

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курганский государственный университет»

Кафедра «Автомобили»

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания
к выполнению курсовой работы
для студентов специальностей и направлений подготовки
190109.65, 190100.62, 190600.62

Курган 2013

Кафедра: «Автомобили»

Дисциплины: «Теория автомобиля и трактора»,
«Конструирование и расчет автомобиля и трактора»,
«Конструкция и эксплуатационные свойства Т и ТТМО»
(специальность 190109.65, направления 190100.62, 190600.62)

Составил: канд. техн. наук, проф. Г.Н. Шпитко

Составлены на основе переработанных и дополненных методических указаний
«Тяговый расчет автомобиля» / Г. Н. Шпитко. – Курган : КМИ, 1999.

Утверждены на заседании кафедры «9» октября 2013 г.

Рекомендованы методическим советом университета в рамках проекта «Инженерные кадры Зауралья» «22» октября 2013 г.

1 СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Расчетно-пояснительная записка должна занимать 20...25 рукописных страниц с необходимыми таблицами и графиками, а также содержать следующие графики, выполненные на миллиметровке формата А4:

- 1) внешнюю скоростную характеристику двигателя;
 - 2) тяговый баланс автомобиля;
 - 3) динамическую характеристику автомобиля или динамический паспорт автомобиля (по усмотрению руководителя);
 - 4) мощностной баланс автомобиля;
 - 5) график ускорений автомобиля;
 - 6) график времени и пути разгона автомобиля.
- Примеры выполнения графиков приведены в приложении.

2 ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ С МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

При проектировании студент имеет дело с тремя видами параметров:

- 1) заданными;
- 2) выбираемыми;
- 3) расчетными.

Параметры, заданные для расчета, записаны в индивидуальном задании.

К заданным параметрам относятся: тип автомобиля, тип двигателя, максимальная скорость (V_{MAX}), грузоподъемность или пассажироместимость, максимальное сопротивление дороги, преодолеваемое на 1 передаче (Ψ_{IMAX}), тип покрытия на котором достигается максимальная скорость (обычно асфальт).

2.1 Выбираемые параметры

2.1.1 При выполнении курсового проекта эти величины студент выбирает на основании сопоставления заданных параметров проектируемого автомобиля с существующими автомобилями (прототипами) по грузоподъемности, типу двигателя и т.д.

К выбираемым параметрам относятся следующие:

- а) масса снаряженного автомобиля - M_0 .

В связи с тем, что при проектировании нового автомобиля трудно определить его массу в снаряженном состоянии, то ее выбирают по статистическим

данным или по данным существующих конструкций автомобилей, т.е. по прототипам с учетом тенденции развития автомобильной техники. Следует брать 2...3 автомобиля за прототип: по грузоподъемности или пассажироместности, по V_{MAX} и по типу двигателя. Выбор прототипов проектируемого автомобиля студент делает самостоятельно, пользуясь литературой [1] или интернетом.

Для анализа и более точного выбора снаряженной массы проектируемого автомобиля можно использовать коэффициент снаряженной массы η_{CM} . Коэффициент снаряженной массы характеризует совершенство конструкции автомобиля и является одним из важнейших эксплуатационных качеств.

Для грузовых автомобилей:

$$\eta_{CM} = \frac{M_o}{M_{GP}},$$

для городских автобусов:

$$\eta_{CM} = \frac{M_o}{n}.$$

Коэффициент снаряженной массы может быть выбран из графиков (рисунки 2.1 и 2.2) в зависимости от грузоподъемности или пассажироместности.

