальными условиями.

Интенсивность разгона, в свою очередь, обуславливается степенью открытия дроссельной заслонки и сопротивлением движению автомобиля. Следовательно, при данном открытии дроссельной заслонки существует бесчисленное множество зависимостей $i_n = f(v)$, соответствующих различным начальным условиям, и эти зависимости могут быть установлены точно только при нахождении точных интегралов уравнений (23) и (24). Однако в настоящем разделе будет показано, что все множество действительных зависимостей $i_n = f(v)$ практически точно сливается с особой зависимостью между передаточным числом и скоростью, соответствующей условию $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$. Поэтому расчет динамики автомобиля с гидромуктой (и гидротрансформатором) может быть значительно упрощен, если вместо действительной зависимости между i_n и v брать особую зависимость, соответствующую условию $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$. В следующем разделе подробно обоснован этот метод, который в сочетании с уравнением (34) и методом расчета расхода топлива при разгоне автомобиля является основой всей работы.

Метод интегрирования дифференциальных уравнений движения

Для решения вопроса о зависимости между скоростью движения и передаточным числом гидropередачи удобно ввести понятие о кинематической характеристике системы (автомобиля), выражающей зависимость между скоростью автомобиля и числом оборотов вала двигателя.

Для автомобиля без гидромукты кинематическая характеристика будет представлять собой прямую линию (фиг. 7, кривая 1); для автомобиля с гидropередачей кривую $v = f(n_e)$ можно построить, если определены значения $v = f(t)$ и $n_e = f(t)$. Кинематические характеристики для автомобиля с гидромуктой криволинейные (фиг. 7, кривые 2).

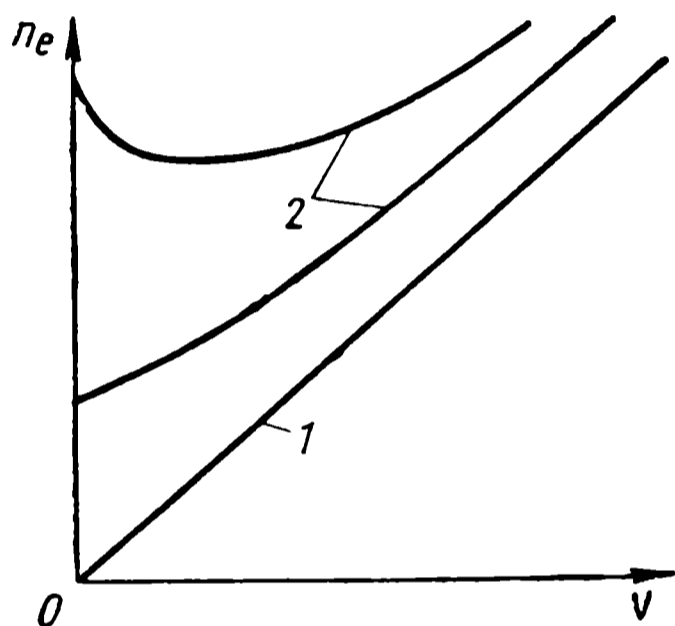
Протекание кинематической характеристики зависит от параметров автомобиля и гидropередачи, степени открытия дроссельной заслонки,

сопротивления дороги и начальных значений скорости автомобиля и числа оборотов вала двигателя v_0 и n_{e0} . Кинематическую характеристику, построенную при условии $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$, будем называть особой кинематической характеристикой автомобиля.

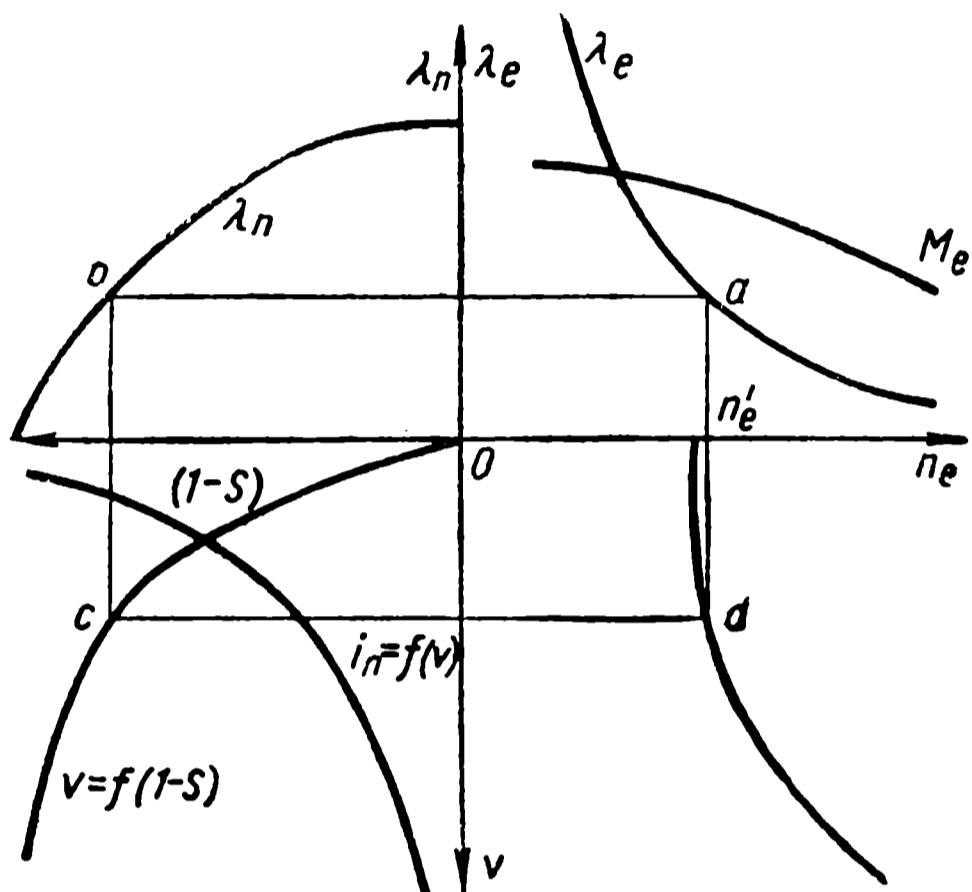
В отличие от особой характеристики кривую $v = f(n_e)$, построенную при изменении скорости автомобиля и числа оборотов вала двигателя, будем называть действительной кинематической характеристикой.

Особую кинематическую характеристику автомобиля удобно строить с помощью следующего графо-аналитического способа.

В первом квадранте плоскости (фиг. 8) строят кривую изменения коэффициента $\lambda_e = \frac{M_e}{\omega_e^2}$ крутящего момента двигателя.



Фиг. 7. Особые кинематические характеристики автомобиля.



Фиг. 8. Построение особой кинематической характеристики автомобиля.

Для случая $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$ имеем

$$M_2 = M_1 = M_n, \quad (36)$$

и коэффициент крутящего момента гидромuffты λ_n равен коэффициенту крутящего момента двигателя

$$\lambda_e = \lambda_n. \quad (37)$$

Во втором квадранте строят кривую изменения коэффициента $\lambda_n = f(1-S)$ крутящего момента гидромuffты, сохраняя масштаб λ_n таким же, каким он был взят при построении первой кривой. Задаваясь числом оборотов вала двигателя n'_e , определяют соответствующее значение λ'_e (точка a , первый квадрант). Проводят из точки a прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой λ_n . На горизонтальной оси читают соответствующее значение величины $1-S'$ (точка b , второй квадрант).

Вычисляют скорость движения автомобиля по формуле

$$v' = \frac{r_k (1-S') \omega'_e}{i_0 i_k} = \frac{\pi n'_e r_k}{30 i_0 i_k i_{n'}}, \quad (38)$$

так как между передаточным числом гидромукты и величиной скольжения имеется связь

$$i'_n = \frac{1}{1 - S'}. \quad (39)$$

Полученное значение скорости откладывают по оси ординат двух последних квадрантов.

В четвертом квадранте получают точку d особой кинематической характеристики автомобиля при движении на данной передаче. В этой плоскости строят особую кинематическую характеристику.

Уравнение (37) является уравнением особой кинематической характеристики автомобиля.

Получив график, связывающий скольжение в гидромукте со скоростью автомобиля v (третий квадрант), можно построить график зависимости передаточного числа гидропередачи от скорости движения.

Исследование действительных кинематических характеристик, проведенное ниже, показывает, что рассматриваемая система обладает очень важным с практической точки зрения свойством — любая действительная (фактически неизвестная) кинематическая характеристика может быть заменена в процессе разгона особой кинематической характеристикой.

Оказывается, что в начальном периоде разгона автомобиля число оборотов вала двигателя, вне зависимости от его величины, в течение долей секунды изменяется до значения, близкого к числу оборотов, соответствующего точке особой кинематической характеристике; в дальнейшем действительная и особая характеристики отличаются одна от другой очень незначительно и сливаются при $t = \infty$.

Поэтому процесс разгона можно приближенно рассматривать происходящим по особой кинематической характеристике, что позволяет разработать простой способ расчета динамических показателей для автомобиля с гидропередачей.

Первым этапом в обосновании предлагаемого метода является исследование влияния начальных условий (v_0, n_{e0}) на направление касательной к действительной кинематической характеристике в начальной точке. Это исследование показывает, что при любых начальных условиях касательные к кинематическим характеристикам в начальных точках направлены к особой характеристике.

Вторым этапом доказательства является построение действительных характеристик при различных начальных условиях с помощью численного интегрирования исходных уравнений движения (23) и (24). Из расчетов видно, что при различных начальных условиях действительные кинематические характеристики очень быстро приближаются к особой характеристике и практически мгновенно сливаются с ней.

Для аналитической оценки времени приближения действительных характеристик к особой исследованы свойства системы в предположении $\lambda_n = \text{const}$. В результате численного интегрирования выяснилось, что в процессе приближения значение коэффициента крутящего момента гидромукты мало меняется, и предположение $\lambda_n = \text{const}$ справедливо с высокой степенью точности.

Влияние начальных условий на протекание действительных кинематических характеристик. Пользуясь исходными уравнениями движения (23) и (24), находят значение производной $\frac{d\omega_e}{dv}$, определяющей наклон касательной к каждой точке действительной кинематической характеристики¹:

$$\frac{d\omega_e}{dv} = \frac{m}{J_e} \left(\frac{M_{e\partial} - M_1}{P_{к\partial} - P_c} \right). \quad (40)$$

Пользуясь формулой (40), исследуют влияние начальных условий v_0 , n_{e0} на наклон касательной в первой точке кинематической характеристики. Независимо от начальных условий касательные к кинематическим характеристикам в начальной точке стремятся к особой кинематической характеристике.

При определенных значениях начальной скорости v_0 , задаваясь различными значениями начальных чисел оборотов n_{e0} , определяют величину производной

$$\left(\frac{dn_e}{dv} \right)_0 = \frac{30}{\pi} \frac{m}{J_e} \left(\frac{M_{e\partial} - M_1}{P_{к\partial} - P_c} \right)_0. \quad (41)$$

Чем дальше начальная точка n_{e0} , v_0 расположена от особой кинематической характеристики, тем круче будет подниматься действительная характеристика, стремясь к особой, если начальная точка лежит ниже особой характеристики (или падать, если начальная точка расположена выше особой характеристики).

Исследование проведено на примере автомобиля „Москвич“ с гидромуфтой при движении на прямой передаче.

Начальную скорость v_0 принимают равной $4 \text{ км час} = 1,11 \text{ м/сек}$; $n_{e0} = 600$. Вычисляют величину

$$1 - S = \frac{30 \cdot v_0 \cdot i_0 \cdot i_k}{\pi \cdot n_{e0} \cdot r_k} = \frac{30 \cdot 1,11 \cdot 5,14}{3,14 \cdot 600 \cdot 0,303} = 0,299.$$

Соответствующее значение коэффициента λ_1 крутящего момента находят по графику фиг. 4.

$$\lambda_1 = 5,1 \cdot 10^{-6};$$

$$\lambda_n = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \cdot 897 \cdot 0,265^5 \cdot \lambda_1 = 107\lambda_1,$$

т. е. $\lambda_n = 107 \cdot 5,1 \cdot 10^{-6} = 5,46 \cdot 10^{-4}$. Вычисляют крутящий момент, передаваемый гидромуфтой:

$$M_2 = M_n = \lambda_n \cdot \omega_e^2 = 5,46 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{3 \cdot 142 \cdot 600^2}{30^2} = 2,16 \text{ кгм.}$$

Крутящий момент двигателя при $n_e = 600$ об/мин $M_e = 4,6 \text{ кгм}$ (см. фиг. 2). Тяговое усилие на ведущих колесах

$$P_{к\partial} = \frac{M_2 \cdot i_0 \cdot i_k \cdot r_{\text{тм}}}{r_{\partial}} = \frac{2,16 \cdot 5,14 \cdot 0,9}{0,303} = 33,0 \text{ кг.}$$

¹ Ради простоты и определенности в дальнейшем принято $\lambda = 0$

Сопротивление движению

$$P_c = \psi G + \omega v^2 = 0,02 \cdot 1145 + 0,0616 \cdot 1,11^2 = 23,0 \text{ кг.}$$

Поэтому из формулы (41)

$$\left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = \frac{1145(4,6 - 2,16)}{9,81 \cdot 0,0179(33,0 - 23,0)} \cdot \frac{30}{3,14} = 16\,600.$$

Таким образом, касательная к действительной кинематической характеристике, выходящей из точки $v_0 = 4 \text{ км/час}$, $n_{e0} = 600 \text{ об/мин}$, в этой начальной точке круто (под углом 90° с точностью до секунд) поднимается вверх (фиг. 9).

Подобным образом получают величину тангенса угла наклона касательной при различных начальных числах оборотов вала двигателя (α — угол наклона):

$$n_{e0} = 800 \text{ об/мин}; \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = 1550; \quad \alpha \approx 89^\circ 55';$$

$$n_{e0} = 900 \text{ об/мин}; \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = -91; \quad \alpha \approx -89^\circ 23';$$

$$n_{e0} = 910 \text{ об/мин}; \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = -183; \quad \alpha \approx -89^\circ 40';$$

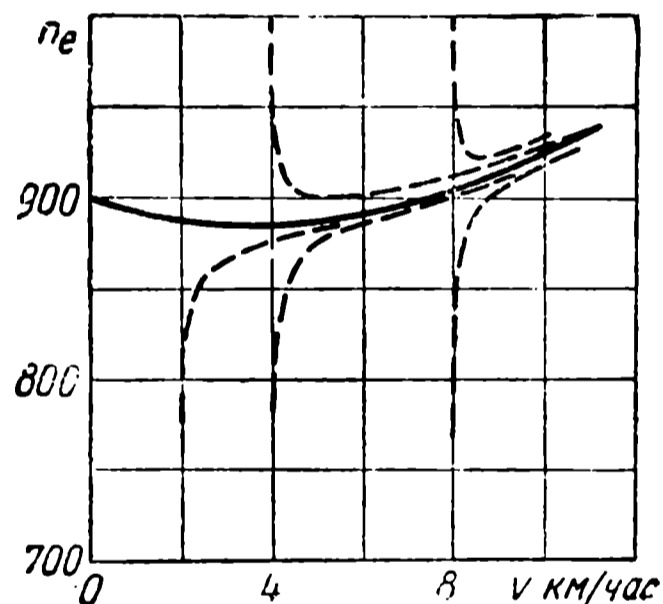
$$n_{e0} = 950 \text{ об/мин}; \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = -580; \quad \alpha \approx -89^\circ 52',$$

Подобные соотношения получаются при любых других начальной скорости v_0 автомобиля и начальном числе оборотов n_{e0} вала двигателя; касательная при любых начальных условиях всегда стремится к особой кинематической характеристике. Интенсивность приближения очень велика и тем больше, чем дальше расположена начальная точка от особой кинематической характеристики. Это заключение относится не только к движению автомобиля на прямой передаче, но и к случаям движения на любых передачах. В частности, при движении автомобиля „Москвич“ на первой передаче со скоростью $v_0 = 4 \text{ км/час}$:

$$n_{e0} = 800 \text{ об/мин}, \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = 1830; \quad n_{e0} = 900 \text{ об/мин}, \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = 680;$$

$$n_{e0} = 950 \text{ об/мин}, \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = 350; \quad n_{e0} = 1000 \text{ об/мин}, \quad \left(\frac{dn_e}{dv}\right)_0 = 105.$$

По характеру протекания касательных в начальных точках действительных кинематических характеристик можно сделать предварительное заключение (подробно доказанное далее) о протекании действительных кинематических характеристик при различных скоростях. А именно: все действительные кинематические характеристики очень быстро подходят к особой характеристике (фиг. 9).



Фиг. 9. Характер протекания действительных характеристик: сплошная линия — особая характеристика, пунктирная линия — действительная характеристика.

Исследование, проведенное на примере автомобиля „Москвич“, не имеет узкого значения и справедливо для всех автомобилей, так как коэффициент $\frac{m}{J_e}$ для различных автомобилей остается достаточно большим, а форма кривых $M_e = f(n_e)$ и $\lambda_n = f(1 - S)$ также мало изменяется для различных автомобилей. Ниже дана табл. 1, содержащая величины m и J_e для различных автомобилей.

Т а б л и ц а 1

Автомобиль	G в кг	m в $\text{кгм}^{-1}\text{сек}^2$	J_e в кгмсек^2	$\frac{m}{J_e}$
„Москвич“ . . .	1 145	116,5	0,0179	6 500
М-20 „Победа“	1 725	175,5	0,0422	4 150
ЗИМ	2 390	244,0	0,03	8 100
ГАЗ-51	5 360	546,0	0,048	11 400
ЯАЗ-200	13 725	1400,0	0,31	4 500
ЗИС-150	8 125	830,0	0,13	6 350

Построение действительных кинематических характеристик с помощью численного интегрирования. Аналитическое интегрирование уравнения движения в настоящее время невозможно; непосредственное численное интегрирование системы двух дифференциальных уравнений движения (23) и (24) громоздко и не может служить методом для практических расчетов динамических показателей автомобиля.

В настоящей работе способ непосредственного численного интегрирования применен для оценки расхождения действительных кинематических характеристик с особой кинематической характеристикой.

Использованный метод численного интегрирования заключается в вычислении ускорения автомобиля $\left(\frac{dv}{dt}\right)_0$ и углового ускорения вала двигателя $\left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_0$ для данного значения времени t_0 по заданным начальным условиям v_0 и n_{e0} .

Принцип принятого метода численного интегрирования заключается в следующем.

Задаваясь начальными значениями v_0 , n_{e0} , определяют значения $\left(\frac{dv}{dt}\right)_0$ и $\left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_0$ с помощью формул (10), (18), (26) и (37) и уравнений (23) и (24). При этом пользуются кривыми $\lambda_1 = f(1 - S)$ и $M_e = f(n_e)$. Считая, что в течение малого времени Δt ускорение автомобиля и ускорение вала двигателя остаются постоянным $\left(\frac{dv}{dt}\right)_0 = \text{const}$, $\left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_0 = \text{const}$, вычисляют значения скорости через промежуток времени Δt :

$$\Delta v_0 = \left(\frac{dv}{dt}\right)_0 \Delta t; \quad v_1 = v_0 + \Delta v_0; \quad (42)$$

$$\Delta n_0 = \frac{30}{\pi} \left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_0 \Delta t; \quad n_1 = n_0 + \Delta n_0. \quad (43)$$

Полученные значения v_1 и n_1 считают начальными для следующего промежутка времени Δt . Более точные результаты получают при повторении вычислений, причем при вычислении скорости и чисел оборотов по формулам (42) и (43) следует брать средние ускорения. Для этого следует по полученным значениям скорости и чисел оборотов вычислить $\left(\frac{dv}{dt}\right)_1$ и $\left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_1$ и затем определить средние ускорения по формулам:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{cp} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{dv}{dt}\right)_0 + \left(\frac{dv}{dt}\right)_1 \right]; \quad (44)$$

$$\left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_{cp} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_0 + \left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_1 \right]. \quad (45)$$

Значения Δv и $\Delta \omega_e$ затем вычисляют по формулам:

$$\Delta v_2 = \left(\frac{dv}{dt}\right)_{cp} \Delta t; \quad \Delta \omega_{e2} = \left(\frac{d\omega_e}{dt}\right)_{cp} \Delta t. \quad (46)$$

В зависимости от необходимой точности расчета приближения могут быть продолжены.

В приведенных ниже расчетах интервал времени был принят равным 0,01 сек. Такой интервал времени достаточно мал для качественного исследования.

На фиг. 10 показаны кривые, использованные при численном интегрировании уравнений движения автомобиля „Москвич“ с гидромuftой на первой и третьей передачах, а также (в четвертом квадранте) приведены действительные кинематические характеристики, соответствующие начальным условиям:

- 1) $v_0 = 0$; $n_{e0} = 400$ об/мин;
- 2) $v_0 = 0$; $n_{e0} = 2500$ об/мин.

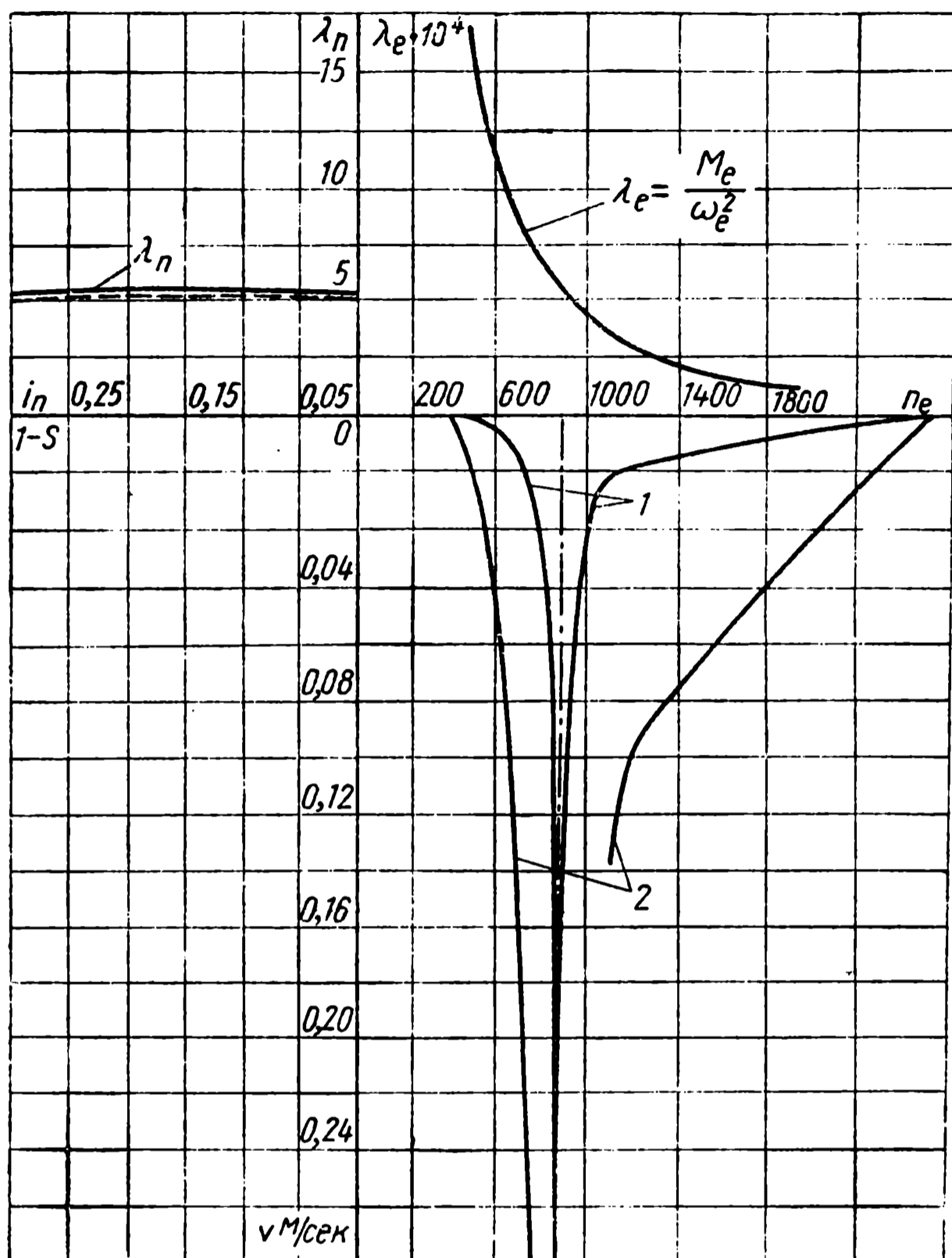
Там же показана кривая особой кинематической характеристики автомобиля (на начальном участке кривые особых кинематических характеристик для первой и третьей передач совпадают).

Из приведенных кривых видно, что действительные кинематические характеристики приближаются к особым характеристикам за очень короткий промежуток времени, причем скорость автомобиля до момента практического слияния этих кривых при разгоне от $v = 0$ не успевает достигнуть значений выше $v = 0,5$ м/сек = 1,8 км/час.