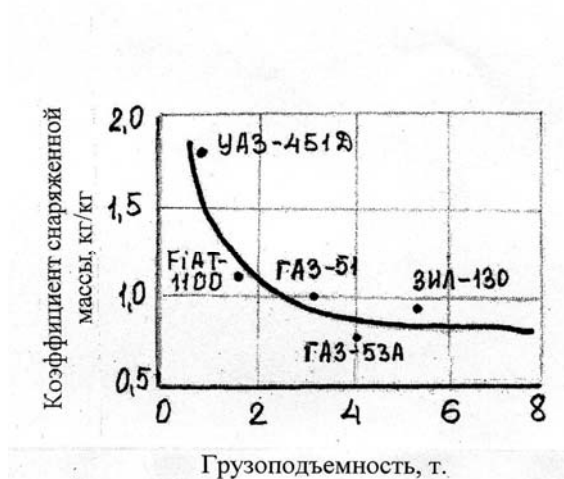


Рисунок 2.1 – Зависимость коэффициента снаряженной массы от грузоподъемности автомобиля

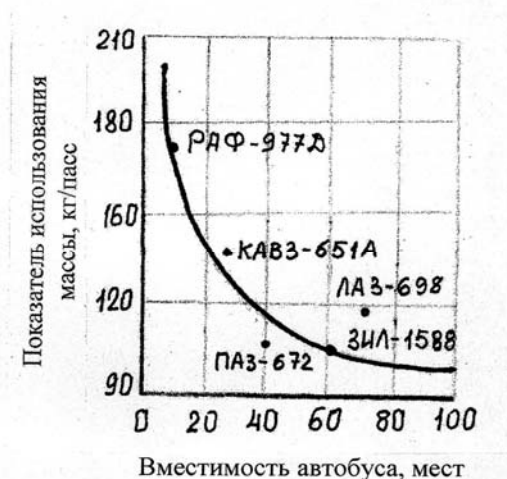


Рисунок 2.2. – Зависимость показателя использования снаряженной массы от пассажироместности автобуса

Полная масса автомобиля определяется следующим способом:

- для легкового автомобиля:

$$M_a = M_o + M' \times n + M_\delta,$$

- для грузовых автомобилей:

$$M_a = M_o + M' \times n + M_{ГР},$$

- для автобусов:

$$M_a = M_o + M' \times n,$$

где M_o – масса снаряженного автомобиля, кг;

M' – масса одного пассажира или водителя, равная 75 кг;

M_δ – масса багажа, равная 25...50 кг;

n – пассажироместимость;

$M_{ГР}$ – грузоподъемность автомобиля, кг;

б) коэффициент сопротивления воздуха (К) и лобовая площадь (F).

Приблизительно лобовая площадь может быть определена по следующим выражениям:

$$F = 0,78B_1 \times H, м^2 \text{ – для легковых автомобилей;}$$

$$F = B \times H, м^2 \text{ – для грузовых автомобилей,}$$

где H – габаритная высота, м; B_1 – габаритная ширина, м; B – колея передних колес автомобиля.

Все значения этих параметров берут из технической характеристики прототипа по справочнику.

В среднем лобовая площадь и коэффициент сопротивления воздуха колеблются в следующих пределах (таблица 1).

Таблица 1 – Показатели лобовой площади и коэффициента сопротивления воздуха

Автомобили	F, м ²	К, Нс ² /м ⁴
Гоночные	1,0÷1,3	0,13÷0,15
Легковые:		
- малолитражные	1,4÷2,	0,2÷0,35
- среднего и большого литража	2,0÷2,8	
Грузовые	3,0÷5,0	0,5÷0,7
Автобусы с кузовом вагонного типа	4,0÷6,5	0,25÷0,4

в) коэффициент полезного действия трансмиссии (η_{TP}).

Могут быть приняты следующие значения коэффициента полезного действия трансмиссии в зависимости от типа автомобиля и типа главной передачи (таблица 2).

Таблица 2 – Значения коэффициентов полезного действия трансмиссии

Автомобили	η_{TP}
Легковые	0,88÷0,92
Грузовые и автобусы:	
- с одинарной главной передачей	0,85÷0,90
- с двойной главной передачей	0,82÷0,85
Полноприводные	0,78÷0,84

Меньшие значения относятся к автомобилям большей грузоподъемности.

г) распределение массы автомобиля по осям в груженом и порожнем состоянии – M_{a1} и M_{a2} ; M_{o1} и M_{o2} .