В результате численного интегрирования было обнаружено также, что в течение определенного промежутка времени коэффициент λ_n крутящего момента остается приближенно постоянным, причем мгновение практического слияния действительных и особых кинематических характеристик предшествует началу существенного изменения коэффициента λ_n крутящего момента.

Для аналитического определения времени приближения действительных характеристик к особым использовано положение о том, что кинематические характеристики приближаются к особым кинематическим характеристикам при сохранении практически постоянного значения λ_n .

Исследование свойств системы при $\lambda_n = \text{const}$. Если предположить, что в течение некоторого интервала времени коэффициент λ_n крутящего момента остается постоянным, то уравнения движения (23), (24) могут быть легко проинтегрированы следующим путем.



Фиг. 10. Действительные кинематические характеристики, построенные с помощью численного интегрирования:

1 — прямая передача; 2 — первая передача. Особая кинематическая характеристика на начальном участке совпадает для первой и прямой передач.

Зависимость крутящего момента двигателя от угловой скорости его вала выражают с помощью уравнения (1)

$$M_e = M + a\omega_e + b\omega_e^2;$$

так как $M_n = \lambda_n \omega_e^2$, то уравнение (23) записывают в виде¹

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M + a\omega_e - (\lambda_n - b) \omega_e^2. \quad (47)$$

¹ Принято $\lambda = 0$.

Это уравнение легко может быть проинтегрировано

$$\frac{1}{2\sqrt{-\Delta}} \ln \left[\frac{\sqrt{-\Delta} - \frac{a}{2} + (\lambda_n - b)\omega_e}{\sqrt{-\Delta} + \frac{a}{2} - (\lambda_n - b)\omega_e} \right] = A_1 + \frac{t}{J_e}, \quad (48)$$

где A_1 — постоянная интегрирования и

$$\Delta = - \left[M(\lambda_n - b) + \frac{a^2}{4} \right] < 0$$

для характеризующего систему отношения $\lambda_n - b > 0$.

Введя обозначение $A = e^{2A_1\sqrt{-\Delta}}$, получают

$$\omega_e = \frac{\left(\frac{a}{2} - \sqrt{-\Delta}\right) + \left(\sqrt{-\Delta} + \frac{a}{2}\right) Ae^{\frac{2\sqrt{-\Delta}}{J_e}t}}{(\lambda_n - b) \left(1 + Ae^{\frac{2\sqrt{-\Delta}}{J_e}t}\right)}. \quad (49)$$

При увеличении времени до бесконечности значение ω_e приближается к некоторому предельному значению

$$\omega_\infty = \frac{\sqrt{-\Delta} + \frac{a}{2}}{(\lambda_n - b)}. \quad (50)$$

Таким образом, независимо от начальных условий число оборотов вала двигателя приближается к значению ω_∞ , соответствующему значению крутящего момента, равному крутящему моменту на первичном валу гидромфты при $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$, т. е. $M_e = M_1$.

Путем подстановки значения Δ в формулу (50) и простых преобразований получают

$$\lambda_n \omega_\infty^2 = M + a\omega_\infty + b\omega_\infty^2, \quad (51)$$

что соответствует $M_e = M_1$.

Число оборотов ω_∞ может характеризовать систему, так как зависит от характеристик двигателя и гидромфты. В частности, переменную величину ω_e можно выразить через ω_∞ :

$$\omega_e = \omega_\infty \left[\frac{Ae^{\alpha t} - \beta}{Ae^{\alpha t} + 1} \right], \quad (52)$$

где

$$\alpha = \frac{2M + a\omega_\infty}{J_e\omega_\infty}; \quad \beta = \frac{M}{M + a\omega_\infty}.$$

По соотношению (52) можно оценить количественно быстроту приближения действительной кинематической характеристики к особой. В работах НАМИ сделаны соответствующие расчеты и показано, что время приближения действительного процесса к процессу, соответствующему особой кинематической характеристике, весьма мало и в среднем составляет 0,5 сек.

За это время скорость автомобиля изменяется также мало. Например, при движении с максимальным ускорением, которое для автомобиля „Москвич“ на первой передаче составляет $1,38 \text{ м/сек}^2$, скорость автомобиля за $0,5 \text{ сек.}$ изменится на $0,69 \text{ м/сек}^*$.

Анализ погрешности метода вычисления ускорения автомобиля. Выше было показано, что процесс разгона приближенно можно считать происходящим по особой кинематической характеристике, причем для различных начальных условий было определено время, в течение которого действительная кинематическая характеристика подходит к особой настолько близко, что расхождение действительных и приближенных чисел оборотов не превышает 5% от числа оборотов вала двигателя. Было показано, что для различных начальных условий это время достаточно мало.

На основании этих исследований можно прийти к выводу, что при расчете динамики и экономики следует пользоваться особой кинематической характеристикой.

Для оценки точности предложенного метода определяют погрешность в величине ускорений j при отклонении чисел оборотов вала двигателя от действительных на 5% при данной скорости движения v .

Величину погрешности в числе оборотов обозначают Δn_e . При $\Delta n_e = 5\%$ изменение крутящего момента ΔM_e может быть определено по графику крутящих моментов или с помощью уравнения (1).

В соответствии с формулой (34) погрешность ускорения может быть вычислена по формуле

$$\Delta j = \left[\frac{\delta_n \Delta P_{kn} - \Delta \delta_n (P_{kn} - P_c)}{\delta_n^2} \right] \frac{g}{G}, \quad (53)$$

где ΔP_{kn} вычисляют по формуле

$$\Delta P_{kn} = \frac{\Delta M_e}{r_0} \cdot i_0 i_k \eta_m. \quad (54)$$

Изменение коэффициента неустановившегося режима $\Delta \delta_n$ вычисляют по формуле

$$\Delta \delta_n = \left(\frac{d\delta_n}{di_n} \right) \Delta i_n = A \left[1 + v \frac{d}{di_n} \left(\frac{di_n}{dv} \right) \right] \Delta i_n, \quad (55)$$

* В более ранних работах НАМИ уравнения интегрируют в предположении, что весь процесс разгона распадается на три этапа: первый этап — автомобиль неподвижен, число оборотов вала двигателя изменяется; второй этап — скорость автомобиля и вала двигателя изменяется, ускорение автомобиля постоянно; третий этап — увеличение скорости автомобиля и вала двигателя происходит при условии $n_1 - n_2 = \Delta n = \text{const}$, где n_1 — число оборотов вала двигателя; n_2 — обороты первичного вала коробки передач.

Приведенное выше исследование показывает, что такая идеализация процесса разгона в первой части справедлива с достаточной точностью. Действительно, в начале разгона вследствие малой инерции движущихся частей двигателя сравнительно с инерцией автомобиля число оборотов вала двигателя увеличивается интенсивнее, чем скорость автомобиля, и можно считать, что автомобиль неподвижен при увеличении скорости вращения вала двигателя.

В дальнейшем процесс описывается особой кинематической характеристикой. Упомянутые второй и третий этапы являются слишком грубым приближением.

где

$$A = \frac{J_e i_0^2 i_k^2 \eta_m g}{G r_k r_\partial},$$

$$\Delta i_n = \frac{\pi r_k}{30 \cdot v i_0 i_k} \Delta n_e. \quad (56)$$

Для вычисления величины производной $\frac{d}{di_n} \left(\frac{di_n}{dv} \right)$ строят кривую $\frac{di_n}{dv} = f(i_n)$, пользуясь ранее определенными значениями i_n и $\frac{di_n}{dv}$ в зависимости от скорости движения.

Определяют погрешность в величине ускорения на первой¹ передаче для автомобиля ЗИМ при скорости 20 км/час. Числовые данные для расчета берут из приведенного ниже расчета динамики и экономики автомобиля ЗИМ.

Пользуясь особой кинематической характеристикой (см. фиг. 15), определяют число оборотов, соответствующее скорости 20 км/час, $n_e = 1200$ об/мин.

Допускают, что действительная характеристика отличается от особой так, что при скорости 20 км/час действительное значение числа оборотов составляет 0,95 $n_e = 1140$ об/мин. По графику крутящего момента (см. фиг. 14) находят

$$\Delta M_e = 0,1 \text{ кгм},$$

и соответственно

$$\Delta P_{kn} = 4 \text{ кг}.$$

Находят величину Δi_n по формуле (56).

Так как при определенном значении скорости передаточное число i_n связано с числом оборотов n_e линейной зависимостью, то при отклонении чисел оборотов от действительных на 5% погрешность в передаточном числе i_n также будет составлять 5%.

Значение i_n берут из приведенного графика $i_n = f(v)$ (см. фиг. 15, третий квадрант).

При $v = 20$ км/час, $i_n = 1,023$

$$\Delta i_n = 1,023 \cdot 0,05 = 0,05115.$$

Пользуясь данными динамического расчета, определяют величину $\frac{d}{di_n} \left(\frac{di_n}{dv} \right)$ при скорости $v = 20$ км/час:

$$\left[\frac{d}{di_n} \left(\frac{di_n}{dv} \right) \right] = 0,025;$$

$$\Delta \delta_n = 0,198 \cdot 1,139 \cdot 0,051 = 0,0115;$$

$$\delta_n = 1,2193; \quad \delta_n + \Delta \delta_n = 1,2308;$$

$$\Delta j = \left[\frac{1,2193 \cdot 4 - 0,0115 (824 - 49,7)}{1,2308 \cdot 1,2193} \right] \cdot \frac{9,81}{2390} = 0,0079 \text{ м.сек}^2.$$

¹ На первой передаче возможны бóльшие отклонения действительных характеристик от особой на начальных участках, чем на прямой передаче.

Так как при скорости $v = 20$ км/час ускорение $j = 2,66$ м/сек², то относительная погрешность равна

$$\Delta j^0 /_0 = \frac{0,0079 \cdot 100}{2,66} = 0,3\%.$$

При расчете ускорения на других передачах получают величину Δj в процентах не выше, чем на первой передаче.

По изложенным выше расчетам и соображениям можно считать доказанной допустимость динамического расчета автомобиля с гидромуфтой при помощи особой кинематической характеристики автомобиля.

Закон изменения коэффициента неустановившегося режима. Коэффициент неустановившегося режима, определяемый по формуле (33),

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 i_k^2 i_m g}{G r_k r_0} \left(i_n + v \frac{di_n}{dv} \right) \right]$$

или

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 i_k^2 i_m g}{G r_k r_0} \cdot \frac{dn_1}{dn_2} \right]$$

зависит от скорости движения и от закона изменения передаточного числа. С принципиальной точки зрения величины i_n и $\frac{di_n}{dv}$ должны быть вычислены при помощи действительных кинематических характеристик. С практической точки зрения, как было показано выше, действительную характеристику можно заменить особой. Выясним, как это будет отражаться на величине коэффициента неустановившегося режима.

На фиг. 11 кривая cd является особой кинематической характеристикой автомобиля при движении на определенной передаче, а кривая abf — действительной характеристикой (чрезмерно отодвинутой от особой характеристики).

Предположим, что при $v_0 = 0$ $n_e = n_{e0}$. Тогда при разгоне автомобиля число оборотов вала двигателя и скорость автомобиля будут связаны в действительности кривой abf . Для расчета же кривую abf заменяют ломаной линией acd , причем, как было показано выше, начальный участок действительной характеристики ab , резко отличающийся от особой характеристики, соответствует незначительному времени. Поэтому коэффициент δ_n , вычисленный с помощью особой кинематической характеристики, не соответствует действительности в начале движения (до скорости 1—2 км/час). Для того чтобы выяснить некоторые важные соотношения, обратимся к формуле для коэффициента δ_n , выраженного через $\frac{dn_1}{dn_2}$, и к фиг. 12, на которой линия cd является особой кинематической характеристикой гидромуфты, соответствующей кривой cd фиг. 11, а кривые abf и gh — действительными характеристиками гидромуфты.

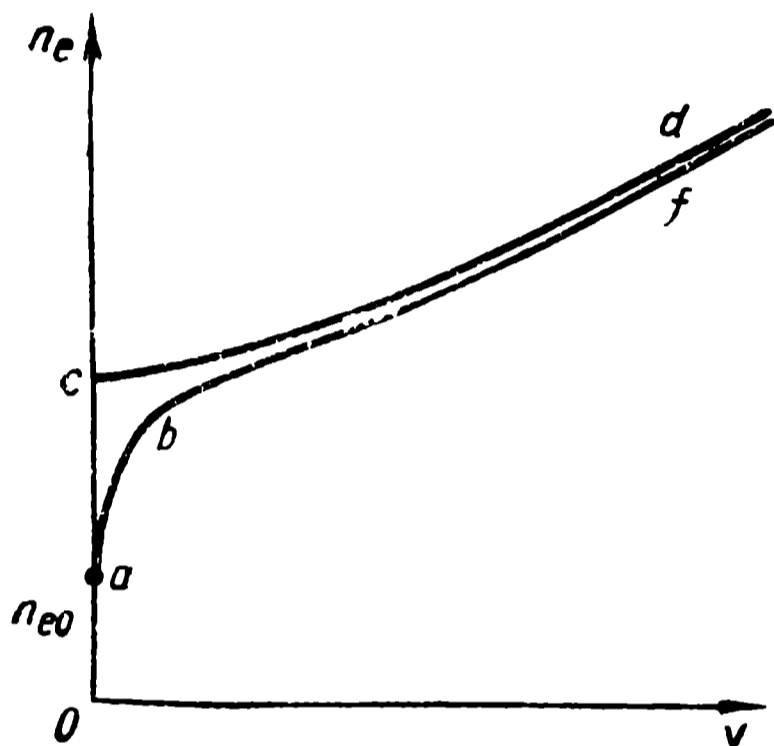
Прямая OA — биссектриса прямого угла. Определим, в каком соотношении находятся коэффициенты неустановившихся режимов двух авто-

мобилей, отличающихся лишь тем, что на одном из них есть гидромуфта, а на другом — нет.

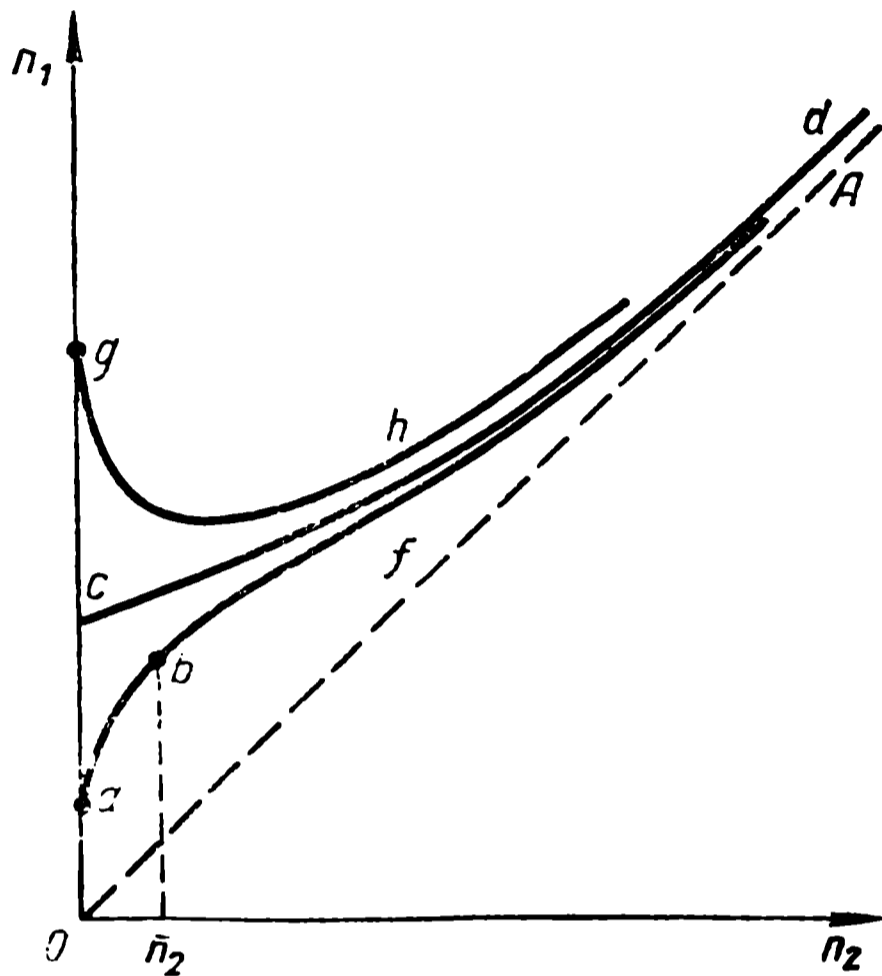
Если гидромуфты нет, то $i_n \equiv 1 \equiv \text{const}$; $\frac{di_n}{dv} \equiv 0$; $\frac{dn_1}{dn_2} = 1$ и коэффициент неуставившегося режима будет

$$\delta'_H = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_K}{r_K^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 i_K^2 r_m g}{G r_K r_0} \right]. \quad (57)$$

Будет ли коэффициент неуставившегося режима автомобиля с гидромуфтой больше или равен коэффициенту для автомобиля без



Фиг. 11. Сравнение характеристик.



Фиг. 12. Характеристика гидромуфты.

гидромуфты, зависит от величины $\frac{dn_1}{dn_2} = i_n + v \frac{di_n}{dv}$. Предположим, что разгон автомобиля с гидромуфтой происходит согласно действительной кинематической характеристике abf , расположенной ниже особой характеристики cd (фиг. 12). В таком случае в диапазоне чисел оборотов $0 \leq n_2 < \bar{n}_2$ (число оборотов \bar{n}_2 соответствует точке b , в которой $\frac{dn_1}{dn_2} = 1$, т. е. касательная к характеристике параллельна биссектрисе прямого угла) величина

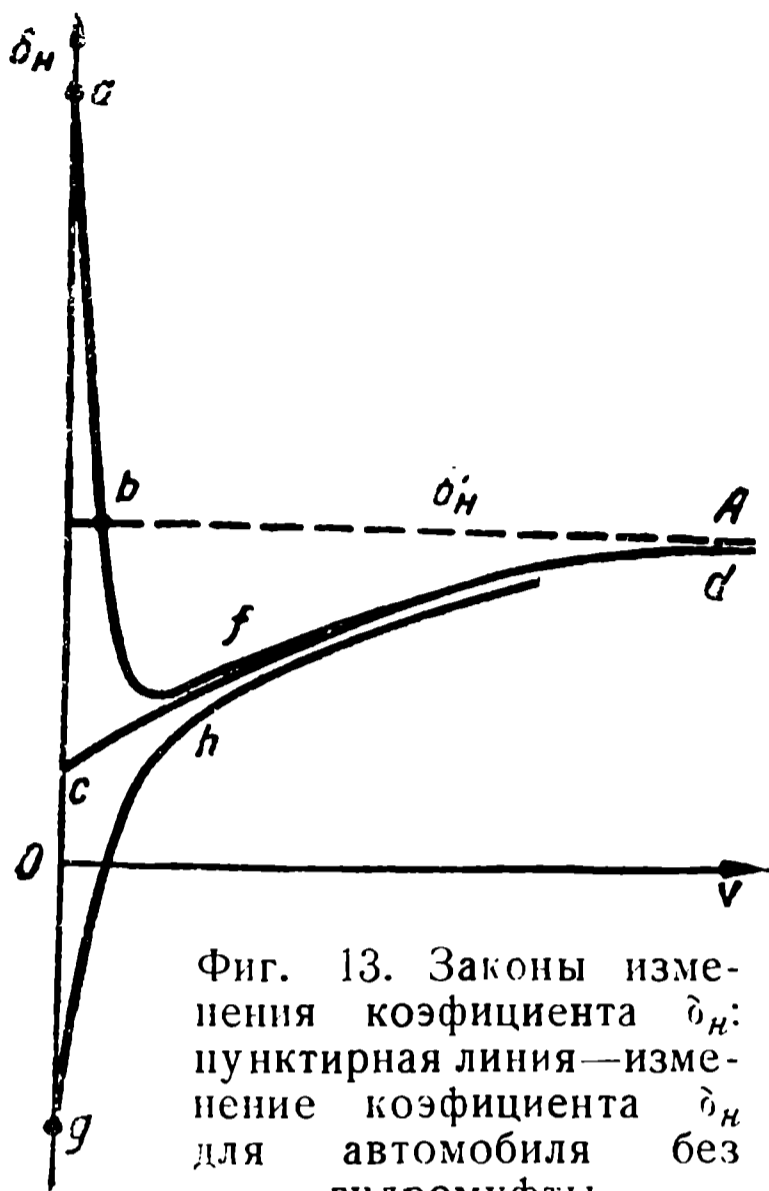
$$\frac{dn_1}{dn_2} > 1, \text{ а при } n_2 > \bar{n}_2 \frac{dn_1}{dn_2} < 1.$$

Следовательно, в диапазоне чисел оборотов $0 \leq n_2 < \bar{n}_2$ (соответственно диапазону скоростей $0 \leq v < \bar{v}$) коэффициент неуставившегося режима автомобиля с гидромуфтой будет больше, чем коэффициент δ'_H автомобиля без гидромуфты¹ (фиг. 13).

¹ При разгоне автомобиля без гидромуфты на начальном этапе коэффициент δ_H неуставившегося режима автомобиля уменьшается вследствие буксования фрикционного сцепления; поэтому излагаемые выводы не имеют абсолютно точного характера — они будут уточнены в дальнейших работах по анализу свойств автомобилей с гидропередачами.

При $v > \bar{v}$ справедливо обратное соотношение величин.

Если разгон автомобиля происходит согласно действительной кинематической характеристике gh (фиг. 12), соответствующей большим начальным числам оборотов вала двигателя, то коэффициент неустановившегося режима может быть равен нулю и отрицательной величине. В этом случае разгон автомобиля мог быть осуществлен с весьма большими ускорениями (если бы прочность деталей и сцепление колес с дорогой были достаточными) только вследствие „перетекания“ кинетической энергии маховика в кинетическую энергию массы автомобиля.



Фиг. 13. Законы изменения коэффициента δ_n : пунктирная линия — изменение коэффициента δ_n для автомобиля без гидромукты.

В дальнейшем, при расчете динамики и экономики автомобиля с гидромуктой (и трансформатором), с помощью особой кинематической характеристики все кривые не доведены до начала координат на 2 км/час, чтобы оттенить отмеченные обстоятельства. Следует отметить еще раз, что начало движения может быть совершенно точно исследовано аналитически.

Типовой расчет динамики и экономики автомобиля с гидродинамической муфтой

Данные, необходимые для расчета

1. Закон изменения крутящего момента двигателя и величины удельных расходов топлива в зависимости от числа оборотов вала двигателя (см. фиг. 2 и 3).

2. Характеристика гидродинамической муфты $\lambda_1 = f(1 - S)$ или $\lambda_n = f(1 - S)$ (см. фиг. 4), т. е. кривая коэффициента крутящего момента гидромукты в зависимости от скольжения.

Скольжение S в гидромукте выражено зависимостью

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1},$$

где n_1, n_2 — числа оборотов входного и выходного валов гидромукты.

Коэффициент λ_n крутящего момента связан с параметрами гидромукты — диаметром D_1 рабочих колес и плотностью рабочей жидкости — соотношением (12)

$$\lambda_n = \left(\frac{30}{\pi}\right)^2 \gamma D_1^5 \lambda_1.$$

При наличии кривой $\lambda_1 = f(1 - S)$ следует построить кривую $\lambda_n = f(1 - S)$ по формуле (12), для чего должны быть заданы величины γ и D_1 .

3. Данные по общему сопротивлению движению автомобиля по уравнению (18)

$$P_c = \psi G + \omega v^2,$$

т. е. должны быть заданы полный вес G автомобиля, коэффициент $K'F$ сопротивления воздуха и коэффициент сопротивления дороги ψ .

4. Сведения о передаточных числах и к. п. д. коробки передач, о главной передаче и о радиусе ведущего колеса.

Необходимо также знать момент инерции движущихся частей двигателя и моменты инерции колес автомобиля.

Порядок расчета

Построение особой кинематической характеристики. С помощью кривой изменения крутящего момента двигателя (см. фиг. 2) строят кривую коэффициента $\lambda_e = \frac{M_e}{\omega_e^2}$ крутящего момента двигателя (см. фиг. 9, первый квадрант). Во втором квадранте наносят кривую коэффициента $\lambda_n = f(1 - S)$ крутящего момента гидромфты, причем сохраняют для величины λ_n тот же масштаб, который был принят для величины λ_e при построении кривой $\lambda_e = f(\omega_e)$ в первом квадранте. Задаваясь значением числа оборотов вала двигателя, находят соответствующий коэффициент крутящего момента гидромфты и на оси абсцисс во втором квадранте читают соответствующее значение величины $1 - S$. По формуле (38)

$$v = \frac{\pi}{30} \frac{(1 - S) r_k n_e}{i_0 i_k} = \frac{\pi r_k n_e}{30 \cdot i_0 i_k \cdot i_n}$$

находят скорость автомобиля, соответствующую заданному числу оборотов вала двигателя, и наносят на плоскости v_0, n_e (четвертый квадрант) точку, соответствующую заданному числу оборотов и найденному значению скорости.

Проделав аналогичные построения для различных чисел оборотов вала двигателя, получают в четвертом квадранте кривую, которая является особой кинематической характеристикой системы на данной ступени коробки передач. Строят кривую $i_n = f(v)$, пользуясь формулами $i_n = \frac{1}{1 - S}$ и формулой (38).

При построении этой кривой удобно использовать третий квадрант плоскости, для чего следует нанести на горизонтальную ось вторую шкалу для величины i_n . Как особые кинематические характеристики, так и кривые $i_n = f(v)$ строят для всех ступеней коробки передач (при наличии в силовой схеме ступенчатой коробки передач).

Построение кривой тягового усилия на колесах автомобиля. Величину приведенного тягового усилия вычисляют по формуле (35)

$$P_{kn} = \frac{M_e i_0 i_k \gamma_{lm}}{r_0}.$$

Для построения кривой $P_{\kappa n} = f(v)$ пользуются приведенными выше кривыми $M_e = f(n_e)$ (см. фиг. 2) и $n_e = f(v)$ (см. фиг. 8).

Задаваясь величиной скорости автомобиля, находят по фиг. 8 соответствующее значение n_e и по фиг. 2 определяют величину крутящего момента M_e , что дает возможность вычислить величину $P_{\kappa n}$ для данной скорости v движения по формуле (35).

Найдя несколько значений $P_{\kappa n}$ для различных скоростей движения, строят кривую изменения тяговой силы в зависимости от скорости автомобиля.

Построение кривой динамического фактора автомобиля. Динамический фактор вычисляют по формуле

$$D = \frac{P_{\kappa n} - P_w}{G}.$$

Задаваясь значением скорости автомобиля, находят соответствующее значение тяговой силы $P_{\kappa n}$ с помощью построенной ранее кривой $P_{\kappa n} = f(v)$ и подсчитывают величину силы сопротивления воздуха по формуле

$$P_w = \omega v^2.$$

Зная величины $P_{\kappa n}$ и P_w , строят обычным способом график $D = f(v)$ на передачах.

Построение кривой коэффициента неустановившегося режима движения. Коэффициент δ_n вычисляют¹ по формуле (33)

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_{\kappa}}{r_{\kappa}^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 i_{\kappa}^2 \eta_m g}{G r_{\kappa}^2} \left(i_n + v \frac{di_n}{dv} \right) \right].$$

Для построения графика зависимости величины δ_n от скорости пользуются ранее построенной кривой изменения передаточного числа гидромуфты i_n (см. фиг. 8).

Задаваясь определенным значением скорости, определяют величину i_n и, дифференцируя графически² кривую i_n , находят соответствующее значение производной $\frac{di_n}{dv}$.

Зная величины i_n и $\frac{di_n}{dv}$, соответствующие заданной скорости, подсчитывают значение δ_n по формуле (33) и, повторяя эти вычисления для нескольких значений v , строят кривую $\delta_n = f(v)$.

Построение кривой ускорений автомобиля. Ускорение автомобиля определяют по формуле (34)

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{P_{\kappa n} - P_c}{\delta_n G} g.$$

¹ Если сведений по неустановившимся режимам двигателя нет, то нужно принять $\lambda = 0$.

² Величину $\frac{di_n}{dv}$ вычисляют как тангенс угла наклона кривой i_n к оси Ov .

Значения $P_{кп}$, P_c и δ_n определяют для данной скорости движения с помощью кривых $P_k = f(v)$, $P_c = f(v)$ и $\delta_n = f(v)$, построенных ранее. Зная эти величины, подсчитывают ускорение по формуле (34) и строят кривые $j = f(v)$ на передачах.

С помощью графика $j = f(v)$ общепринятым графическим способом определяют зависимость времени и пути разгона от скорости движения.

Расчет расхода топлива при разгоне автомобиля с гидромuftой. Элементарный расход топлива автомобилем за время dt равен

$$dQ_T = \frac{g_e N_e}{3600} dt.$$

Так как ускорение автомобиля равно

$$j = \frac{dv}{dt},$$

можно получить

$$dt = \frac{dv}{j}$$

и

$$dQ_T = \frac{g_e N_e}{3600j} dv = \mu \cdot dv, \quad (58)$$

где $\mu = \frac{g_e N_e}{3600j}$ — коэффициент расхода топлива.

Следовательно, при разгоне в диапазоне скоростей $\Delta v = v_2 - v_1$ полный расход топлива составит

$$\Delta Q_T = \int_{v_1}^{v_2} \frac{g_e N_e}{3600j} dv = \int_{v_1}^{v_2} \mu dv. \quad (59)$$

Таким образом, для вычисления расхода топлива нужно построить график коэффициента μ расхода топлива в зависимости от скорости движения автомобиля и определять ΔQ_T как площадь под кривой $\mu = f(v)$ [7].

Для определения мощности N_e двигателя и удельного расхода g_e топлива, соответствующих данной скорости автомобиля при наличии гидромuftы, пользуются особой кинематической характеристикой, с помощью которой, задаваясь определенным значением скорости, находят соответствующее число оборотов и затем по кривым $N_e = f(n_e)$ и $g_e = f(n_e)$ значения N_e и g_e .

Расчет расхода топлива при установившемся движении автомобиля. Расход топлива при движении автомобиля с постоянной скоростью в кг на 100 км пути равен

$$Q = 100 \frac{Q'}{v} = \frac{g_e N_e}{10v} \frac{\text{кг}}{100 \text{ км}}.$$

Чтобы вычислить Q , необходимо знать связь между часовым расходом топлива Q' (или удельным расходом топлива g_e и мощностью N_e) и скоростью движения v . В процессе разгона эта связь выражается,

с принципиальной точки зрения, действительной кинематической характеристикой. Практически же приходится иметь дело с особой кинематической характеристикой, связывающей число оборотов вала двигателя со скоростью автомобиля для установившихся режимов. Следовательно, для определения расхода топлива при установившемся движении автомобиля необходимо использовать приведенную выше формулу и полученную ранее особую кинематическую характеристику.

Пример расчета

Для иллюстрации изложенного выше метода приведем пример расчета динамических и экономических показателей автомобиля ЗИМ.

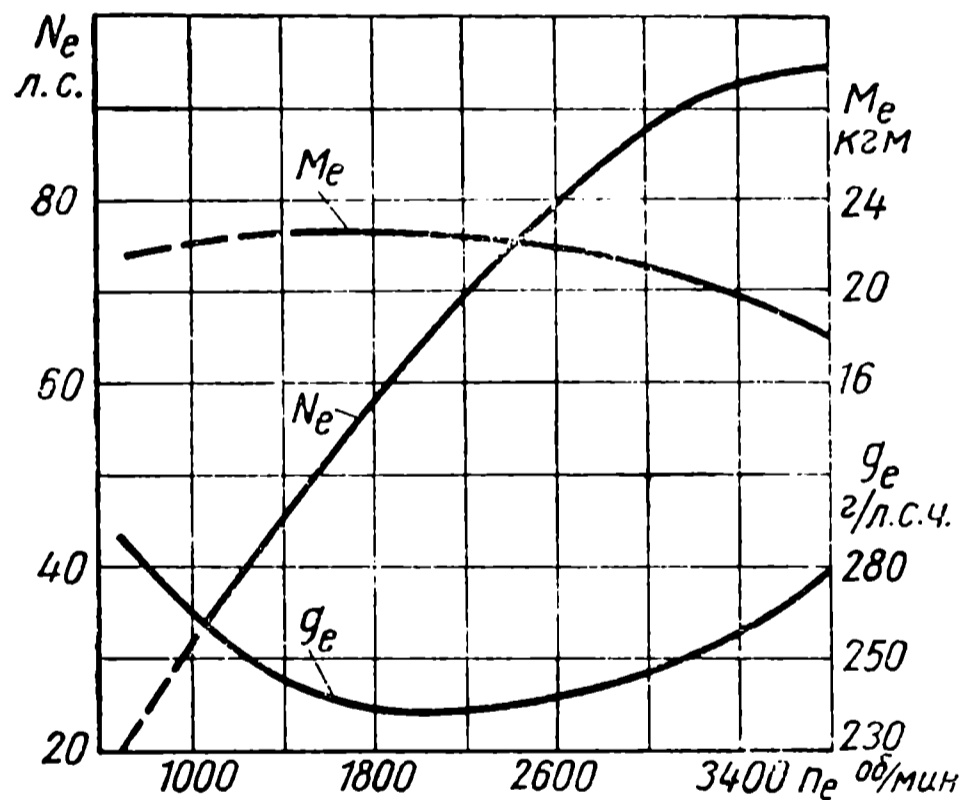
Автомобиль ЗИМ имеет следующие параметры:

Радиус колес в м	$r_0 \approx r_k = 0,326$
Вес автомобиля при полной нагрузке в кг	$G = 2390$
Передаточное число главной передачи	$i_0 = 4,55$
Передаточные числа коробки передач	$i_I = 3,115;$ $i_{II} = 1,772; i_{III} = 1,0$
Суммарный момент инерции колес в кгмсек ² $\Sigma J_k = 0,564$	

Момент инерции J_e приближенно рассчитан с учетом момента инерции жидкости, заполняющей полость насоса, моментов инерции коленчатого вала и маховика. Получаем $J_e = 0,03$ кгмсек².

На фиг. 14 показана внешняя характеристика двигателя автомобиля ЗИМ, приведенная в журнале „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 11 за 1950 г.

Для построения кривой $\lambda_n = f(1 - S)$ использована кривая зависимости скольжения в гидромуфте от числа оборотов вала турбины n_2 . Для перевода этой кривой в кривую $\lambda_n = f(1 - S)$ определяют число оборотов вала двигателя по формуле $n_e = \frac{n_2}{1 - S}$; зная

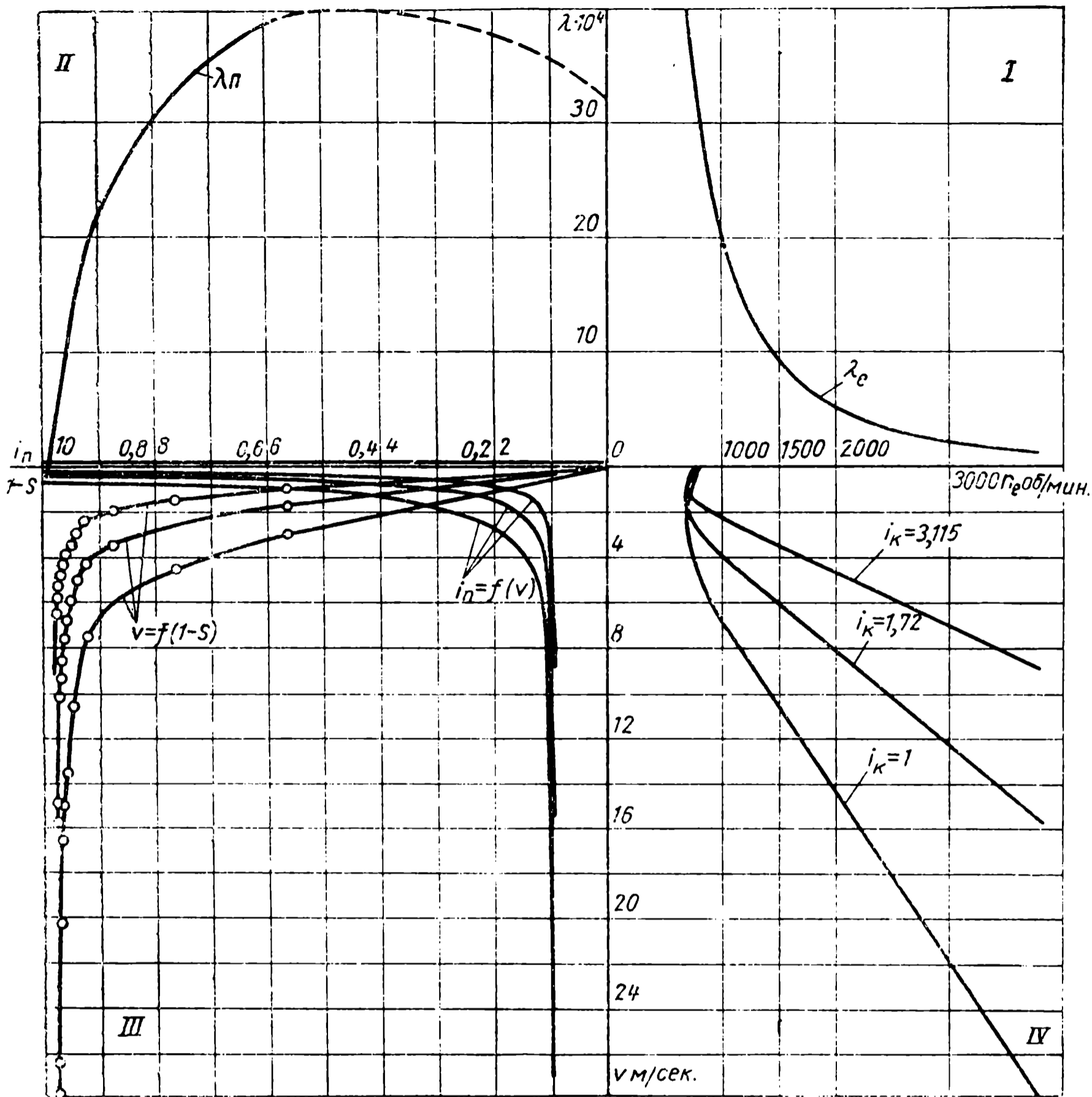


Фиг. 14. Внешняя характеристика двигателя автомобиля ЗИМ.

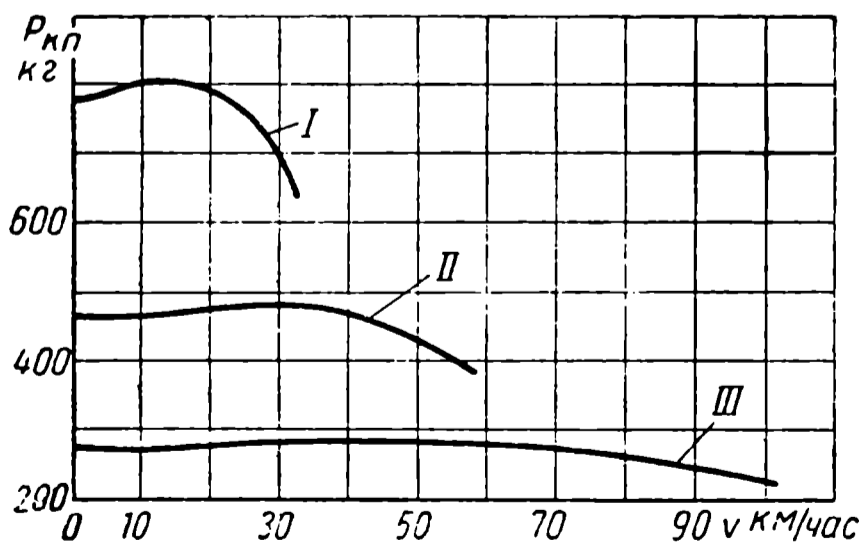
число оборотов вала двигателя, подсчитывают, пользуясь внешней характеристикой двигателя, значения коэффициента крутящего момента $\lambda_e = \frac{M_e}{\omega_e^2} = \lambda_n$.

Значения λ_n при малых числах оборотов вала двигателя были подсчитаны с помощью представленной заводом экспериментальной кривой $M_n = f(n_1)$; при неподвижной турбине ($S = 1$) получилось $\lambda_n = 32 \cdot 10^{-4}$.

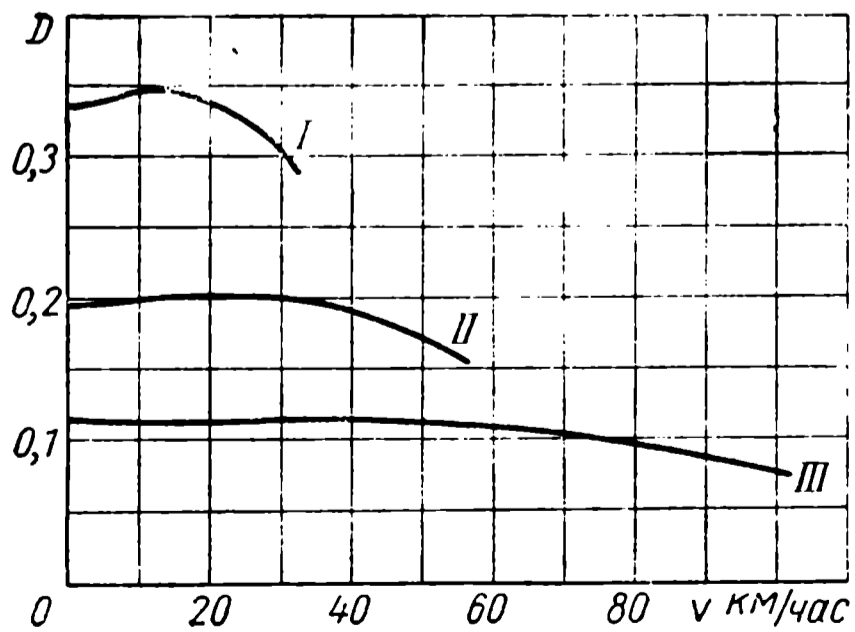
Особые кинематические характеристики для автомобиля ЗИМ показаны на фиг. 15 (четвертый квадрант).



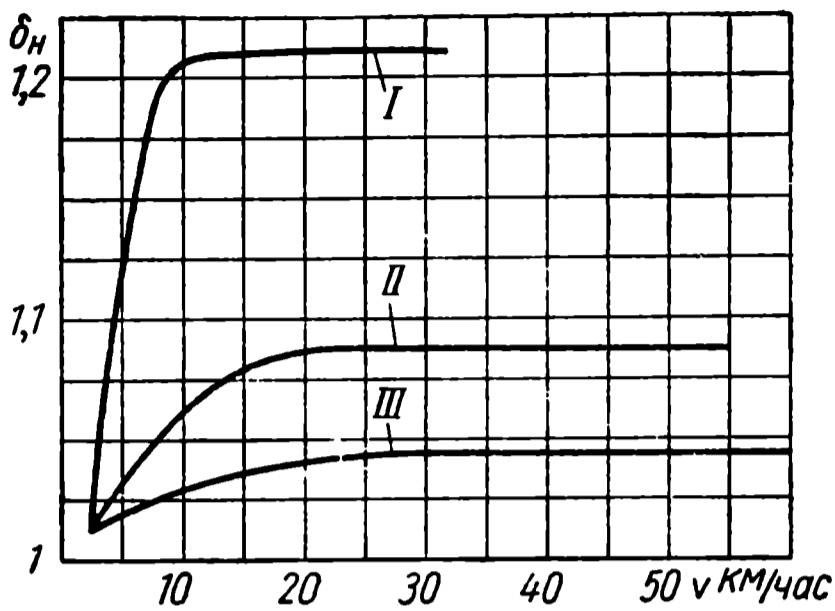
Фиг. 15. Кривые для автомобиля ЗИМ.



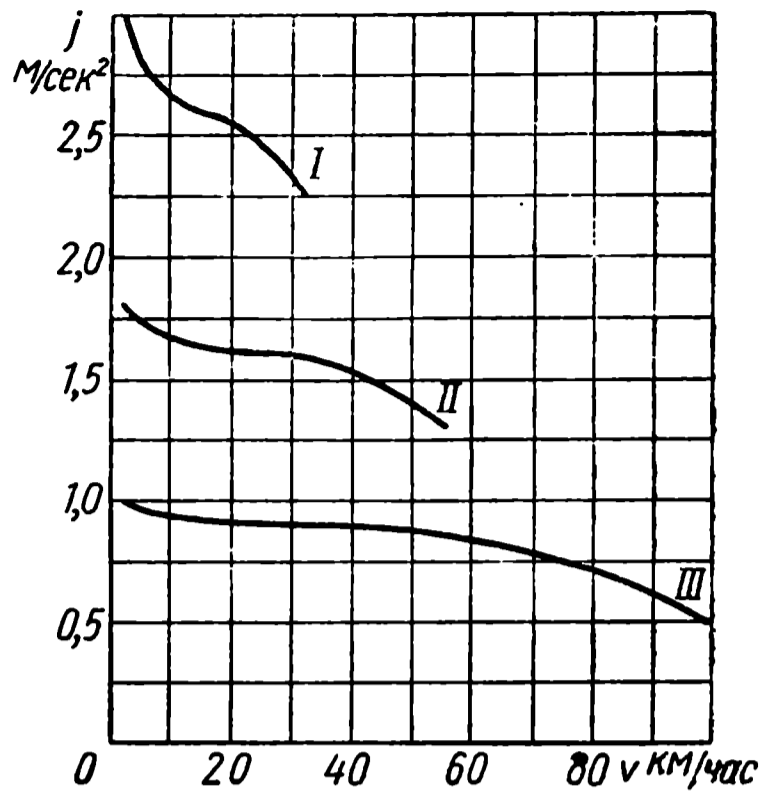
Фиг. 16. Кривые приведенного тягового усилия на колесах автомобиля ЗИМ: I, II, III — передачи.



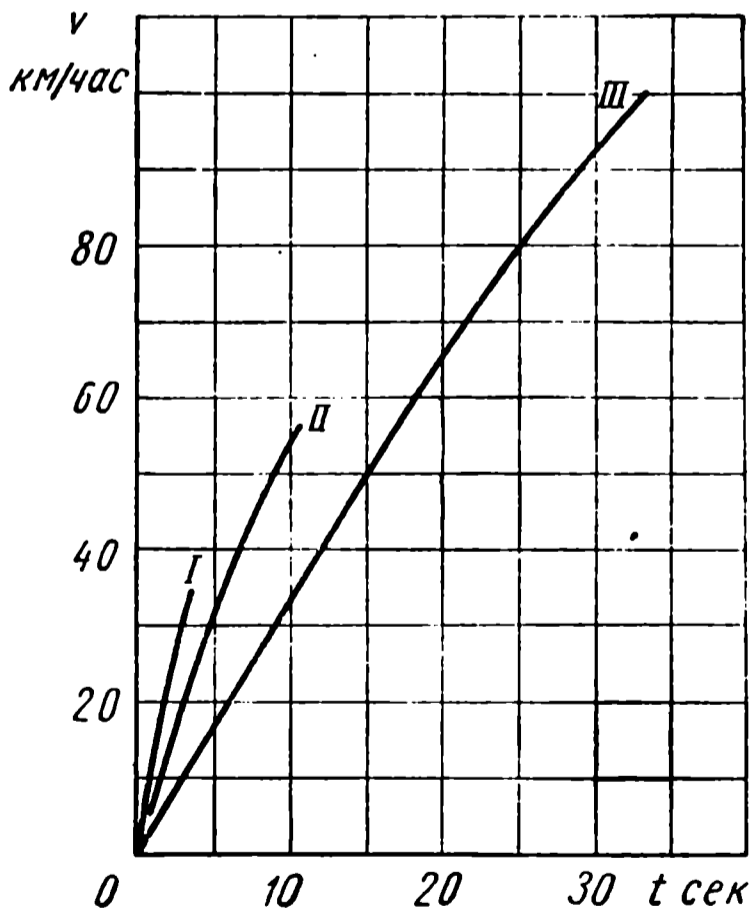
Фиг. 17. Кривые динамического фактора автомобиля ЗИМ.