У легковых автомобилей масса распределяется между передними и задними осями примерно поровну. У грузовых – на переднюю ось при полном использовании грузоподъемности приходится около 25...30% нагрузки, остальная – на заднюю ось или тележку.

д) теоретический радиус качения колеса – r_K .

Зная размер шин, определяют статический радиус колеса. Шины выбирают в зависимости от наибольшей нагрузки на колесо и максимальной скорости по ГОСТ 4754-97 – для легковых автомобилей; для грузовых автомобилей, автобусов и прицепов – ГОСТ 5513-97.

е) частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности – n_N .

Для современных двигателей могут быть приняты следующие значения максимальной частоты вращения коленчатого вала (таблица 3).

Таблица 3 – Значения максимальной частоты вращения коленчатого вала

Тип двигателей на автомобилях	об/мин
Карбюраторные двигатели:	
- легковых автомобилей	4200 ÷ 6000
- грузовых автомобилей и автобусов	3600 ÷ 4200
Дизельные двигатели	2100 ÷ 3200

ж) соотношение между максимальной частотой вращения коленчатого вала двигателя (n_{MAX}) и частотой при максимальной мощности двигателя (n_N), т.е. (n_{MAX}/n_N).

Отношение (n_{MAX}/n_N) выбирают в пределах: для легковых автомобилей и автобусов с карбюраторным двигателем – (1,05 ÷ 1,2); для грузовых автомобилей с карбюраторным двигателем – (0,8 ÷ 0,9); для автомобилей с дизельным двигателем – 1,0. Сведения о прототипах приводятся в пояснительной записке.

2.1.2 Выбираемые параметры для проверочного тягового расчета

При выполнении проверочного тягового расчета необходимые параметры автомобиля выбираются из справочной литературы или других источников, содержащих технические характеристики автомобилей.

Необходимо выбрать:

- 1) полную массу автомобиля (кг);
- 2) собственную массу автомобиля (кг);
- 3) максимальную скорость (км/ч);
- 4) максимальную мощность двигателя (кВт);
- 5) частоту вращения коленчатого вала при максимальной мощности (об/мин);
- 6) передаточные числа коробки передач, главной передачи, раздаточной коробки;
- 7) тип шин и радиус колеса (м);
- 8) лобовую площадь автомобиля (м²).

2.2. Расчетные параметры

При проверочном тяговом расчете пункты 2.2.1; 2.2.3; 2.2.4 выполнять не надо.

К расчетным параметрам относятся: N_{MAX} , T_{MAX} , $I_{ГП}$, $I_{КП}$ а также величины, характеризующие тяговые качества автомобиля: P_T, D, j, S, T

2.2.1 Определение N_{MAX}

Для определения N_{MAX} сначала находят мощность двигателя, соответствующую максимальной скорости движения автомобиля N_{VMAX} .

Используя уравнение мощностного баланса автомобиля, имеем:

$$N_{VMAX} = \left(\frac{G_a \times \Psi_{VMAX} \times V_{MAX}}{3600} + \frac{K \times F \times V_{MAX}^3}{46800} \right) \times \frac{1}{\eta_{TP}}, \text{ кВт}$$

Сила тяжести полностью груженого автомобиля: $G_a = M_a \times 9,81$, Н.

$\psi_{V_{\max}}$ – коэффициент сопротивления дороги при V_{\max} .

$\psi_{V_{\max}} = f_{V_{\max}}$, предполагая тем самым, что автомобили развивают максимальную скорость только при движении по горизонтальной дороге ($i = 0$).

Для сухого асфальта величина f_0 равна $0,012 \div 0,018$, для скорости $V_a = 10 - 15$ км/ч.

Для больших скоростей значение f определяют по эмпирической зависимости:

$$f = f_0 \times \left(1 + \frac{V_a^2}{20000} \right), \quad (2.1)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению для сухого асфальтового покрытия, при $V_a = 10 - 15$ км/ч; V_a – скорость автомобиля, км/ч.