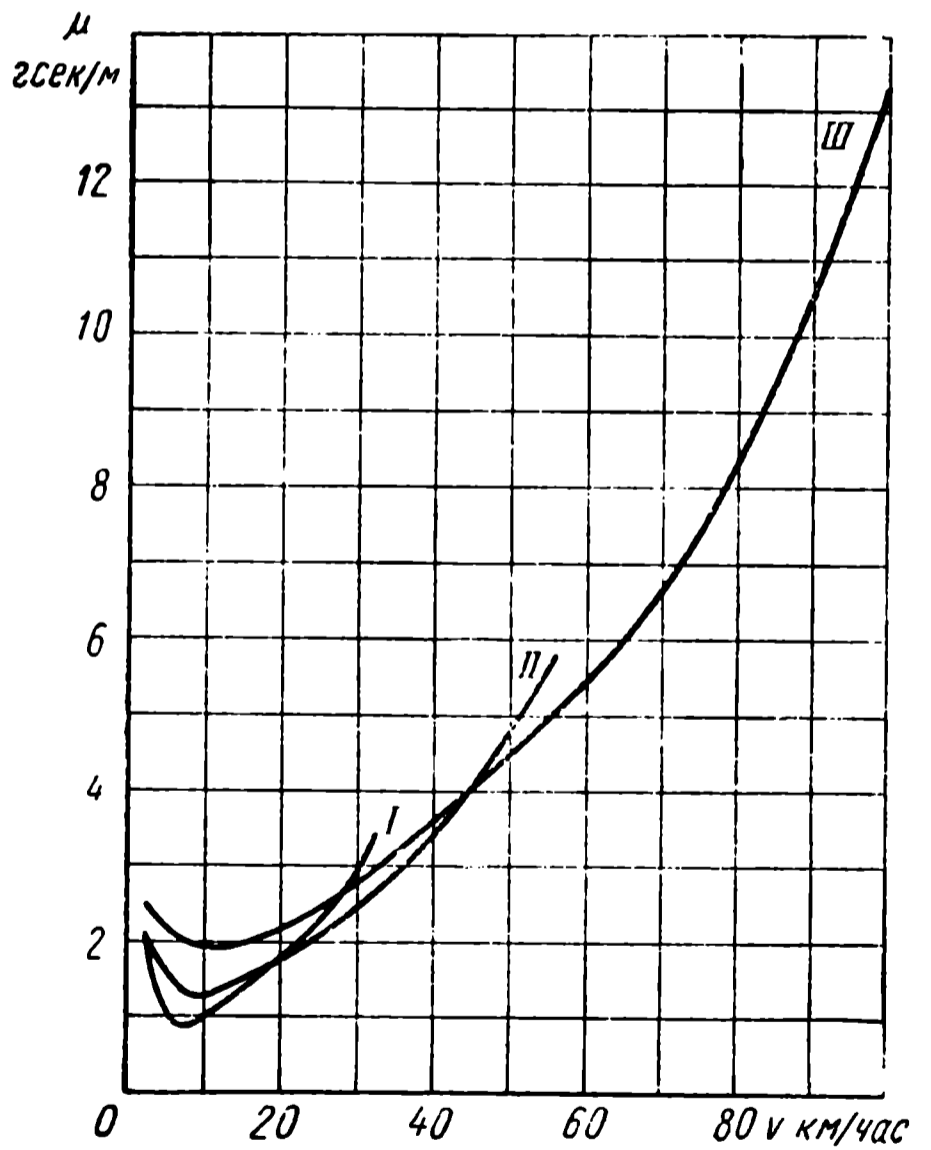
Фиг. 18. Кривые коэффициента неустановившегося режима автомобиля ЗИМ.



Фиг. 19. Кривые ускорения автомобиля ЗИМ.



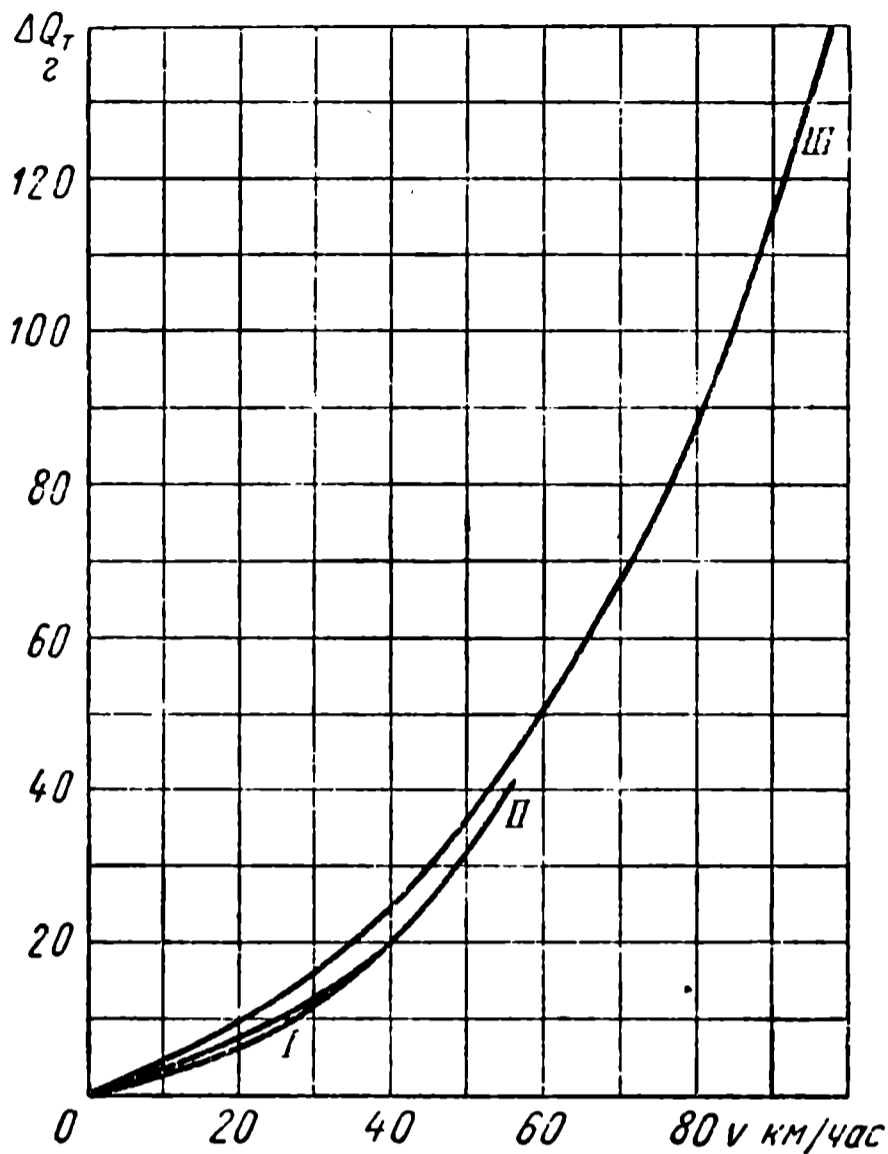
Фиг. 20. Кривые времени разгона автомобиля ЗИМ на передачах.



Фиг. 21. Кривые коэффициента расхода топлива автомобиля ЗИМ.

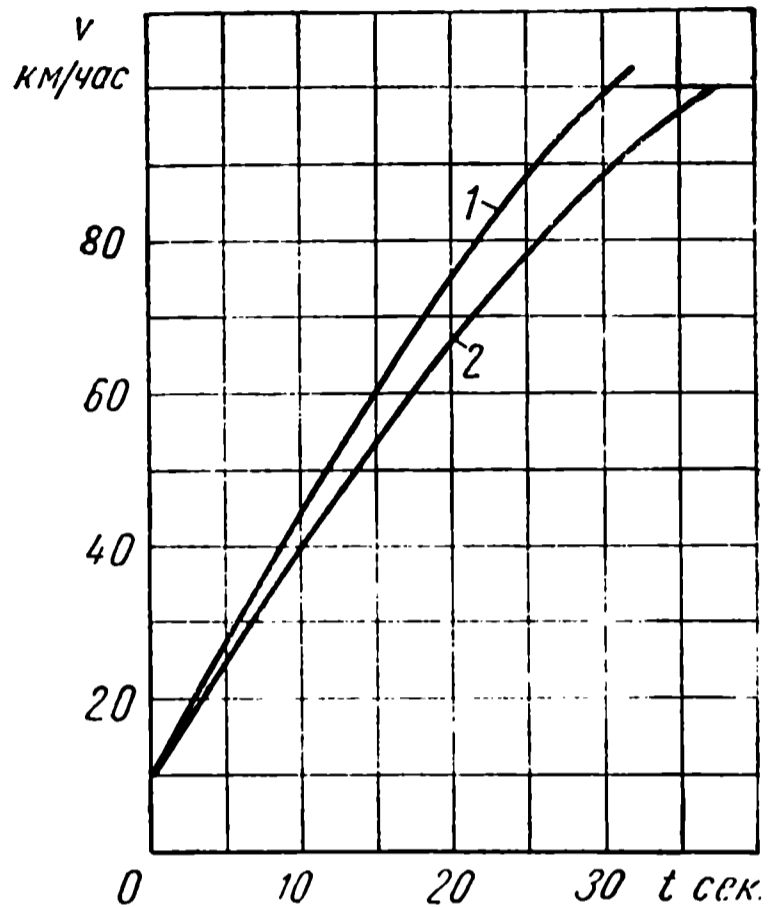
Графики динамических и экономических показателей приведены на фиг. 16—22.

На фиг. 23 показаны теоретический (кривая 1) и экспериментальный¹ (кривая 2) графики разгона автомобиля ЗИМ на прямой передаче. Расхождение между графиками объясняется, в первую очередь, тем, что фактическая мощность дви-



Фиг. 22. Кривые расхода топлива при разгоне автомобиля ЗИМ.

жигателя меньше, чем мощность двигателя на графике фиг. 14 (обычно максимальная мощность равна 88—90 л. с., а не 95 л. с.).



Фиг. 23. Сравнение теоретического и экспериментального законов разгона автомобиля ЗИМ на прямой передаче.

гателя меньше, чем мощность двигателя на графике фиг. 14 (обычно максимальная мощность равна 88—90 л. с., а не 95 л. с.).

ДИНАМИКА И ЭКОНОМИКА АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

Расчетная схема и уравнения движения

Расчетная схема силовой передачи. Будем считать, что силовая передача состоит из следующих элементов: двигателя 1, коробки передач с гидротрансформатором 2, главной передачи 3, колес 4 автомобиля (фиг. 24).

При расчетах использованы принятые ранее допущения.

Вне зависимости от того, как соединены в коробке передач гидродинамический трансформатор и механические элементы, между абсолютными величинами крутящих моментов на входном и выходном валах коробки при установившихся режимах работы существует соотношение

$$M_2 = K_n M_1, \quad (60)$$

где $K_n = \frac{M_2}{M_1}$ — коэффициент трансформации передачи.

¹ „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 11, 1950.

Величины моментов M_1 и M_2 вычисляются по формулам:

$$M_1 = \lambda_1 \gamma D_1^5 n_1^2 = \lambda_n \omega_1^2 \quad (61)$$

$$M_2 = \lambda_2 \gamma D_1^5 n_1^2. \quad (62)$$

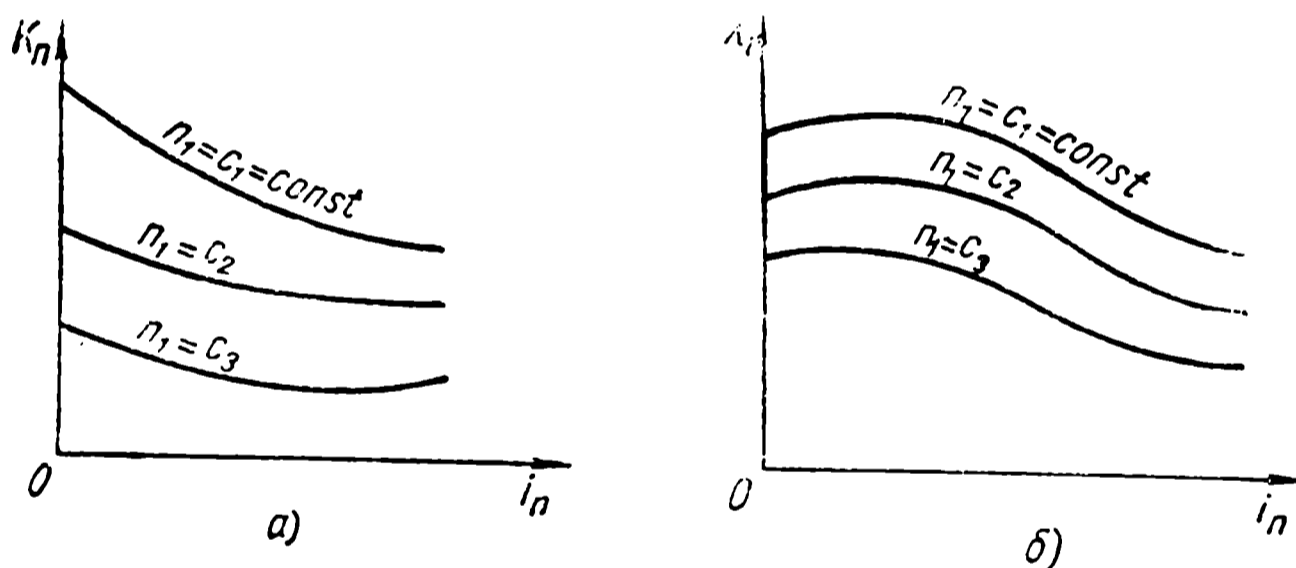
В общем случае коэффициент λ_1 первичного крутящего момента (коэффициент λ_n) и коэффициент K_n трансформации зависят от передаточного числа всей передачи i_n и первичных чисел оборотов $n_1 = n_e^*$ (фиг. 25, а и б). В некоторых случаях K_n и λ_n могут зависеть только от величины передаточного числа i_n .

Приведенные соотношения характеризуют внутренние свойства коробки передач с гидротрансформатором.

Фиг. 24. Общая схема силовой передачи автомобиля с гидротрансформатором.

Число оборотов n_2 вторичного вала коробки передач при работе двигателя при некотором открытии дроссельной заслонки и постоянном числе оборотов n_e может быть определено следующим образом.

при работе двигателя при некотором открытии дроссельной заслонки и постоянном числе оборотов n_e может быть определено следующим образом.



Фиг. 25. Характеристика коробки передач с гидродинамическим трансформатором.

При постоянных числах оборотов валов

$$M_1 = M_e; \quad n_1 = n_e.$$

Вычислив величину коэффициента крутящего момента двигателя

$$\lambda_e = \frac{M_e}{\omega_e^2}$$

при определенном числе оборотов вала двигателя и приравняв коэффициент λ_e к коэффициенту λ_n передачи

$$\lambda_e = \lambda_n,$$

* Во второй части работы под величиной передаточного числа понимают отношение $i_n = n_2 : n_1$. Это упрощает расчеты и кривые.

находят передаточное число i_n , при котором работает коробка передач. Затем находят коэффициент K_n трансформации передачи и число оборотов вторичного вала коробки передач $n_2 = i_n n_1$.

Проделав аналогичные расчеты для различных значений числа оборотов первичного вала и нанеся соответствующие значения чисел оборотов первичного и вторичного валов на плоскость $n_2 O n_1$, получают кривую cd — особую кинематическую характеристику передачи, графически представляющую искомую зависимость при определенном открытии дроссельной заслонки.

Так же как и для гидромукты, по кривой cd можно построить график изменения передаточного числа i_n в зависимости от n_2 , а также с помощью графика коэффициента трансформации и графика крутящего момента двигателя построить график изменения крутящего момента на выходном валу трансформаторов в зависимости от числа оборотов n_2 и затем график $P_{kn} = f(v)$.

Уравнения движения автомобиля и вала двигателя. Так же как и при наличии гидромукты в силовой схеме, автомобиль в данном случае является системой с двумя степенями свободы, так как двигатель и автомобиль не связаны между собой жесткой связью.

Аналогичный вид примут и уравнения движения системы.

Закон движения первой части — вала двигателя — зависит от характеристики двигателя и свойств коробки передач и может быть выражен в виде уравнения (22)

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_{e\partial} - M_1.$$

Если динамический крутящий момент $M_{e\partial}$ приближенно связан со статическим соотношением

$$M_{e\partial} = M_e - \lambda \frac{d\omega_e}{dt},$$

то уравнение (22) будет иметь вид

$$(J_e + \lambda) \frac{d\omega_e}{dt} = M_e - M_1.$$

Поступательное движение центра тяжести автомобиля описывают уравнением (24)

$$m \frac{dv}{dt} = P_{k\partial} - P_c,$$

где

$$m = \frac{G}{g} + \sum \frac{J_k}{r_k^2}$$

и

$$P_{k\partial} = \frac{M_2 i_0 \eta_0}{r_\partial}$$

есть приведенная сила тяги на ведущих колесах автомобиля от крутящего момента M_2 .

Так как M_2 и M_1 связаны соотношением $M_2 = K_n M_1$, то уравнения (23) и (24) можно записать совместно

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{\left[M_e - (J_e + \lambda) \frac{d\omega_e}{dt} \right] K_n i_0 r_{10}}{r_{\partial}} - P_c. \quad (63)$$

С другой стороны,

$$\omega_e = \frac{\omega_2}{i_n} = \frac{v i_0}{r_{\kappa} i_n}, \quad (64)$$

поэтому

$$\frac{d\omega_e}{dt} = \frac{i_0}{r_{\kappa}} \cdot \frac{i_n \frac{dv}{dt} - v \frac{di_n}{dt}}{i_n^2} = \frac{i_0}{r_{\kappa}} \cdot \frac{\left(i_n - v \frac{di_n}{dv} \right) \frac{dv}{dt}}{i_n^2}. \quad (65)$$

Подставив, наконец, соотношение (65) в формулу (63) и сгруппировав соответствующие члены, получают окончательную связь между ускорением автомобиля и параметрами его агрегатов

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{\kappa n} - P_c}{\delta_n G} g.$$

В этом уравнении

$$P_{\kappa n} = \frac{M_e K_n i_0 r_{10}}{r_{\partial}}; \quad (66)$$

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_{\kappa}}{r_{\kappa}^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 g r_{10} K_n}{G r_{\kappa} r_{\partial} i_n^2} \left(i_n - v \frac{di_n}{dv} \right) \right] \quad (67)$$

или

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_{\kappa}}{r_{\kappa}^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_0^2 g r_{10} r_{1n}}{G r_{\kappa} r_{\partial} i_n^2} \left(1 - \frac{v}{i_n} \frac{di_n}{dv} \right) \right].$$

Таким образом, формула для вычисления величины ускорения автомобиля с гидropередачей по структуре совпадает с формулой, применяемой для ступенчатой коробки. Для вычисления величин $P_{\kappa n}$ и δ_n необходимо знать зависимость передаточного числа от скорости v автомобиля в процессе разгона. Выше, при анализе работы силовой передачи с гидромuфтой, было установлено, что действительные кинематические характеристики очень быстро и близко подходят к особой кинематической характеристике, построенной при условии $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$. Аналогичные свойства характеризуют и автомобиль с гидродинамическим трансформатором.

Поэтому динамические и экономические показатели автомобиля с гидротрансформатором могут быть рассчитаны по тому же методу, который был изложен выше для автомобиля с гидромuфтой.

Пользуясь кривой крутящего момента и характеристикой трансформатора, можно построить особые кинематические характеристики для различных ступеней механической коробки передач (при наличии последней в силовой схеме).

Построение кривой тягового усилия для автомобиля с гидротрансформатором отличается от построения соответствующей кривой для автомобиля с гидромуфтой тем, что при вычислении величины тягового усилия приходится пользоваться кривой изменения коэффициента трансформации в зависимости от передаточного числа трансформатора.

Задаваясь значением скорости автомобиля, с помощью особой кинематической характеристики находят соответствующее значение числа оборотов вала двигателя, после чего с помощью кривой λ_n определяют передаточное число передачи. По кривой $K_n = f(i_n)$ находят коэффициент трансформации. Значение крутящего момента двигателя находят с помощью кривой $M_e = f(n_e)$ для числа оборотов, соответствующего данной скорости и найденного с помощью особой кинематической характеристики. Кривую динамического фактора строят с помощью кривой P_{kn} .

Кривые ускорений строят по методу, аналогичному изложенному выше методу построения этих кривых для автомобиля с гидромуфтой, с помощью кривых P_{kn} , $\lambda_n = f(i_n)$, $i_n = f(v)$.

Дальнейшее построение кривых времени и пути разгона, а также расхода топлива ничем не отличается от построения соответствующих кривых для автомобиля с гидромуфтой.

Некоторые типы гидротрансформаторов работают при постоянных числах оборотов вала двигателя вне зависимости от режима работы вторичного вала коробки передач.

Так как передаточное число трансформатора определяют по формуле

$$i_n = \frac{i_0}{r_k} \frac{v}{\omega_e},$$

то при

$$\omega_e = \text{const}$$

второе слагаемое в квадратной скобке в формуле (67) для коэффициента δ_n неустановившегося режима обращается в нуль. Действительно,

$$\frac{di_n}{dv} = \frac{i_0}{r_k \omega_e};$$

таким образом

$$i_n - v \frac{di_n}{dv} = i_n - \frac{i_0 v}{r_k \omega_e} = i_n - i_n = 0.$$

Вследствие этого расчет динамики и экономики автомобиля с таким трансформатором существенно упрощается. Условие $\omega_e = \text{const}$ соответствует условию $\lambda_n = \text{const}$ при $M_e = \text{const}$, так как

$$\lambda_n = \frac{M_e}{\omega_e^2}.$$

Выше было аналитически доказано, что при постоянном коэффициенте λ_n крутящего момента действительные кинематические характеристики, представляющие собой зависимость между скоростью движения и числом оборотов вала двигателя, для действительного процесса разгона очень быстро приближаются к особым кинематическим характеристикам.

Следовательно, для трансформатора, имеющего $\lambda_n \equiv \text{const}$, действительные кинематические характеристики также быстро приближаются к особым кинематическим характеристикам.

Для трансформаторов других типов это приближенное аналитическое заключение является более точным, чем для гидромфты, так как форма характеристики трансформатора такова, что величину λ_n на начальном участке можно принять постоянной с большей точностью, чем для гидромфты.

Типовой расчет и пример расчета

Для расчета необходимы следующие исходные данные.

1. Закон изменения крутящего момента двигателя и величины удельных расходов топлива при разгоне в зависимости от числа оборотов вала двигателя. В частном случае, обычно используемом для расчета динамики, величины M_e и g_e соответствуют полному открытию дроссельной заслонки.

2. Характеристика коробки передач. При наличии гидродинамического трансформатора характеристика коробки передач задается в общем случае двумя семействами кривых — кривыми изменения коэффициентов трансформации и кривыми изменения первичных коэффициентов крутящего момента.

В некоторых случаях эти семейства кривых могут быть представлены двумя кривыми.

3. Сведения об общем сопротивлении движению автомобиля

$$P_c = \psi G + \omega v^2.$$

4. Сведения о главной передаче и радиусе ведущего колеса

$$i_0, \eta_0, r_k, r_d.$$

5. Необходимо знать также моменты инерции движущихся частей двигателя J_e и колес J_k .

Порядок расчета

Построение особой кинематической характеристики. Имея кривую крутящего момента двигателя, строят в первом квадранте плоскости кривую коэффициента крутящего момента двигателя

$$\lambda_e = \frac{M_e}{\omega_e^2}.$$

Во втором квадранте наносят кривые коэффициента первичного крутящего момента коробки передач λ_n (масштабы λ_e и λ_n должны быть одинаковыми). Задавая число оборотов вала двигателя, находят соответствующий коэффициент крутящего момента коробки передач и передаточное число. Затем по формуле

$$v = \frac{\omega_e r_k i_n}{i_0}$$

находят скорость автомобиля, соответствующую заданному числу оборотов вала двигателя. Проведав построения для различных чисел оборотов

вала двигателя, получают в четвертом квадранте кривую, являющуюся особой кинематической характеристикой. При построении особой кинематической характеристики, связывающей число оборотов вала двигателя со скоростью автомобиля, нужно нанести и кривую, связывающую передаточное число i_n коробки со скоростью автомобиля.

Построение кривой тяговой силы на колесах автомобиля. Величину тяговой силы вычисляют по формуле (66)

$$P_{kn} = \frac{M_e K_n r_o i_o}{r_d}.$$

Кривую ее изменения строят при наличии кривых $M_e = f_1(n_e)$, $K_n = f_2(i_n)$, $n_e = f_3(v)$ и $i_n = f_4(v)$. Все кривые уже построены. Поэтому, задавшись скоростью автомобиля, по этим кривым находят величины n_e , i_n , затем M_e , K_n и, наконец, по формуле (66) вычисляют тяговую силу, соответствующую выбранной скорости. Построив несколько точек и соединив их линией, наносят кривую тяговой силы в зависимости от скорости автомобиля.

Построение кривой динамического фактора автомобиля. Динамический фактор равен

$$D = \frac{P_{kn} - P_w}{G}.$$

Так как тяговая сила на колесах уже выражена кривой изменения в зависимости от скорости автомобиля, а сила сопротивления воздуха

$$P_w = \omega v^2$$

также известна, то кривую динамического фактора легко можно построить обычным способом.

Построение кривой коэффициента неустановившегося режима. Коэффициент неустановившегося режима вычисляют по формуле (67)

$$\delta_n = \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_o^2 g \eta_o K_n}{G r_k r_o i_n^2} \left(i_n - v \frac{di_n}{dv} \right) \right].$$

Для построения кривой коэффициента неустановившегося режима используем зависимость передаточного числа i_n от скорости автомобиля. Для этого, имея кривую $i_n = f(v)$, производят дифференцирование ее и получают зависимость $\frac{di}{dv}$ от скорости автомобиля.

Имея кривые $i_n = f_4(v)$ и $\frac{di_n}{dv} = f_5(v)$, по формуле (67) вычисляют значения δ_n в зависимости от скорости автомобиля.

Построение кривой ускорений автомобиля. Ускорение вычисляют по формуле (34)

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{P_{kn} - P_c}{\delta_n G} g.$$

Так как имеются кривые, выражающие зависимость P_{kn} , P_c и δ_n от скорости автомобиля, то по формуле (34) сразу вычисляют величину

ускорения для каждой скорости автомобиля. Имея кривую ускорения, одним из графических способов определяют зависимость скорости и пути от времени разгона.

Расчет расхода топлива при разгоне автомобиля. Коэффициент расхода топлива равен

$$\mu = \frac{g_e N_e}{3600j}.$$

Так как зависимость числа оборотов вала двигателя n_e и ускорения автомобиля j от скорости автомобиля известна, то при заданной скорости коэффициент μ расхода топлива легко можно вычислить и построить кривую его изменения. По величине площади под кривой μ находят величину расхода топлива при разгоне автомобиля в заданном диапазоне скоростей

$$\Delta Q_T = \int_{v_1}^{v_2} \mu dv.$$

В заключение отметим, что расчет расхода топлива при установившемся движении производят так же, как и для автомобиля с гидромуфтой.

Пример расчета

Расчет динамики и экономики автомобиля М-20 „Победа“ с автоматической коробкой передач НАМИ. Автоматическая коробка передач НАМИ работает на трех режимах: трансформатора, гидромуфты и прямой механической передачи.

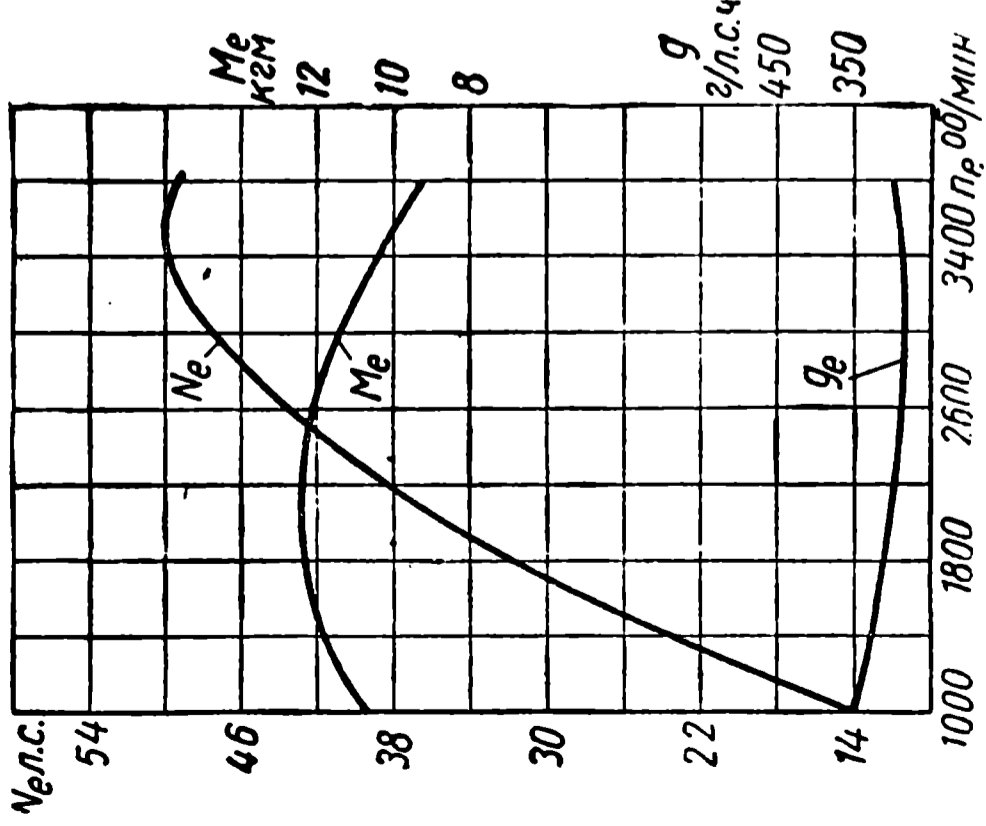
Расчет динамики автомобиля при работе коробки передач на режиме гидромуфты может быть произведен по методу, изложенному выше.

Ниже приведены результаты расчета динамических и экономических показателей автомобиля в процессе разгона при работе коробки передач на режиме трансформатора.

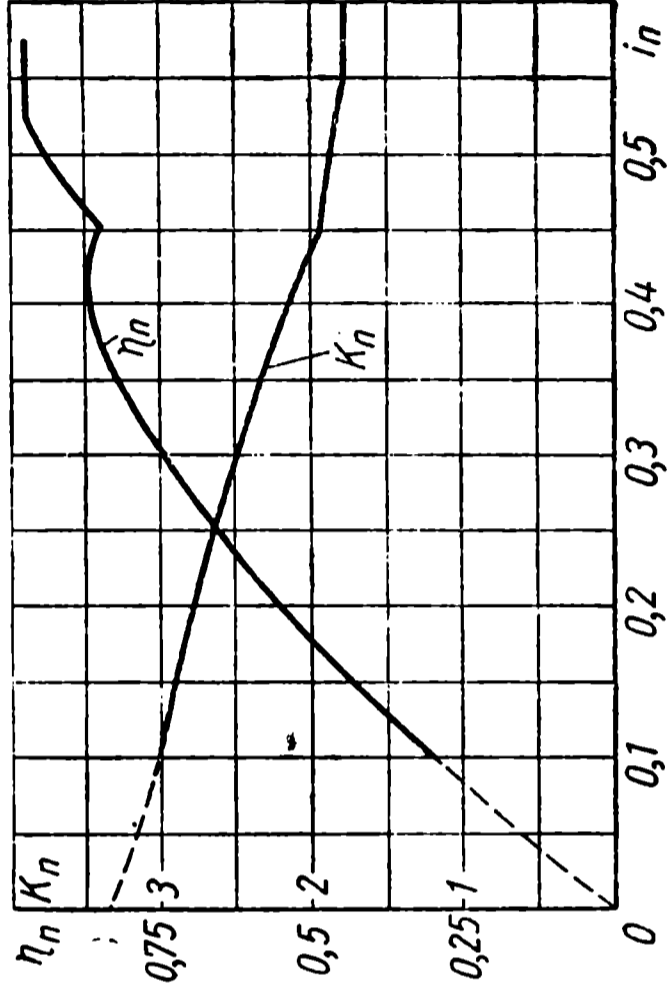
Внешняя характеристика двигателя М-20 „Победа“ показана на фиг. 26. Экспериментальные кривые даны на фиг. 27 и 28.

Параметры автомобиля

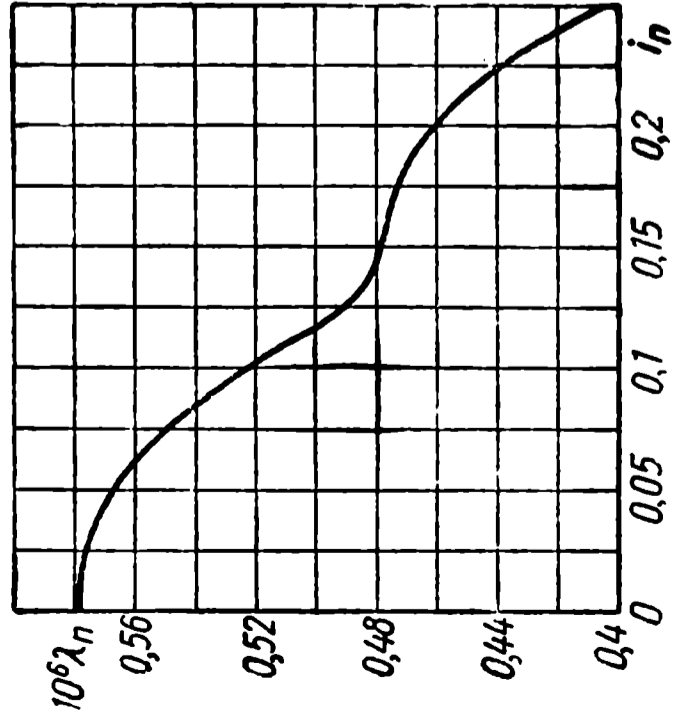
Вес автомобиля G в кг	1800
Радиус качения колеса r_k в м	0,336
Коэффициент сопротивления воздуха K' в кгсек ² /м ⁴	0,023
Лобовая площадь автомобиля F в м ²	2,16
Передаточное число главной передачи i_0	5,125
Момент инерции движущихся частей двигателя J_e в кгмсек ²	0,0422
Момент инерции колес J_k в кгмсек ²	0,564
Передаточные числа коробки передач	$i_I = 2,82; i_{II} = 1,604; i_{III} = 1$
К. п. д. трансмиссии на различных передачах	$\eta_I = 0,85; \eta_{II} = 0,87; \eta_{III} = 0,9$
Принимаем $\psi = 0,02$.	



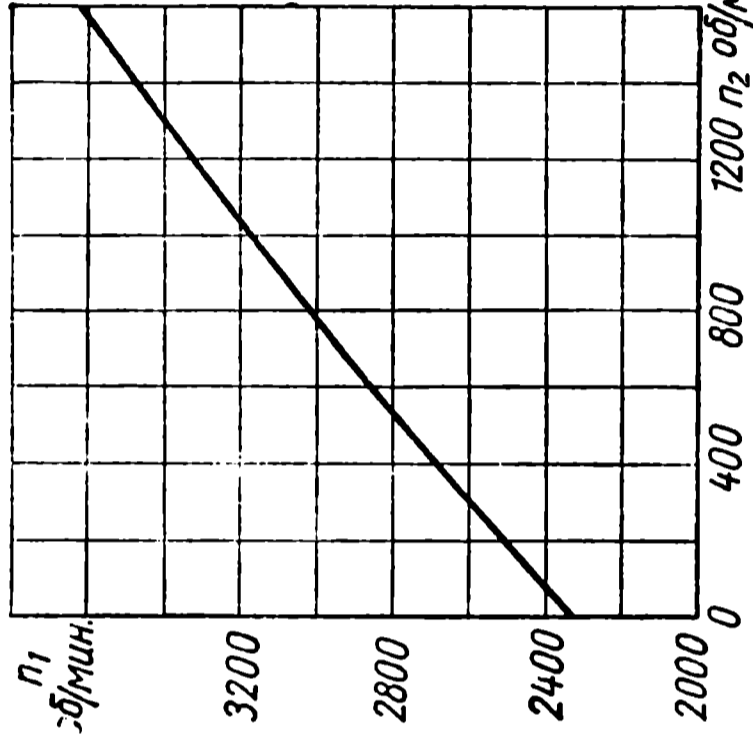
Фиг. 26. Внешняя характеристика двигателя автомобиля М-20 "По беда".



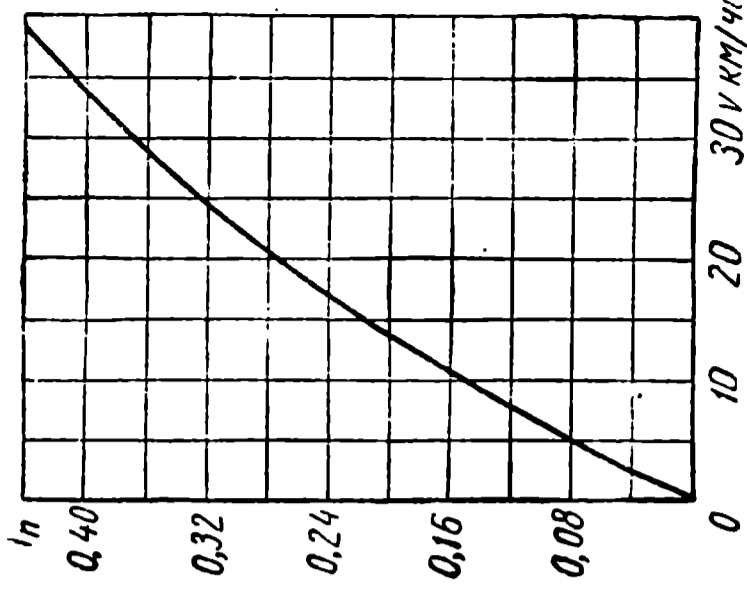
Фиг. 27. Кривые коэффициента трансформации и к. п. д. коробки передач НАМИ.



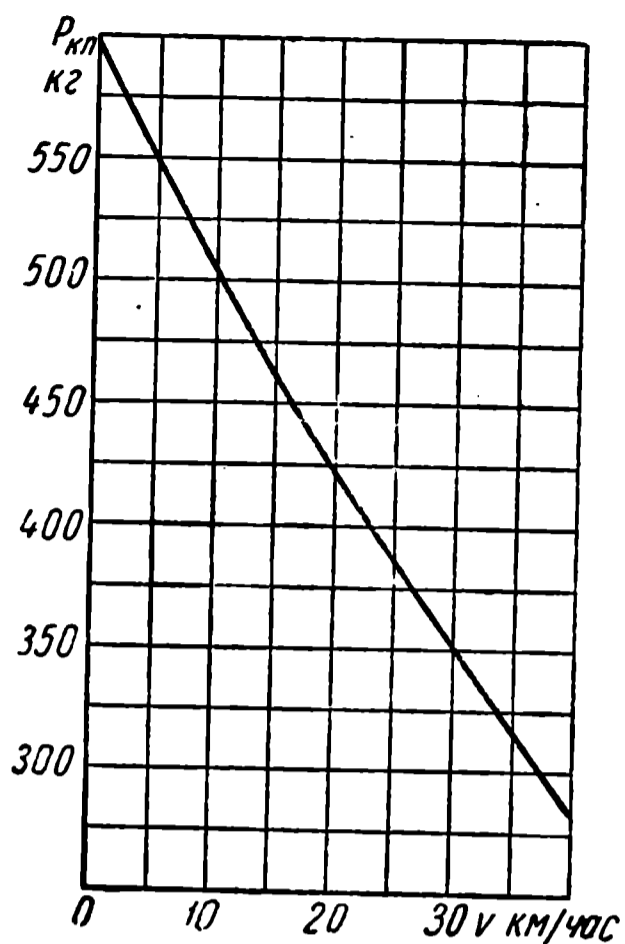
Фиг. 28. Кривые коэффициента крутящего момента передачи.



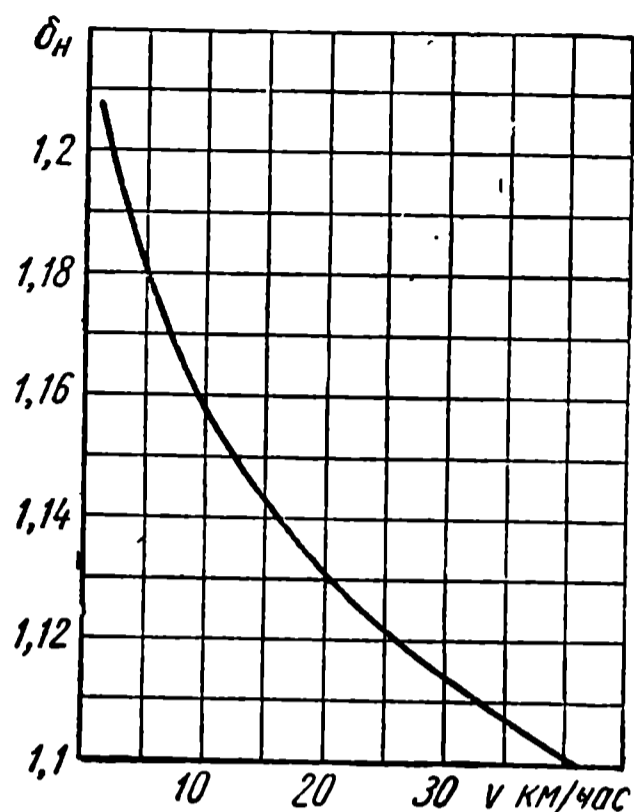
Фиг. 29. Особая кинематическая характеристика передачи.



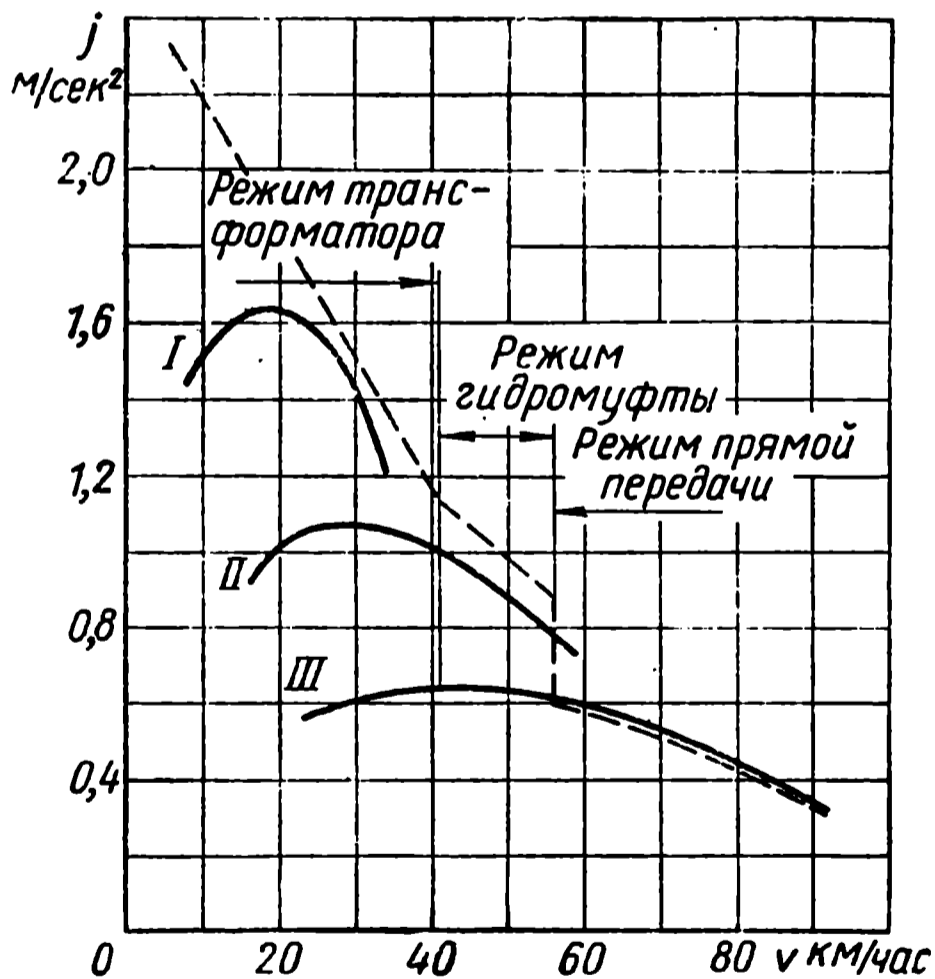
Фиг. 30. Кривая передачи точного числа.



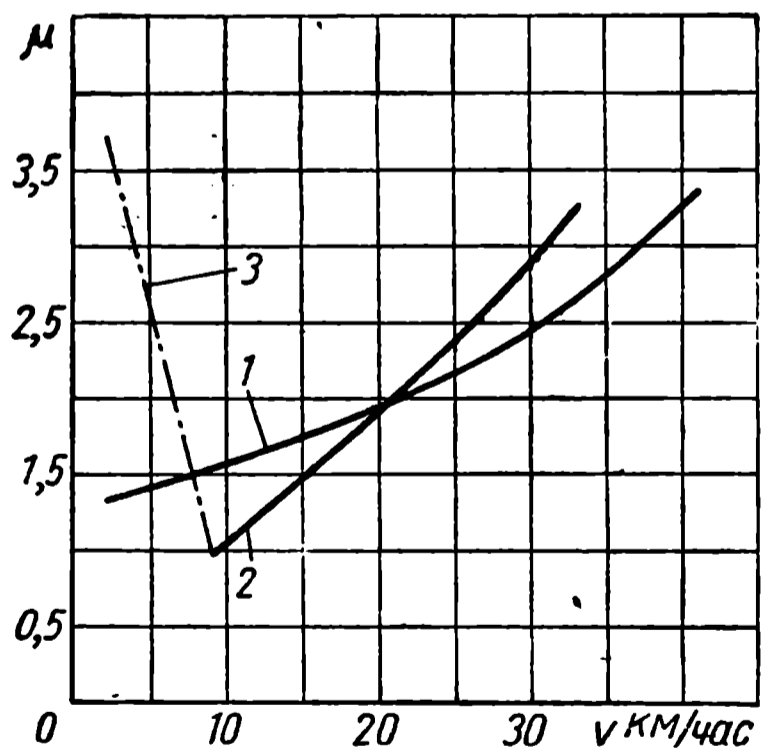
Фиг. 31. Кривая тяговых сил.



Фиг. 32. Кривая коэффициента неустойчившегося режима.



Фиг. 33. Кривые ускорений: сплошные линии — ступенчатая коробка, пунктирные линии — автоматическая коробка НАМИ.



Фиг. 34. Кривые расхода топлива: 1 — режим трансформатора; 2 — ступенчатая передача; 3 — ориентировочный график коэффициента расхода топлива при разгоне автомобиля на первой передаче с буксованием сцепления.

На фиг. 29 показана особая кинематическая характеристика передачи, связывающая число оборотов входного и выходного валов передачи n_1 и n_2 . На фиг. 30—34 даны кривые, характеризующие динамику и экономику автомобиля в процессе разгона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Айзерман М. А., Автоматика переключения коробок передач, Машгиз, 1948.
2. Альперович И. Г., Труды НАМИ, вып. 56, 1949.
3. Зимелев Г. В., Теория автомобиля, Воениздат, 1951.
4. Крылов А. Н., Лекции о приближенных вычислениях, Изд. АН СССР, 1933.
5. Куликов Н. К., Исследование гидродинамических передач, Труды НАМИ, вып. 63, Машгиз, 1952.
6. Куликов Н. К., Динамический расчет самодвижущегося экипажа при помощи фазовой плоскости, Труды НАМИ, вып. 50, Машгиз, 1947.
7. Куликов Н. К., „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 12, 1950.
8. Кудрявцев А. П., Проектирование, постройка и испытание гидравлических турбопередач, Машгиз, 1947.
9. Прокофьев В. Н., Автомобильные гидropередачи, Машгиз, 1948.
10. Родионов В. Ф., „Автомобильная промышленность“ № 3, 1948.
11. Рубец Д. А., Смесеобразование в автомобильном двигателе при переменных режимах, Машгиз, 1948.
12. Фалькевич Б. С., Статья в „Сборнике статей, посвященных 60-летию акад. Е. А. Чудакова“, АН СССР, 1950.
13. Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
14. Н. Kluge; Н. Kohl; W. Spannake; H. Unruh „Kritische Untersuchung der Leistungübertragung durch Zahnradwechselgetriebe und hydrodynamische Getriebe auf Strassenfahrzeugen mit Antrieb durch Verbrennungskraftmaschinen“.

РАСЧЕТ РАСХОДА ТОПЛИВА ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ РАЗГОН — НАКАТ

ВВЕДЕНИЕ

В статье разработаны методы расчета расхода топлива автомобилем при движении разгоном — накатом. Даны анализ экономических качеств автомобиля при таком движении, примеры расчетов и сравнение экспериментальных и теоретических расходов топлива различных автомобилей.

Опыт эксплуатации автомобилей с двигателями внутреннего сгорания показывает, что движение методом разгон — накат (импульсный режим движения) в определенных условиях может быть более экономичным в отношении расхода топлива, чем равномерное движение. Этим обстоятельством широко пользуются спортсмены-автомобилисты в соревнованиях на экономичность и водители при обычной эксплуатации автомобилей¹.

Широкое экспериментальное исследование топливной экономичности автомобиля при импульсном движении впервые было проведено под руководством акад. Е. А. Чудакова в Автомобильной лаборатории Академии наук СССР.

Исследованиями топливной экономичности автомобиля при импульсном движении занимались Н. А. Яковлев, Б. С. Фалькевич, Б. Ф. Конев, Н. В. Диваков, Е. А. Доброхотов, М. Шейнин, В. Ф. Шевченко и др.

Однако правильное использование известных преимуществ импульсного режима движения, а также оценка возможностей экономии топлива при таком режиме движений были затруднены вследствие отсутствия простого теоретического метода расчета расхода топлива в процессе разгона автомобиля.

В настоящее время топливная экономичность автомобиля при разгоне может быть легко исследована на основе работ, проведенных в НАМИ [3]. Теория импульсного движения автомобиля, изложенная в настоящем выпуске, создана на базе этих работ и позволяет изучить данный метод движения.

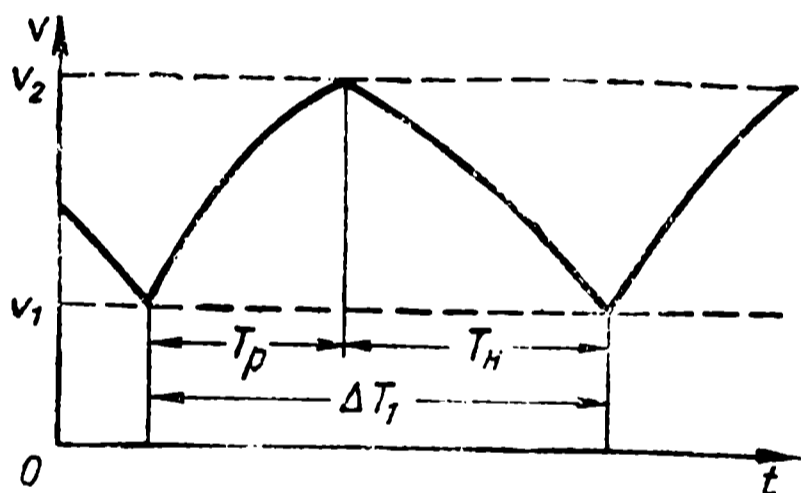
¹ Систематическое использование импульсного режима движения может привести в некоторых случаях к более интенсивному износу элементов автомобиля, чем при равномерном движении.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ИМПУЛЬСНОМУ РЕЖИМУ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

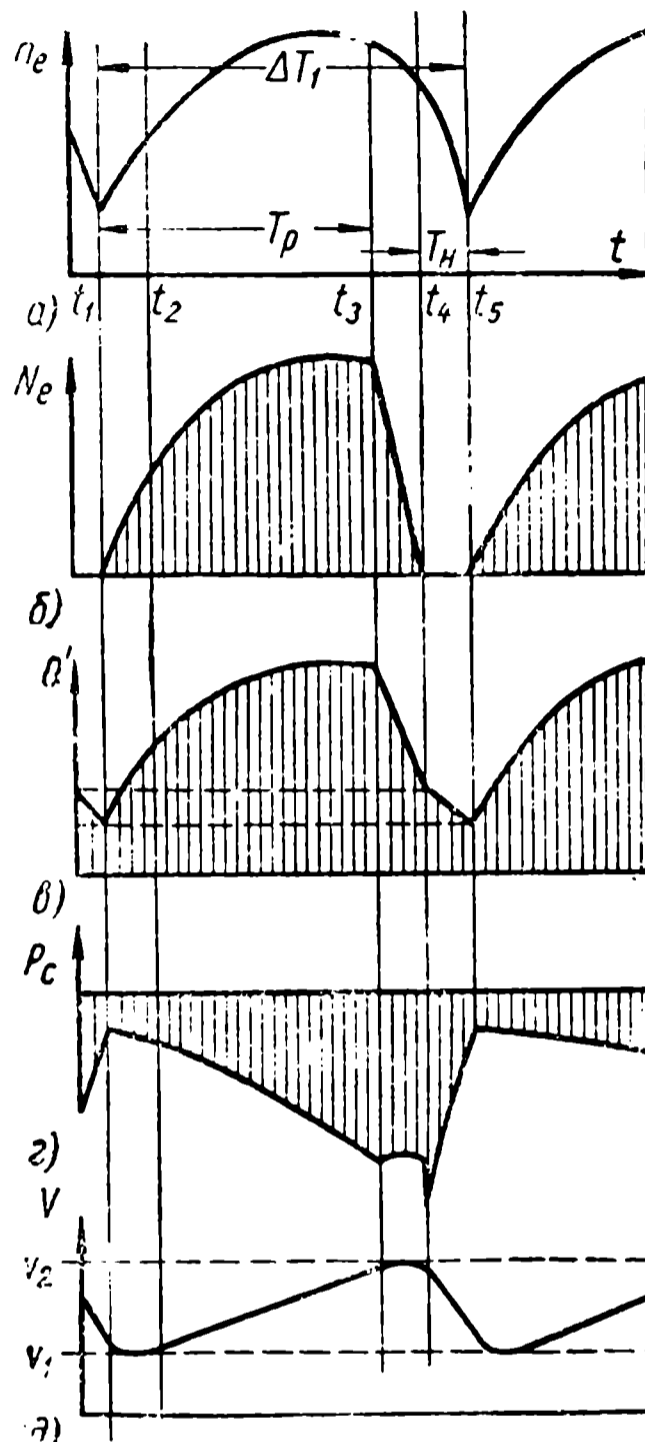
Импульсный режим движения характеризуется тем, что скорость автомобиля не остается постоянной, равной средней технической скорости движения, а непрерывно колеблется около среднего значения.

Наиболее простой, но практически достаточно важный импульсный режим движения состоит в том, что скорость автомобиля изменяется, как показано на фиг. 1. В момент начала движения скорость автомобиля $v_1 < v_{cp}$, затем осуществляется разгон до скорости $v_2 > v_{cp}$. После этого прикрывают дроссельную заслонку и движутся накатом до скорости v_1 ; затем цикл повторяется. Такой режим движения в дальнейшем будем называть регулярным импульсным режимом.

При одних и тех же значениях v_1 и v_2 параметры регулярного импульсного режима движения (расход топлива



Фиг. 1. График скорости регулярного импульсного движения.



Фиг. 2. Импульсное движение по способу 1.

на 100 км пути, средняя скорость движения, время разгона и наката и др.) изменяются в зависимости от режима работы агрегатов автомобиля в процессе разгона и наката и качества дороги.

Накат автомобиля с обычной ступенчатой коробкой передач можно осуществить несколькими способами [1].

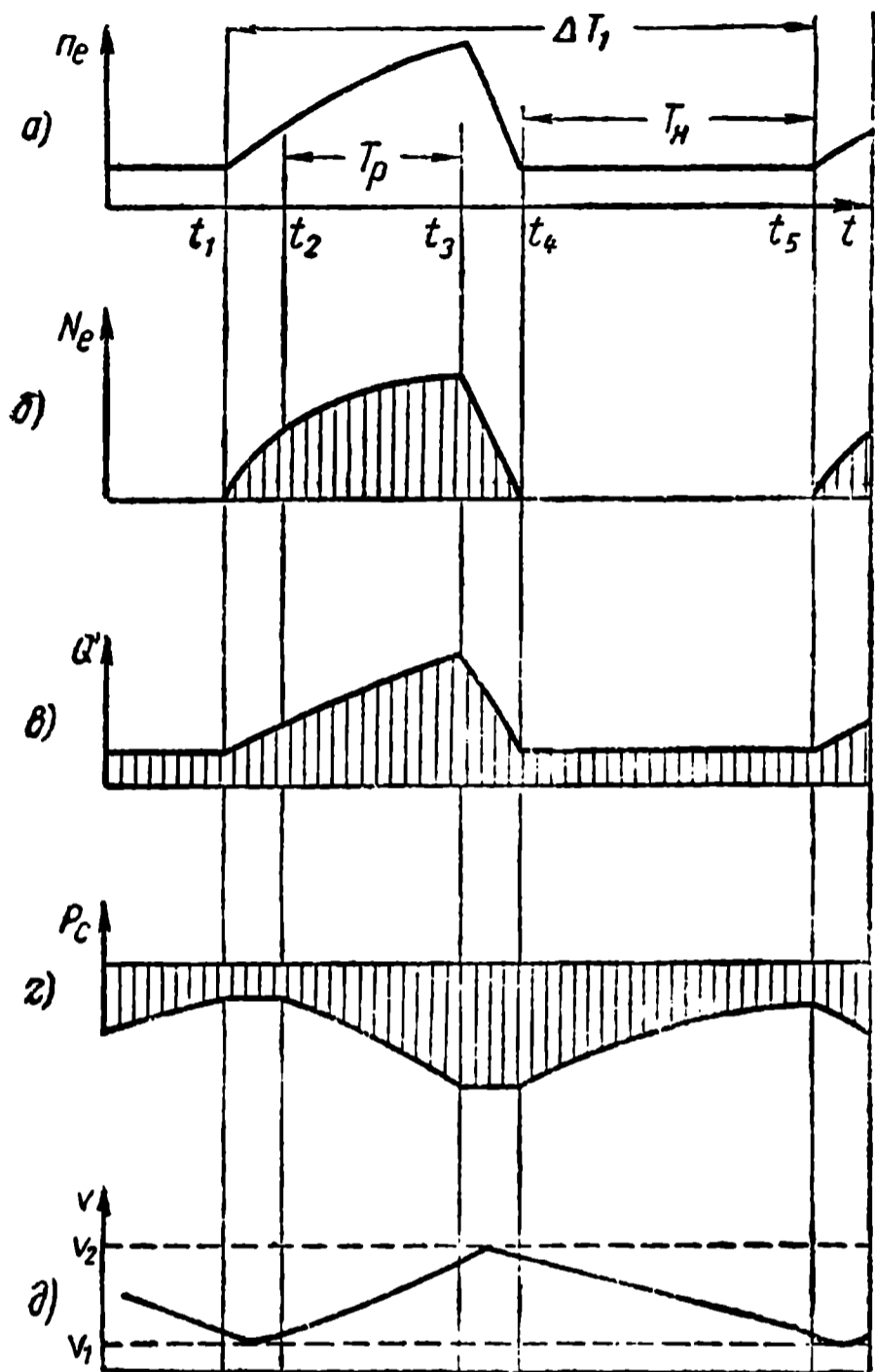
В частности, накат можно осуществлять при:

- 1) холостом ходе двигателя и включенной передаче;
- 2) холостом ходе двигателя и выключенной передаче;
- 3) остановленном двигателе и выключенной передаче;
- 4) остановленном двигателе и включенной передаче.

В зависимости от применяемого режима наката работа агрегатов автомобиля происходит различным образом. На фиг. 2 показаны кривые, иллюстрирующие характер работы автомобиля и двигателя при регулярном импульсном движении при накате по способу 1.

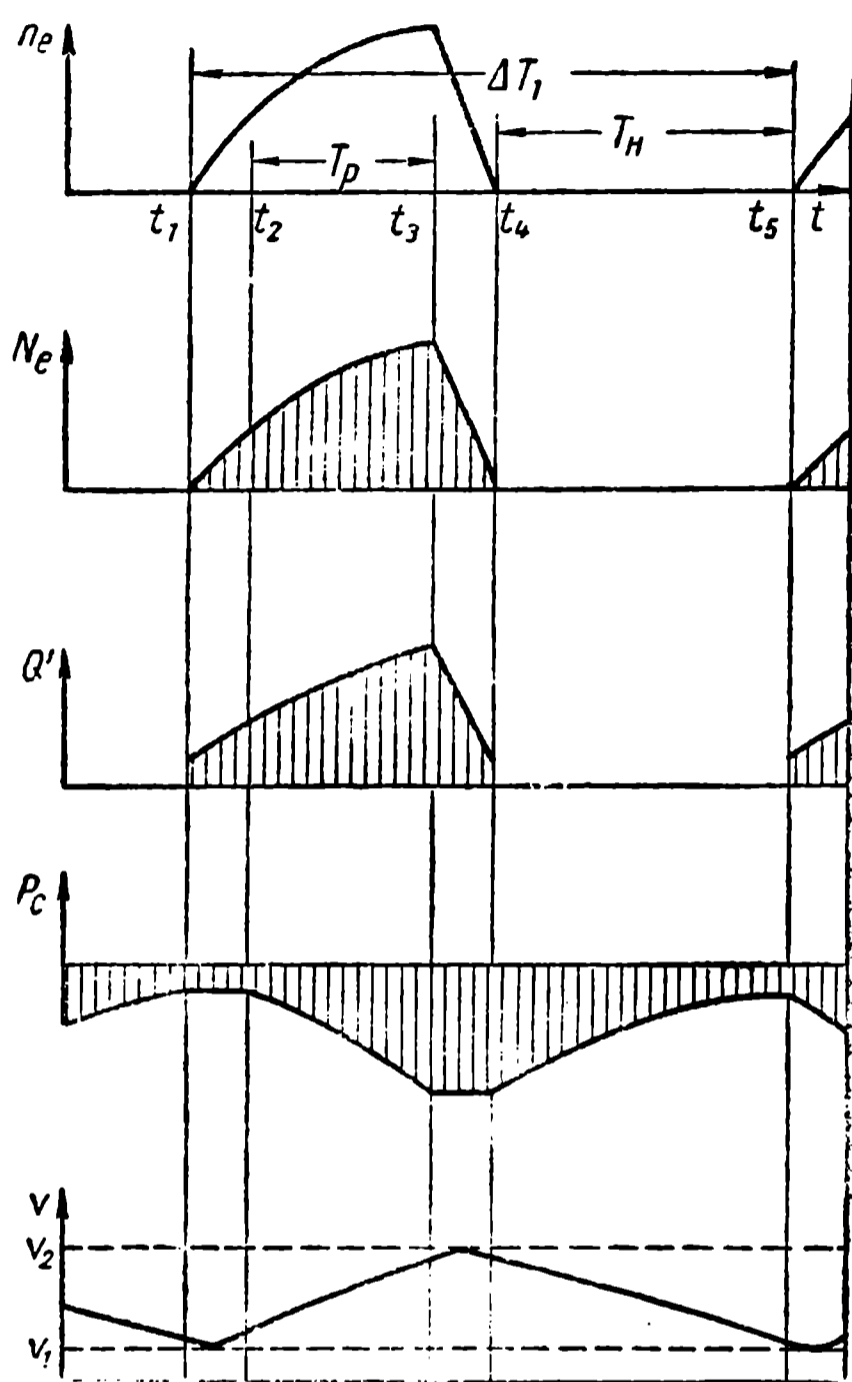
На фиг. 2, а показаны кривые числа оборотов вала двигателя при регулярном импульсном движении автомобиля на определенной передаче.

В момент времени t_1 водитель нажимает на педаль управления дроссельной заслонкой карбюратора, и число оборотов вала двигателя начинает увеличиваться. Интервал времени $(t_2 - t_1)$ соответствует уве-



Фиг. 3. Импульсное движение по способу 2:

а — изменение числа оборотов коленчатого вала двигателя; б — изменение эффективной мощности двигателя; в — изменение секундных расходов топлива; г — изменение сопротивления движению автомобиля; д — изменение скорости автомобиля.



Фиг. 4. Импульсное движение по способу 3:

а — изменение числа оборотов коленчатого вала двигателя; б — изменение эффективной мощности двигателя; в — изменение секундных расходов топлива; г — изменение сопротивления движению автомобиля; д — изменение скорости автомобиля.

личению числа оборотов вала двигателя при изменяющемся открытии дроссельной заслонки, интервал времени $(t_3 - t_2)$ — увеличению числа оборотов вала двигателя при постоянном положении дроссельной заслонки.

В момент времени t_3 водитель отпускает педаль подачи топлива и до момента t_4 число оборотов вала двигателя уменьшается при изменяющемся положении дроссельной заслонки. В интервале времени $t_5 - t_4$ число оборотов вала двигателя изменяется соответственно скорости автомобиля при дроссельной заслонке в положении холостого хода, момент t_5 отдален от момента t_1 на время одного импульса ΔT_1 .

На фиг. 2, б и в показаны кривые эффективной мощности двигателя и секундного расхода топлива.

На фиг. 2, г показана кривая величины общего сопротивления движению автомобиля, а на фиг. 2, д — кривая скорости автомобиля. Точка наименьшей (минимальной) скорости автомобиля расположена между моментами времени t_1 и t_2 ; точка наибольшей (максимальной) скорости расположена между моментами времени t_4 и t_3 .

На фиг. 3 даны кривые, иллюстрирующие характер работы автомобиля и двигателя при регулярном импульсном движении накатом по способу 2. Из кривых видно, что при накате с выключенной передачей число оборотов вала двигателя в интервале времени $(t_4 - t_3)$ равно числу оборотов холостого хода; секундные расходы топлива при накате постоянны¹. Сопротивление движению автомобиля при накате по сравнению с первым случаем меньше вследствие выключения передачи и отсутствия торможения двигателем. На фиг. 4 показаны кривые, иллюстрирующие характер работы автомобиля и двигателя при регулярном импульсном движении накатом по способу 3.

Способ 3 отличается от способа 2 отсутствием расхода топлива при накате².

Наиболее экономичным способом движения накатом является способ движения при выключенных передаче и зажигании. Разработанный в настоящем выпуске метод расчета расхода топлива при импульсном движении автомобиля применим к любому способу осуществления наката.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ИМПУЛЬСНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ

При импульсном движении автомобиля на заданной передаче, при заданных дорожных условиях, определенном открытии дроссельной заслонки во время разгона и наката основные характеристики исследуемого метода движения будут полностью известны при заданном диапазоне скорости разгона $\delta = v_2 - v_1$ и начальной или конечной скорости разгона v_1 (или v_2). В частности, по этим данным вычисляют: среднюю скорость движения автомобиля, величину расхода топлива на 100 км; путь, время и среднюю скорость в течение разгона и наката.

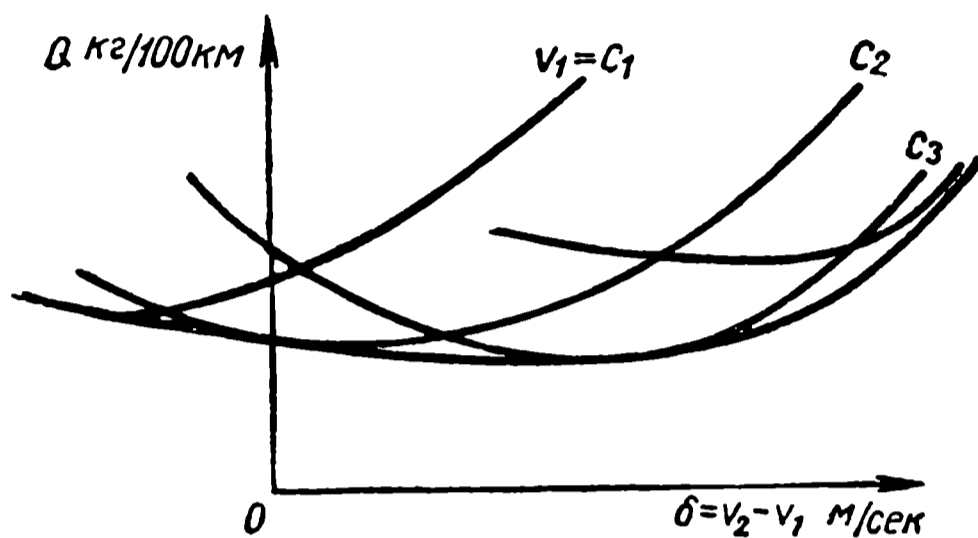
Основная экономическая характеристика автомобиля при импульсном режиме (фиг. 5) связывает расход топлива на 100 км пути на заданной дороге с диапазоном скоростей δ и является семейством кривых, каждая из которых построена при постоянной скорости v_1 .

Огибающая семейства кривых является геометрическим местом точек с наименьшим расходом топлива при определенном диапазоне скоростей.

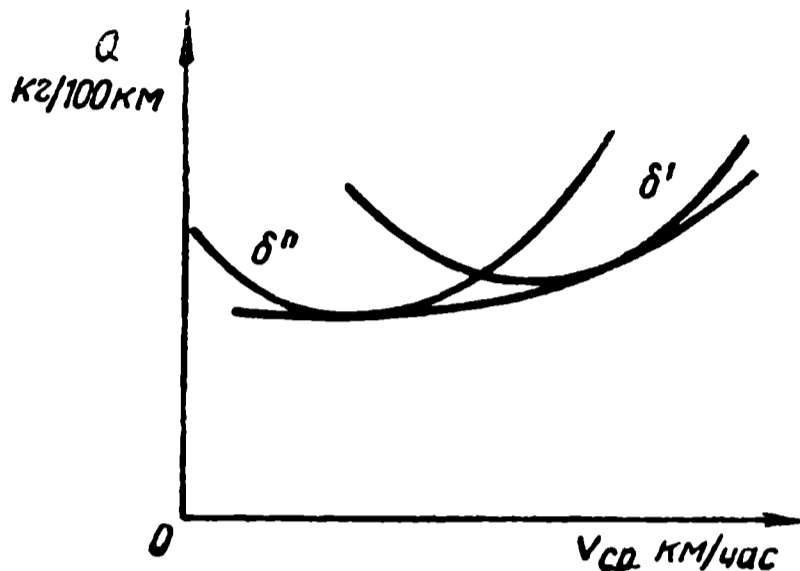
¹ С принципиальной точки зрения интервал $(t_2 - t_1)$ должен быть разбит на участки, соответствующие изменению числа оборотов вала двигателя перед включением передачи и разгону с включенной передачей и изменяющимся положением педали подачи топлива. Ради простоты эти участки не показаны. Аналогичное замечание относится и к интервалу времени $(t_4 - t_3)$.

² Графики импульсного движения при накате по способу 4 не приводятся, как не дающие ничего нового.

По основной экономической характеристике трудно сравнивать экономические свойства импульсного режима движения с движением при установившейся скорости. Это легко можно сделать, используя экономическую характеристику автомобиля при импульсном движении (фиг. 6), связывающую величину расхода топлива на 100 км пути по определенной дороге со средней скоростью движения и представляющую собой семейство кривых, каждая из которых построена при постоянном диапазоне скоростей δ . Огибающая семейства кривых является геометрическим местом точек с наименьшим расходом топлива при определенной средней скорости.



Фиг. 5. Основная экономическая характеристика автомобиля при импульсном движении.



Фиг. 6. Экономическая характеристика автомобиля при импульсном движении.

Если нанести на плоскость Qv_c , обычную экономическую характеристику автомобиля при установившемся движении, то сразу можно сравнить расходы топлива для двух режимов движения автомобиля.

Расчетная схема

Работу агрегатов автомобиля при регулярном импульсном движении можно разделить на три периода.

1. **Разгон.** Двигатель работает при определенном положении или определенном законе изменения положения дроссельной заслонки (в частном случае при полном открытии дроссельной заслонки); скорость автомобиля увеличивается пропорционально возрастанию числа оборотов коленчатого вала двигателя.

2. **Накат.** Двигатель работает на постоянных холостых оборотах или вал двигателя не вращается совсем. Скорость автомобиля уменьшается под действием сопротивлений движению.

3. **Переходные процессы.** Число оборотов коленчатого вала двигателя изменяется при изменяющемся положении дроссельной заслонки.

Количественное и качественное значение трех отмеченных периодов в импульсном движении различно. Импульсное движение должно обязательно состоять из чередующихся периодов разгона и наката; переходные процессы не обязательны с принципиальной точки зрения, но реально существуют.

Работа агрегатов автомобиля при разгоне и накате определяется, в первую очередь, техническими свойствами этих агрегатов и не зависит

от воли водителя. Переходные же процессы зависят, в первую очередь, от времени реакции водителя. Наконец, разгон и накат во времени занимают десятки секунд и минуты, а переходные периоды делятся долями секунд и секундами. Вследствие изложенного импульсное движение будет исследовано при условии, что переходные процессы протекают мгновенно, т. е. что закрытие и открытие дроссельной заслонки, включение и выключение передачи при переходе от наката к разгону и от разгона к накату происходят без затраты времени. Для расчета принято, что при накате двигатель работает с постоянным числом оборотов вала (накат с остановленным двигателем является частным случаем рассматриваемого движения). Используются характеристики двигателя как при неустановившихся, так и при установившихся режимах движения. В общем случае предполагается, что сопротивления движению автомобиля при разгоне и накате различны (в первую очередь вследствие различного профиля дороги).

Следовательно, основные графики расчетного импульсного движения будут иметь вид, представленный на фиг. 7.

Расчетные закономерности

Разгон. Динамические характеристики периода разгона определяют путем интегрирования дифференциального уравнения поступательного движения автомобиля

$$m_p \frac{d^2S}{dt^2} = P_{кр} - P_{ср}, \quad (1)$$

где t — время движения в сек.;

S — путь поступательного движения автомобиля в м;

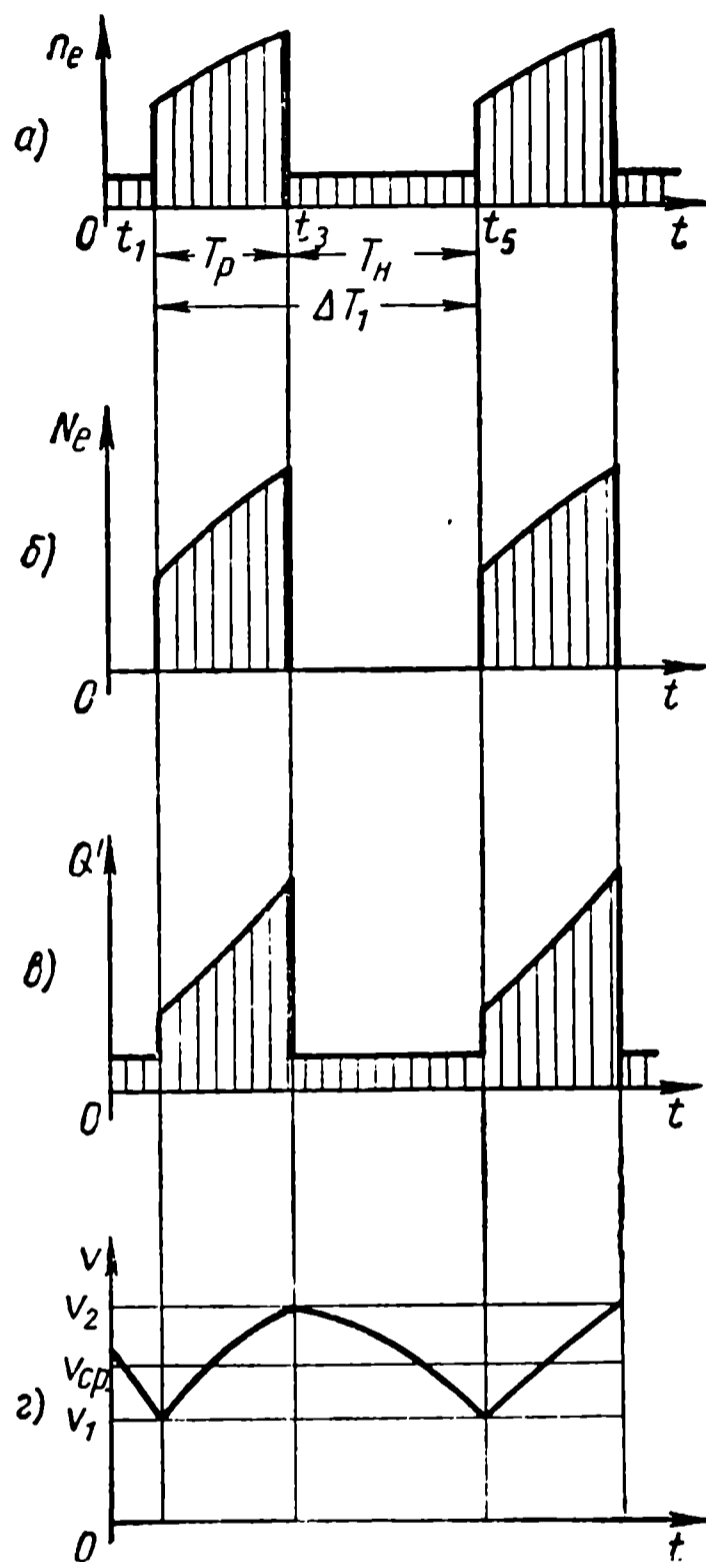
m_p — масса движущихся частей автомобиля, приведенная к центру тяжести автомобиля в кгсек² м;

$P_{кр}$ — приведенная сила тяги при разгоне в кг;

$P_{ср}$ — общая сила сопротивления движению при разгоне в кг.

В дальнейшем буква p в индексах означает, что рассматривается разгон.

Если принять, что крутящий момент двигателя при разгоне $M_{ер}$ уменьшается по сравнению с крутящим моментом M_e при установившемся



Фиг. 7. Изменение n_e , N_e , Q и v при импульсном движении:

a — изменение числа оборотов коленчатого вала двигателя; $б$ — изменение эффективной мощности двигателя; $в$ — изменение секундных расходов топлива; $г$ — изменение скорости автомобиля.

движении по линейному закону в зависимости от ускорения вала двигателя

$$M_{ep} = M_e - \lambda \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (2)$$

то параметры уравнения (1) могут быть определены из соотношений:

$$\left. \begin{aligned} P_{кр} &= \frac{M_e i_k i_0 \eta_{тп}}{r_{\partial}}, \\ P_{ср} &= \psi_p + \omega v^2, \\ m_p &= \delta_{нр} \frac{G}{g} = \frac{G}{g} \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} + \frac{(J_e + \lambda) i_k^2 i_0^2 \eta_{тп} g}{G r_k r_{\partial}} \right], \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где G — вес автомобиля в кг;

ω — KF — фактор сопротивления воздуха в $кгсек^2/м^2$;

v — скорость автомобиля в $м/сек$;

ψ_p — коэффициент сопротивления дороги;

$r_k r_{\partial}$ — радиус качения и динамический радиус колеса в $м$;

i_k, i_0 — передаточные числа главной передачи и коробки передач;

J_e — сумма моментов инерции движущихся частей двигателя, приведенная к оси вала, в $кгмсек^2$;

λ — постоянный коэффициент в $кгмсек^2$;

J_k — полярный момент инерции колеса в $кгмсек^2$

g — ускорение силы тяжести в $м/сек^2$;

$\eta_{тп}$ — к. п. д. трансмиссии;

$\delta_{нр}$ — коэффициент неустановившегося режима.

Силы $P_{кр}$ и $P_{ср}$ при разгоне на заданных передачах в определенных дорожных условиях зависят от скорости движения. Используя подстановку

$$\frac{d^2S}{dt^2} = v \frac{dv}{dS},$$

переписывают уравнение (1) в виде

$$dS = \frac{m_p v dv}{P_{кр} - P_{ср}}. \quad (4)$$

Следовательно, путь разгона будет равен¹

$$S_p = m_p \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{P_{кр} - P_{ср}}. \quad (5)$$

Если использовать подстановку

$$\frac{d^2S}{dt^2} = \frac{dv}{dt},$$

¹ По формуле (5) вычисляют путь, пройденный автомобилем при разгоне на одной определенной передаче. Если разгон от скорости v_1 до скорости v_2 происходит с переключением передач, то общий путь разгона будет равен сумме расстояний, пройденных на каждой передаче.

то уравнение (1) примет вид

$$dt = \frac{m_p \cdot dv}{P_{кр} - P_{ср}} \quad (6)$$

и время разгона

$$T_p = m_p \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{(P_{кр} - P_{ср})}. \quad (7)$$

Среднюю скорость автомобиля при разгоне определяют из соотношения

$$v_{ср. p} = \frac{S_p}{T_p}. \quad (8)$$

Кроме динамических характеристик, необходимо иметь экономические характеристики периода разгона. Расход топлива при разгоне вычисляют по методу, изложенному в работе [3]. Расход топлива в z при разгоне равен

$$Q_{Tp} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{g_{ep} N_{ep} \cdot dv}{3600j} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{Q'_p dv}{3600j}. \quad (9)$$

где Q_{Tp} — расход топлива в z ;

g_{ep} — удельный расход топлива $z/л. с. ч.$;

N_{ep} — эффективная мощность двигателя в $л. с.$;

Q_p — часовой расход топлива при разгоне в $z/час$;

Q' — часовой расход топлива при постоянной скорости в $z/час$;

j — ускорение в $м/сек^2$.

Часовой расход топлива при разгоне связан с часовым расходом топлива при соответствующем установившемся движении приближенным соотношением

$$Q'_p = Q' \left(1 + \sigma_1 \frac{d\omega_e}{dt} \right) \quad (10)$$

или

$$Q'_p = Q' (1 + \sigma j),$$

где

$$\sigma = \frac{\sigma_{1k} i_0}{r_k}.$$

Используя соотношения (9) и (10) и имея в виду, что

$$j = \frac{d^2S}{dt^2} = \frac{P_{кр} - P_{ср}}{m_p},$$

получают окончательное расчетное соотношение для определения расхода топлива при разгоне

$$Q_{Tp} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{Q' [m_p + \sigma (P_{кр} - P_{ср})]}{3600 (P_{кр} - P_{ср})} dv. \quad (11)$$

По формуле (11) определяют расход топлива в граммах при разгоне от скорости v_1 до скорости v_2 , причем путь разгона находят по формуле (5). Следовательно, средний расход топлива на единицу пути будет равен $\frac{Q_{Tp}}{S_p}$.

Накат. Динамические характеристики наката получают из динамических характеристик разгона при замене индекса p индексом n , перемене мест пределов интегрирования и при условиях, что

$$P_{kn} = 0; \quad (12)$$

$$P_{cn} = \psi_n \cdot G + \omega \cdot \pi v^2;$$

$$m_n = \delta_{nn} \frac{G}{g} = \delta_{nn} \left[1 + \frac{g}{G} \sum \frac{J_k}{r_k^2} \right] \frac{G}{g}.$$

Следовательно, путь наката

$$S_n = m_n \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{P_{cn}}. \quad (13)$$

Время наката

$$T_n = m_n \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{P_{cn}}. \quad (14)$$

Средняя скорость движения автомобиля при накате будет

$$v_{cp \cdot n} = \frac{S_n}{T_n}. \quad (15)$$

Расход топлива за период наката при работе двигателя с числом оборотов холостого хода

$$Q_{Tn} = \frac{Q'_x T_n}{3600} = \frac{Q'_x m_n}{3600} \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{P_{cn}}. \quad (16)$$

Расчет и построение характеристик импульсного движения

Путь, пройденный автомобилем за один импульс (разгон + накат), равен сумме пройденных расстояний при разгоне и накате:

$$\Delta S_1 = S_p + S_n = \int_{v_1}^{v_2} \left[\frac{m_p P_{cn} + m_n (P_{kp} - P_{cn})}{P_{cn} (P_{kp} - P_{cn})} \right] v dv. \quad (17)$$

Общее время одного импульса

$$\Delta T_1 = T_p + T_n = \int_{v_1}^{v_2} \left[\frac{m_p P_{cn} + m_n (P_{kp} - P_{cn})}{P_{cn} (P_{kp} - P_{cn})} \right] dv. \quad (18)$$

Средняя скорость движения автомобиля при импульсном движении

$$V_{cp} = \frac{\Delta S_1}{\Delta T_1}. \quad (19)$$

Количество импульсов на 100 км пути автомобиля

$$n = \frac{100000}{\Delta S_1}. \quad (20)$$

Расход топлива в г за один импульс

$$\begin{aligned} \Delta Q_T &= Q_{Tp} + Q_{Tn} = \\ &= \int_{v_1}^{v_2} \left\{ \frac{[m_p + \sigma (P_{кр} - P_{ср})] P_{сн} Q' + m_n (P_{кр} - P_{ср}) Q'_x}{3600 P_{сн} (P_{кр} - P_{ср})} \right\}. \end{aligned} \quad (21)$$

Общий расход топлива в кг на 100 км пути автомобиля при регулярном импульсном движении

$$Q = \frac{\Delta Q_T n}{1000} = 100 \frac{\Delta Q_T}{\Delta S_1}. \quad (22)$$

По последним формулам можно вычислить все параметры импульсного движения, так как все подинтегральные выражения содержат или постоянные величины или величины, зависящие от скорости автомобиля. Часовой расход топлива и крутящий момент двигателя обычно задают кривыми. Поэтому параметры импульсного движения вычисляют графоаналитическим способом.

Для этого:

а) Строят график расхода топлива (фиг. 8)

$$Q_{T1} = \int_{v'}^v A dv,$$

где v' — скорость автомобиля, соответствующая наименьшим устойчивым числам оборотов вала двигателя;

A — подинтегральное выражение формулы (21).

б) Строят график пройденного пути (фиг. 9)

$$S_1 = \int_{v'}^v Bv dv,$$

где через B обозначено выражение в квадратной скобке в формуле (17).

в) Строят график времени (фиг. 10)

$$T_1 = \int_{v_1}^v Bdv.$$

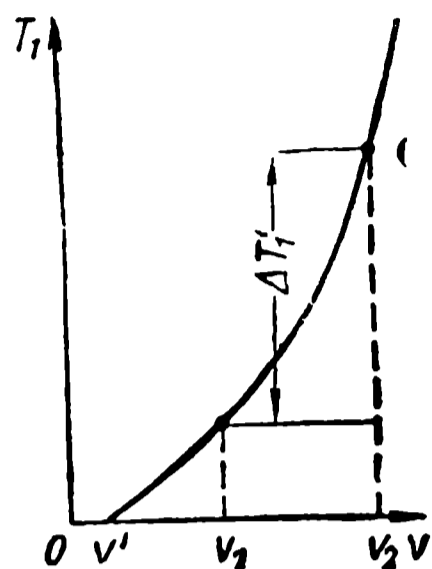
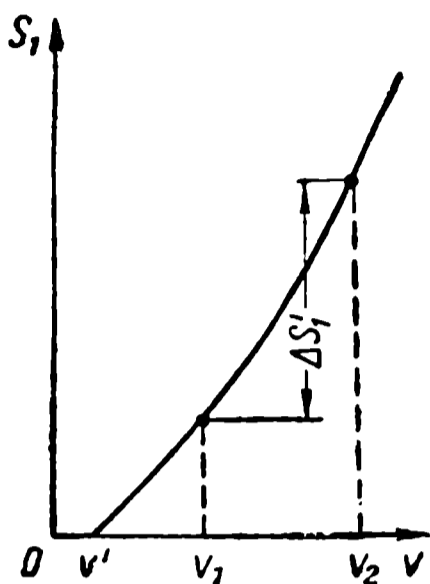
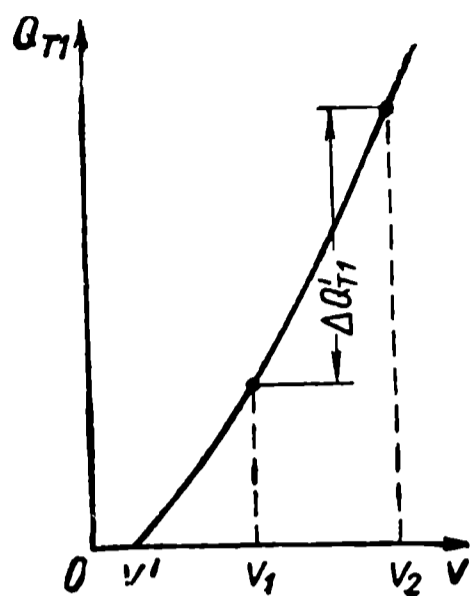
Задавшись скоростями v_1 и v_2 , по кривым фиг. 8 — 10 находят величины $\Delta Q'_{T1} \Delta S'_1$ и $\Delta T'_1$, соответствующие диапазону скоростей разгона $\delta = v_2 - v_1$. Затем по формулам

$$Q = 100 \frac{\Delta Q'_{T1}}{\Delta S'_1}$$

и

$$v_{ср} = \frac{\Delta S'_1}{\Delta T'_1}$$

определяют расходы топлива на 100 км пути и среднюю скорость движения автомобиля. Оставляя постоянной начальную скорость v и изменив конечную скорость v_2 , находят новые значения расхода топлива и средней скорости. Нанеся соответствующие точки на плоскость $Q - \delta$, получают кривую зависимости расхода Q от диапазона скоростей δ при постоянной начальной скорости разгона $v = \text{const}$.



Фиг. 8. Определение $\Delta Q'_{T_1}$. Фиг. 9. Определение $\Delta S'_1$. Фиг. 10. Определение $\Delta T'_1$.

Проделав аналогичные построения для различных значений v_1 , получают основную экономическую характеристику и экономическую характеристику (см. фиг. 6) движения автомобиля методом разгон — накат (см. фиг. 5).

Расход топлива при импульсном движении

По выведенным выше соотношениям можно проанализировать влияние на экономику импульсного движения всех основных параметров автомобиля, дороги и диапазона скоростей (характеристик двигателя, свойств трансмиссии, аэродинамических свойств автомобилей, качеств и профиля дороги). Ниже изложено исследование наиболее простого импульсного движения — перемещения по горизонтальной дороге (разгон на прямой передаче). При исследовании принято, что характеристики двигателя при неустановившихся и соответствующих установившихся режимах совпадают. Этот случай представляет практический и научный интерес, так как позволяет наиболее отчетливо вскрыть свойства импульсного движения. Для данного случая расчетные формулы значительно упрощаются, так как

$$\sigma \equiv 0; \quad Q'_x \equiv 0.$$

Кроме того, если движение происходит на прямой передаче, то приведенные массы автомобиля во время разгона m_p и наката m_n мало отличаются одна от другой. Поэтому в дальнейшем считают, что

$$m_p = m_n = m.$$

То же самое можно сказать относительно приведенных сил сопротивления движению автомобиля $P_{ср}$ и $P_{сн}$. В процессе разгона приведенная сила сопротивления движению $P_{ср}$ равна сумме сил сопротивления дороги и воздуха. При накате же сила $P_{сн}$ равна сумме сил сопроти-

вления дороги, воздуха и трансмиссии (при отключенном двигателе и выключенной передаче, без передачи крутящего момента). Так как последняя сила сопротивления мала, то в дальнейшем считают

$$P_{cp} = P_{cn} = P_c.$$

Находят экономию топлива вследствие движения импульсным методом. Для этого сравнивают расход топлива при установившемся движении автомобиля на определенной дороге с определенной скоростью и расход топлива при импульсном движении по той же дороге и с той же средней скоростью.

Расход топлива при установившемся движении на 100 км пути

$$Q_y = \frac{g_{ey} N_{ey}}{36v} = \frac{g_{ey} P_{cy}}{2700\eta_y}; \quad (23)$$

где \bar{g}_{ey} — удельный расход топлива при установившемся движении в г/л.с.ч;

N_{ey} — эффективная мощность, развиваемая двигателем при установившемся движении в л.с.;

P_{cy} — сила сопротивления движению автомобиля при установившемся движении в кг;

η_y — к. п. д. трансмиссии при установившемся движении.

Экономия топлива в процентах

$$\Delta = 100 \left(\frac{Q_y - Q}{Q_y} \right) = 100 \left[1 - \frac{2,7 \cdot 10^5 \cdot \eta_y}{g_{ey} P_{cy}} \cdot \frac{\int_{v_1}^{v_2} \frac{g_{ep} N_{ep} dv}{3600 (P_{кр} - P_c)}}{\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}} \right], \quad (24)$$

где Q — расход при импульсном движении, рассчитываемый по формуле (22) с учетом сделанных упрощений.

По формуле (24) можно всегда получить точный ответ на вопрос о том, какой метод движения выгоднее. Величина мощности двигателя

$$N_e = \frac{P_{кр} v}{75\eta},$$

поэтому

$$\begin{aligned} \int_{v_1}^{v_2} \frac{g_{ep} N_{ep}}{3600 (P_{кр} - P_c)} &= \frac{1}{2,7 \cdot 10^5} \int_{v_1}^{v_2} \frac{g_{ep} P_{кр} v dv}{\eta_p (P_{кр} - P_c)} = \\ &= \frac{1}{2,7 \cdot 10^5} \left(\frac{g_{ev}}{\eta} \right) \int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{(P_{кр} - P_c)}, \end{aligned}$$

где $\left(\frac{g_{ev}}{\eta} \right)$ — промежуточное значение функции $\frac{g_{ep}}{\eta_p}$ в диапазоне скоростей $\delta = v_2 - v_1$.

Аналогично

$$\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{P_c (P_{кр} - P_c)} = \frac{1}{P_{cv}} \int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{(P_{кр} - P_c)},$$

где P_{cv} — промежуточное значение функции P_c в диапазоне скоростей $\delta = v_2 - v_1$.

Соответственно двум последним соотношениям формула (24) принимает вид

$$\Delta^0/0 = 100 \left[1 - \frac{g_{ev}}{g_{ey}} \cdot \frac{P_{cv}}{P_{cy}} \cdot \frac{\eta_y}{\eta_v} \right]. \quad (25)$$

Таким образом, экономика импульсного режима по отношению к экономике установившегося движения при той же средней скорости автомобиля зависит от:

- 1) экономической характеристики (отношения $\frac{g_{ev}}{g_{ey}}$ среднего удельного расхода при открытой дроссельной заслонке к удельному расходу при закрытой дроссельной заслонке на установившемся режиме движения);
- 2) характера сил сопротивления движению (отношения $\frac{P_{cv}}{P_{cy}}$ среднего сопротивления движению при импульсном движении к сопротивлению при установившейся скорости);
- 3) качества трансмиссии (отношения $\frac{\eta_y}{\eta_v}$) к. п. д. при установившемся движении к среднему значению к. п. д. при разгоне.

В общем случае $\frac{P_{cv}}{P_{cy}} \neq 1$ (вследствие влияния сил сопротивления воздуха) и $\frac{\eta_y}{\eta_v} \neq 1$, однако обе эти величины приближенно можно считать равными единице. Тогда формула (25) принимает особенно простой вид:

$$\Delta^0/0 = 100 \left[1 - \frac{g_{ev}}{g_{ey}} \right]. \quad (26)$$

Из формул (25) и (26) следует, что экономика импульсного режима движения автомобиля по горизонтальной дороге на прямой передаче зависит в основном от экономической характеристики двигателя при полном и частичных открытиях дроссельной заслонки. Влияние других параметров (веса автомобиля, сопротивлений дороги и воздуха и т. п.) сказывается косвенным образом через изменение удельного расхода топлива. В частности, если удельные расходы топлива будут постоянны для различной нагрузки двигателя, то импульсные режимы не будут иметь экономических преимуществ, так же как и при чрезмерно больших конечных скоростях разгона автомобиля.

С помощью формулы (22) можно вычислить и затем построить основную экономическую характеристику. По формулам (19) и (22) вычисляют и строят экономическую характеристику. Практическое пользование этими формулами не представляет больших трудностей, однако

желательно иметь еще более простой, хотя бы и приближенный, способ оценки экономики импульсного режима.

Расходы топлива при движении автомобиля по одной и той же дороге с одной и той же средней скоростью на импульсном и установившемся режимах связаны приближенным соотношением

$$\frac{Q}{Q_y} = \frac{g_{ev}}{g_{ey}},$$

вытекающим из формулы (26).

Отсюда

$$Q = \frac{g_{ev}}{g_{ey}} Q_y. \quad (27)$$

С другой стороны,

$$V_{cp} = \frac{\Delta S_1}{\Delta T_1} = \frac{\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}}{\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}}.$$

Величина $\frac{P_{кр}}{P_c (P_{кр} - P_c)}$, как показывают числовые расчеты, меняется незначительно в зависимости от скорости движения.

Поэтому последнюю формулу можно заменить приближенным соотношением

$$v_{cp} \approx \frac{\int_{v_1}^{v_2} v dv}{\int_{v_1}^{v_2} dv} = \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2(v_2 - v_1)} = \frac{v_2 + v_1}{2}. \quad (28)$$

Для установления приближенных характеристик импульсного движения строят, в первую очередь, обычную экономическую характеристику автомобиля при установившемся движении на данной дороге. Затем задаются начальной и конечной скоростями разгона v_1 и v_2 , вычисляют величину диапазона скоростей

$$\delta = v_2 - v_1$$

и средней скорости

$$v = v_{cp} = \frac{v_2 + v_1}{2}.$$

Зная среднюю скорость движения v , находят расход топлива Q_y при установившемся движении на этой скорости, а также удельные расходы g_{ey} и g_{ev} , соответствующие средней скорости движения. По формуле (27) определяют расход при импульсном движении и затем строят основную экономическую и экономическую характеристики импульсного движения.

Изложенные выше расчеты относились к тому случаю, когда диапазон скоростей $\delta = v_2 - v_1$ был равен некоторой конечной величине. Изучим теперь микроимпульсный режим движения, под которым

понимают режим движения методом разгон — накат с бесконечно малыми диапазонами скоростей δ^* .

Устанавливают параметры микроимпульсного движения, полагая в приведенных выше формулах $\delta \rightarrow 0$ ($v_2 \rightarrow v_1 = v_{cp} = v$), т. е. считая, что диапазон скоростей непрерывно уменьшается, а количество импульсов возрастает.

Величина расхода топлива \bar{Q} при микроимпульсном режиме будет равна пределу формулы (22) с учетом сделанных упрощений:

$$\bar{Q} = \lim_{v_2 \rightarrow v_1} \left[100 \frac{\int_{v_1}^{v_2} \frac{g_{ep} N_{ep} dv}{3600 (P_{кр} - P_c)}}{\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}} \right], \quad (29)$$

но

$$\lim_{v_2 \rightarrow v_1} \left[\frac{\int_{v_1}^{v_2} \frac{g_{ep} N_{ep} dv}{3600 (P_{кр} - P_c)}}{\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}} \right] = \frac{\lim_{v_2 \rightarrow v_1} \int_{v_1}^{v_2} \frac{g_{ep} N_{ep} dv}{3600 (P_{кр} - P_c)}}{\lim_{v_2 \rightarrow v_1} \int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}} = \frac{g_{ev} N_{ev}}{3600v} \cdot \frac{P_{cv}}{P_{kv}}.$$

Следовательно, расход при микроимпульсном режиме

$$\bar{Q} = 100 \frac{g_{ev} N_{ev}}{3600v} \cdot \frac{P_{cv}}{P_{kv}}. \quad (30)$$

Средняя скорость микроимпульсного режима движения будет

$$\bar{v} = \lim_{v_2 \rightarrow v_1} v_{cp} = \lim_{v_2 \rightarrow v_1} \left[\frac{\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} v dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}}{\int_{v_1}^{v_2} \frac{P_{кр} dv}{P_c (P_{кр} - P_c)}} \right] = v. \quad (31)$$

Входящие в формулу (30) величины g_{ev} , N_{ev} , P_{kv} берут по тем характеристикам двигателя, соответственно которым происходит разгон, и вычисляют при скорости $\bar{v} = v$.

Преобразуют формулу (30), для чего выражают силы P_{cv} и P_{kv} через мощности

$$P_{cv} = \frac{N_{cv} \cdot 75}{v};$$

$$P_{kv} = \frac{N_{ev} \eta_v \cdot 75}{v}.$$

* Микроимпульсный режим имеет известное значение, характеризуя импульсное движение вообще. Практически диапазон скоростей δ не может быть сделан как угодно малым.

Соответственно этому формула (30) примет вид

$$\bar{Q} = \frac{g_{cv} N_{cv}}{36 \eta_v v}. \quad (32)$$

Сравнением формул (23) и (32) получают

$$\frac{\bar{Q}}{Q_y} = \frac{g_{ev}}{g_{ey}} \cdot \frac{\eta_y}{\eta_v}, \quad (33)$$

так как

$$N_{cv} = N_{cy},$$

или, если к. п. д. η_v трансмиссии при разгоне и к. п. д. трансмиссии при установившемся движении равны $\eta_{ly} = \eta_v$,

$$\frac{Q}{Q_y} = \frac{g_{ev}}{g_{ey}}, \quad (34)$$

т. е. расход топлива при микроимпульсном режиме движения относится к расходу топлива при установившемся режиме движения (на одной и той же дороге и при одинаковой скорости), как удельный расход при разгоне относится к удельному расходу при установившемся движении (при одних и тех же числах оборотов вала двигателя). Экономия топлива в процентах вследствие применения микроимпульсного движения будет

$$\Delta^0_{/0} = 100 \left(\frac{Q_y - Q}{Q_y} \right) = 100 \left(1 - \frac{g_{ev}}{g_{ey}} \right). \quad (35)$$

При сравнении приближенной формулы (26) для импульсного режима с точной (при $\eta_v = \eta_y$) формулой (35) для микроимпульсного режима видно, что микроимпульсный режим и его расчетные формулы имеют значение в отношении приближенной оценки свойств импульсного движения вообще.

Итак, импульсный режим будет более экономичным, чем установившийся, только в том случае, если средний удельный расход во время разгона будет меньше, чем удельный расход на постоянном режиме. У двигателя внутреннего сгорания удельный расход обычно уменьшается по мере открытия дроссельной заслонки. Поэтому преимущество импульсного режима в общем случае будет тем больше, чем сильнее открыта дроссельная заслонка при разгоне по сравнению с положением ее на установившемся режиме.

Больше всего дроссельная заслонка прикрыта при движении на установившихся режимах на хороших дорогах с малыми и средними скоростями. Поэтому экономия топлива вследствие использования импульсного режима в последнем случае будет наивысшей. Из сказанного вытекает, что использование импульсного режима движения эквивалентно до некоторой степени использованию на автомобиле прогрессивной передачи, так как в обоих случаях двигатель может работать всегда при полном открытии дроссельной заслонки.

Выше был изложен точный (при сделанных предпосылках) метод расчета расхода топлива при движении методом разгон — накат. Приведем упрощенный расчет по осредненным величинам, основанный на следующих теоретически и экспериментально оправдываемых положениях.

1. Разгон автомобиля производят с полным открытием дроссельной заслонки. Удельный расход топлива g_e г/л. с. ч. при полном открытии дроссельной заслонки изменяется незначительно в зависимости от числа оборотов вала двигателя. Поэтому в дальнейшем расчет будем вести по средней, постоянной величине удельного расхода топлива $g_{e\text{cp}}$.

2. Обычно движение автомобиля происходит по замкнутому маршруту. Поэтому суммарные экономические расчеты можно производить по некоторым средним коэффициентам ψ_{cp} сопротивления движению, зависящим от качества покрытия дороги и подготовки автомобиля и мало зависящим от профиля пути.

3. Потери энергии на сопротивление воздуха при движении разгон — накатом все время изменяются, будучи то меньше, то больше потерь, соответствующих средней скорости движения v_{cp} .

При суммарных экономических расчетах можно в качестве средней величины сопротивления воздуха брать величину сопротивления, соответствующую средней скорости движения. Для малой скорости движения сопротивление воздуха вообще можно не учитывать.

Имея в виду сделанные замечания, легко получить расход топлива при движении методом разгон — накат, так как он теперь сводится к движению автомобиля с постоянной скоростью v_{cp} по дороге среднего качества ψ_{cp} .

Расход топлива на 100 км пути при движении по дороге постоянного качества с постоянной скоростью определяют по формуле (23):

$$Q_y = \frac{g_{ey} N_{ey}}{36v} = \frac{g_{ey} P_{cy}}{2700\eta_y}.$$

Сила сопротивлений движению равна

$$P_{cy} = (\psi G + \omega v^2);$$

$$N_{cy} = \frac{(\psi G + \omega v^2) v}{75}.$$

Поэтому расход топлива будет равен

$$Q_y = \frac{g_{ey} (\psi G + \omega v^2)}{2700\eta_y}$$

Так как при движении методом разгон — накат можно, согласно условиям, считать

$$\psi = \psi_{cp}; \quad v = v_{cp} \quad \text{и} \quad g_{ey} = g_{e\text{cp}},$$

то последняя формула примет вид

$$Q = \frac{(g_e)_{cp} (\psi_{cp} G + \omega v_{cp}^2)}{2700\eta_y}. \quad (36)$$

В табл. 1 приведены лучшие результаты, достигнутые в соревновании на экономичность в Москве 15 апреля 1951 г.; движение при этом совершалось только методом разгон — накат.

Таблица 1

Автомобиль	Фамилия водителя	Расход топлива в л на 100 км	Экономия в процентах к норме	Автомобиль	Фамилия водителя	Расход топлива в л на 100 км	Экономия в процентах к норме
„Москвич“	Ю. М. Чвиров	2,89	68	ГАЗ-51	И. С. Соловьев	15,25	42,25
	А. Д. Девятков	4,11	54,4		В. И. Шавелев	15,77	40,3
	Д. И. Бунин	4,42	44		ЗИС-150	И. Н. Пименов	15,83
М-20	М. И. Болдин	4,22	68,7	Н. И. Голик		17,22	54,7
„Победа“	С. В. Поляков	4,63	65,3	ЗИС-5	Н. Ф. Розанов	17,47	54,1
	Б. Ф. Конев	5,04	62,8		С. И. Сметанюк	17,0	50,0
ГАЗ-ММ	Я. Д. Ионов	11,72	42,3	ЗИС-155	В. Н. Артемов	17,12	49,6
	Д. Н. Панфилов	12,25	40,3		С. Г. Чубуков	17,47	48,7
ГАЗ-51	В. А. Кузнецов	12,75	37,8		Л. В. Соколов	30,23	32,0
	А. И. Слепушкин	14,95	43,4				

В табл. 2 даны расходы топлива, вычисленные по формуле (36) для автомобилей, перечисленных в табл. 1. При этом механический к. п. д. η_y был взят равным 0,9 и $\psi_{cp} = 0,015$, что соответствует хорошей асфальтированной дороге и тщательной подготовке автомобиля.

Таблица 2

Автомобиль	G в кг	$g_{ср}$ в г/л. с. ч.	ω в кгсек ² /м ²	Q в л на 100 км	$v_{ср}$ в км/час
„Москвич“	990	310	0,061	3,15	27,8
М-20 „Победа“	1575	275	0,0535	4,09	27,9
ГАЗ-ММ	3310	300	0,194	9,61	23,8
ГАЗ-51	5210	275	0,203	13,64	27,8
ЗИС-150	7900	250	0,222	17,80	24,8
ЗИС-5	6100	310	0,234	17,13	22,7

Примечания: 1. Для автомобилей „Москвич“ и М-20 „Победа“ вес дан с водителем и одним пассажиром.

2. Удельный вес бензина $\gamma = 0,75$ кг/л.

Величина $g_{ср}$ взята из справочника „Советские автомобили“ В. И. Анохина, Машгиз, 1949. Вес G и величина W заимствованы из работы „Теория автомобиля“ Е. А. Чудакова.

Из сравнения табл. 1 и 2 видно, что опытные водители достигают при соревнованиях результатов, которые характерны для автомобилей при некотором среднем техническом состоянии их. Небольшие расхождения расчетных и фактических данных объясняются мастерством вождения и различной степенью совершенства подготовки автомобиля.

Пример расчета импульсного движения автомобиля М-20 „Победа“

Характеристики двигателя взяты из книги В. И. Анохина „Советские автомобили“, 1947, стр. 567. Вес $G = 1700$ кг; радиус колеса $r_k = 0,338$ м; передаточное число главной передачи $i_0 = 5,125$; к. п. д. трансмиссии на прямой передаче $\eta = 0,9$; коэффициент сопротивления

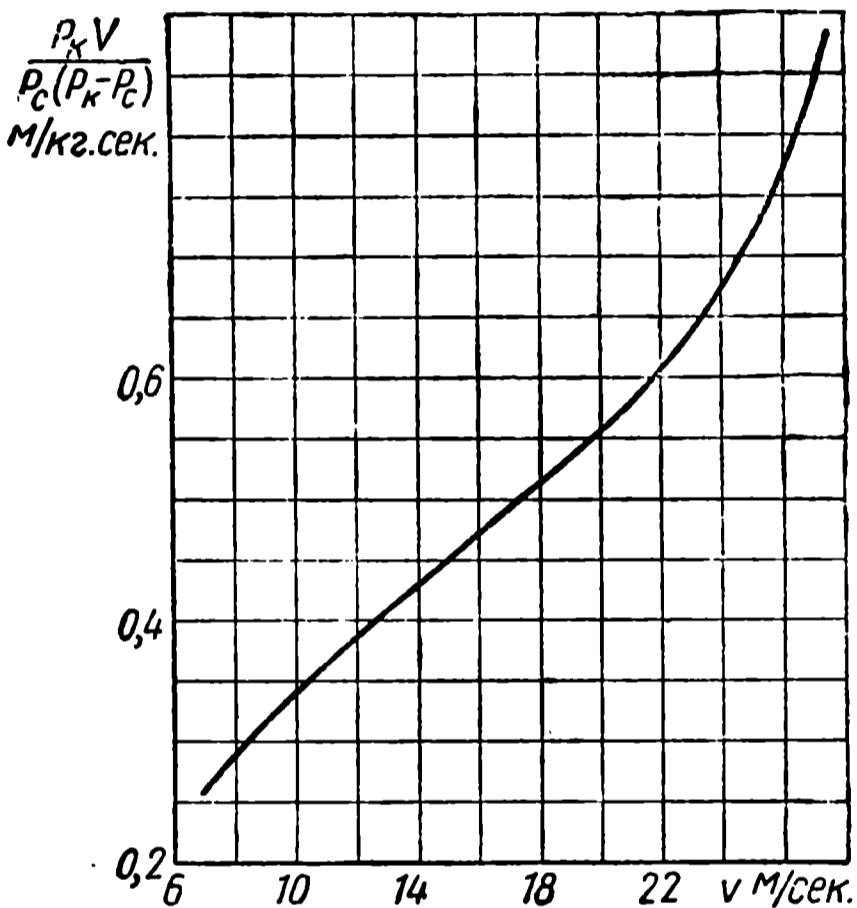
дороги $\psi = 0,02$; коэффициент сопротивления воздуха $K = 0,023 \text{ кг сек}^2/\text{м}^2$; лобовая площадь $F = 2,16 \text{ м}^2$; коэффициент вращающихся масс на прямой передаче $\delta = 1,06$. Разгон на прямой передаче.

а) По соотношениям (3) вычисляют силу тяги на колесах, силу сопротивления движению и приведенную массу:

$$P_{кр} = \frac{M_e i_0 \gamma_1}{r_d} = \frac{5,125 \cdot 0,9 M_e}{0,338} = 13,65 M_e \text{ кг};$$

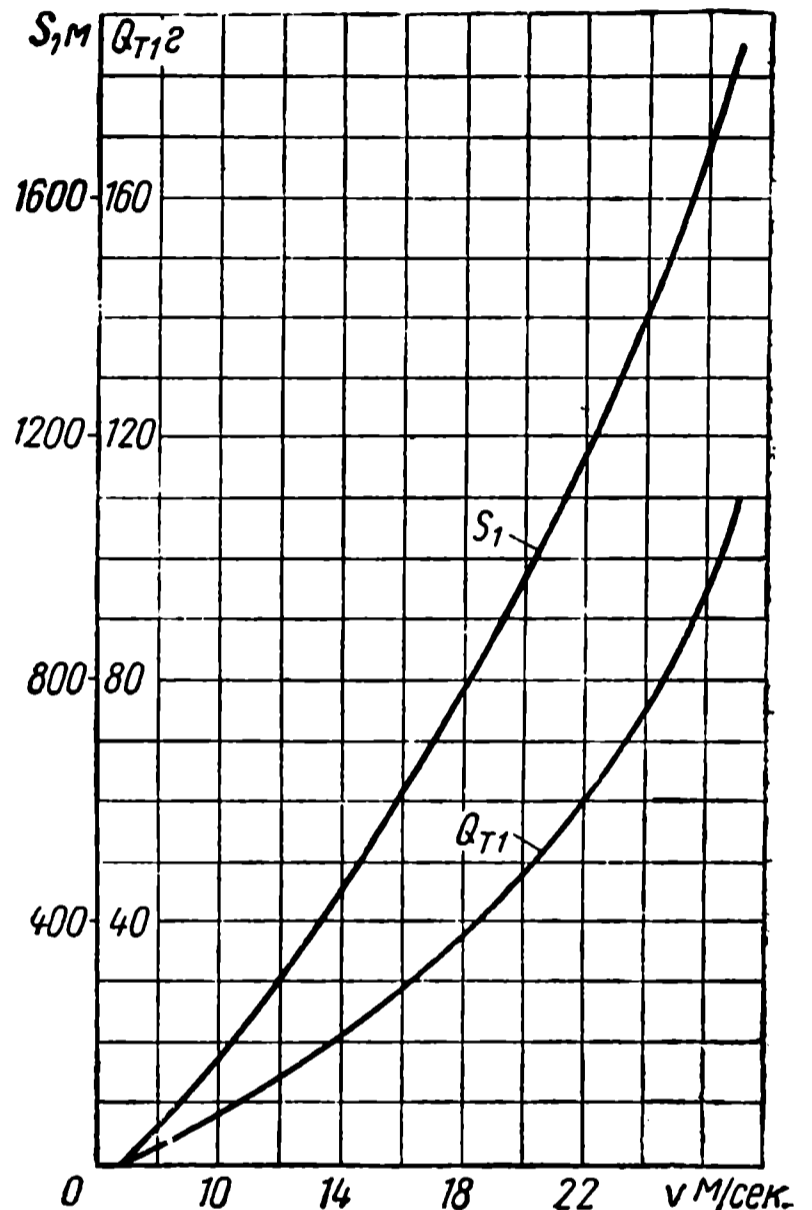
$$P_c = \psi G + KFv^2 = (0,02 \cdot 1700 + 0,023 \cdot 2,16 v^2) = (34 + 0,0497 v^2) \text{ кг};$$

$$m = \delta \frac{G}{g} = 1,06 \frac{1700}{9,81} = 183,5 \text{ кгсек}^2/\text{м}.$$



Фиг. 11. Кривая изменения величины

$$\frac{P_k v}{P_c (P_k - P_c)}$$



Фиг. 12. График пути и расходов топлива при одном разгоне автомобиля.

б) Записывают формулу (17) в развернутом виде для частного случая $P_{ср} = P_{сн} = P_c$; $P_{кр} = P_k$; $m_p = m_n = m$:

$$\Delta S = m \int_{v_1}^{v_2} \frac{P_k v dv}{P_c (P_k - P_c)} = 183,5 \cdot \int_{v_1}^{v_2} \frac{13,65 M_e v dv}{(34 + 0,0497 v^2) (13,65 M_e - 34 - 0,0497 v^2)}$$

Интеграл вычисляют путем построения кривой функции $\left(\frac{P_k v}{P_c (P_k - P_c)} \right)$ в зависимости от скорости автомобиля и подсчета площади под этой кривой (фиг. 11); наименьшему числу оборотов вала двигателя соответ-

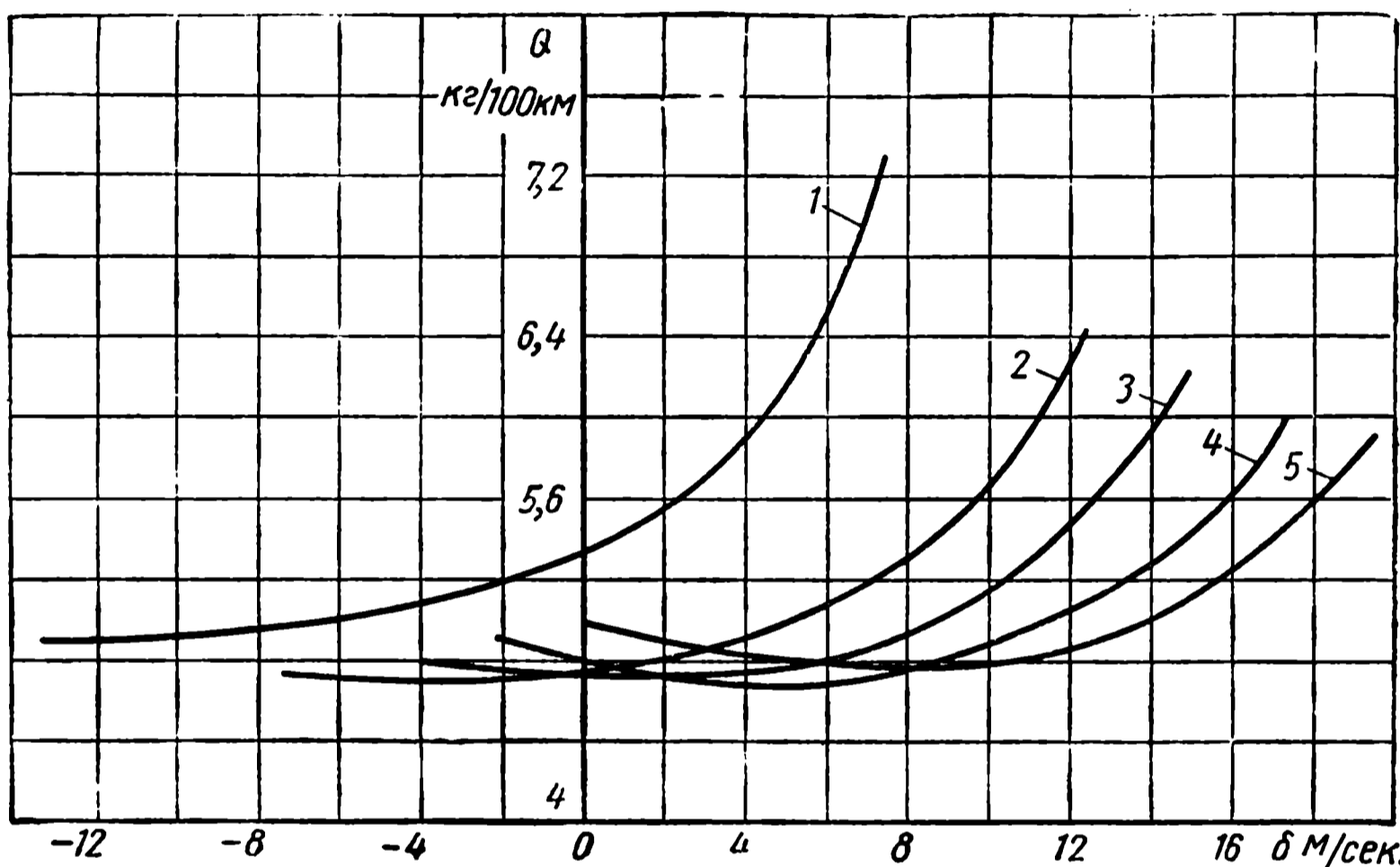
ствуется скорость $v_1' = 2,5 \text{ м/сек}$. Задаваясь разными значениями скорости v_2 , строят кривую пути за один импульс S_1 .

в) Записывают формулу (21) для частного случая:

$$Q'_x = 0; \quad \sigma = 0;$$

$$\Delta Q_T = m \int_{v_1}^{v_2} \frac{Q' dv}{3600 (P_k - P_c)}$$

и строят кривую величины $\frac{Q'}{3600 (P_k - P_c)}$ в зависимости от скорости автомобиля. Произведя опять графическое интегрирование, получают кривую расхода топлива за один импульс Q_{T1} .



Фиг. 13. График расходов топлива на 100 км пробега при импульсном движении:

1) $v_1 = 72 \text{ км/час}$; 2) $v_1 = 54 \text{ км/час}$; 3) $v_1 = 45 \text{ км/час}$; 4) $v_1 = 36 \text{ км/час}$; 5) $v_1 = 28,8 \text{ км/час}$.

г) Выбирают начальную и конечную скорости разгона v_1 и v_2 и построенным кривым согласно методике, показанной на фиг. 8 и 9, находят путь и расход топлива за один импульс $\Delta S_1', \Delta Q_{T1}$. По формуле

$$Q = 100 \frac{\Delta Q_{T1}'}{\Delta S_1'}$$

находят расход топлива в кг на 100 км пути. Зная величины $\delta = v_2 - v_1$ и Q , наносят точку на кривую расходов топлива. Оставляя постоянной начальную скорость v_1 и меняя конечную скорость v_2 , получают кривую, соответствующую выбранной постоянной начальной скорости разгона. Беря разные значения v_1 , строят семейство кривых, связывающих расход топлива с диапазоном разгона. Из кривых (фиг. 11, 12 и 13) видно, что при начальной скорости разгона $v_1 = 10 \text{ м/сек} = 36 \text{ км/час}$ и диапазона разгона $\delta = 5 \text{ м/сек} = 18 \text{ км/час}$ расход топлива на 100 км

пути получается минимальным и равным $4,68 \text{ кг}/100 \text{ км} = 6,25 \text{ л}/100 \text{ км}$ ($\gamma = 0,750 \text{ кг}/\text{л}$).

Вместе с тем из кривых также видно, что минимальная величина расхода топлива для других начальных скоростей незначительно отклоняется от наименьшего возможного расхода топлива при импульсном движении. Например, при $v_1 = 8 \text{ м}/\text{сек} = 28,8 \text{ км}/\text{час}$ и $\delta = 9 \text{ м}/\text{сек} = 32,4 \text{ км}/\text{час}$ расход топлива получается равным $4,76 \text{ кг}$ на 100 км .

К сказанному необходимо добавить следующее. Последний расчет производился для $G = 1700 \text{ кг}$ и $\psi = 0,02$; при этом расход получился около $6,25 \text{ л}$ на 100 км . Если взять $G = 1575 \text{ кг}$, $\psi = 0,015$, то расход соответственно уменьшится и будет приблизительно равен

$$6,25 \cdot \frac{1575}{1700} \cdot \frac{0,015}{0,020} = 4,35 \text{ л на } 100 \text{ км},$$

т. е. достаточно точно совпадает с экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А., Пути повышения экономичности автомобиля. Автомобильная лаборатория Института машиноведения, изд. АН СССР, вып. 12, 1948.
 2. Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
 3. Куликов Н. К., Оценка экономичности автомобиля во время разгона, „Автомобильная промышленность“ № 12, 1950.
-

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Канд. техн. наук Н. К. Куликов, Расчет динамики и экономики автомобиля с гидродинамической передачей в процессе разгона</i>	3
Введение	3
Динамика и экономика автомобиля с гидродинамической муфтой	4
Схема силовой передачи	4
Свойства элементов силовой передачи и сопротивления движению	5
Расчетная схема силовой передачи	11
Уравнения движения в процессе разгона	11
Типовой расчет динамики и экономики автомобиля с гидродинамической муфтой	28
Динамика и экономика автомобиля с гидротрансформатором	35
Расчетная схема и уравнения движения	35
Типовой расчет и пример расчета	40
Литература	45
 <i>Канд. техн. наук Н. К. Куликов, Расчет расхода топлива при движении автомобиля методом разгон — накат</i>	 46
Введение	46
Общие сведения по импульсному режиму движения автомобиля	47
Характеристики импульсного режима движения	49
Расчетная схема	50
Расчетные закономерности	51
Расчет и построение характеристик импульсного движения	54
Литература	66

Технические редакторы
Е. Н. Матвеева и Б. И. Модель
Корректор *Е. А. Давыдкина*

Сдано в производство 1/IV 1953 г.

Подписано к печати 29/V 1953 г.

Т-01545. Тираж 1500 экз.

Печ. л. 4,25. Уч.-изд. л. 4,35.

Бум. л. 2,13. Формат 60 × 92¹/₁₆.

Заказ № 533.

1-я типография Машгиза,
Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
30	В формуле 12 16-я снизу, в знаменателе	$D_1.$ Gr_K^2	$D_1^5.$ $Gr_K r_\partial$	Авт. Корр.
52	12-я сверху	$r_K r_\partial$	r_K, r_∂	»

НАМИ, Выпуск 67. Зак. 533.

Цена 2 р. 20 к.



Москва, Третьяковский проезд, 1.