Зная $N_{V_{\max}}$ по формуле Лейдермана, подсчитывают максимальную мощность двигателя в зависимости от его типа:

$$N_{MAX} = \frac{N_{V_{MAX}}}{a \left(\frac{n_{MAX}}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_{MAX}}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_{MAX}}{n_N} \right)^3}, \text{ кВт.}$$

Для карбюраторного двигателя: $a = b = c = 1$; для четырехтактного дизельного двигателя: $a = 0,53$; $b = 1,56$; $c = 1,09$.

2.2.2 Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Рассчитывают величины эффективной мощности N_e и крутящего момента T_e в зависимости от частоты вращения двигателя n_e , при полном открытии дроссельной заслонки или полной подаче топлива, по уравнениям:

$$N_e = N_{MAX} \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \text{ кВт;}$$

$$T_e = 9550 \frac{N_e}{n_e}, \text{ Нм.}$$

Интервалы отношений $\frac{n_e}{n_N}$ рекомендуется брать равными: 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,1; 1,2 с тем, чтобы получить 6-8 расчетных точек. Данные расчетов сводят в таблицу 4.

По данным таблицы 4 строят внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Таблица 4 – Зависимость мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя

n_e , об/мин	n_{MIN}	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_{MAX}
N_e , кВт							
T_e , Нм							

Минимально устойчивую частоту вращения двигателя при полной нагрузке можно определить из соотношения:

$$n_{MIN} = 0,2 \times n_N.$$

2.2.3 Определение передаточного числа главной передачи.

Передаточное число главной передачи ведущего моста определяют по формуле:

$$U_{ГП} = 0,377 \times \frac{n_{MAX} \times r_K}{V_{MAX} \times U_{KB} \times U_D},$$

где U_{KB} – передаточное число высшей передачи коробки передач;

U_D – передаточное число дополнительной (раздаточной) коробки на высшей передаче; величиной U_D студент должен задаться, ориентируясь на однотипные модели автомобилей.

Если высшая передача прямая, то передаточное число коробки передач принимается $U_{KB} = 1$, в случае применения ускоряющей передачи $U_{KB} = (0,7 - 0,85)$.

2.2.4 Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточные числа в коробке должны обеспечивать автомобилю способность преодолевать заданное максимальное сопротивление дороги Ψ_{1MAX} , а также достаточную динамику разгона при оптимальном использовании мощности двигателя.

Это выполняется при условии:

$$P_{TMAX} \geq P_{DMAX}.$$

Из этого условия определяем:

$$\frac{T_{MAX} \times U_{K1\Psi} \times U_{ГП} \times U_{Д}}{r_K} \times \eta_{TP} \geq G_a \times \Psi_{1MAX},$$

$$U_{K1\Psi} = \frac{G_a \times r_K \times \Psi_{1MAX}}{T_{MAX} \times U_{ГП} \times U_{Д} \times \eta_{TP}},$$

где T_{MAX} – максимальное значение момента по внешней скоростной характеристике двигателя;

$U_{K1\Psi}$ – передаточное число коробки на 1 передаче из условия преодоления Ψ_{1MAX} .

Полученное значение U_{K1} проверяют по условию буксования:

$$P_{TMAX} \leq P_{СЦ},$$

$$\frac{T_{MAX} \times U_{K1\varphi} \times U_{ГП} \times U_{Д}}{r_K} \times \eta_{TP} \leq G_a \times \varphi,$$

где $U_{K1\varphi}$ – передаточное число коробки на 1 передаче по сцеплению.

Для автомобилей с колесной формулой:

$$1) \ 4 \times 2 \quad G_{СЦ} = R_2,$$

$$2) \ 4 \times 4 \quad G_{СЦ} = G_a.$$

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой принимают:

$$\varphi = 0,6 \div 0,8.$$

R_2 – реакция на ведущих колесах определяется с учетом перераспределения силы тяжести автомобиля:

$$R_2 = G_{a2} \times m_2,$$

m_2 – коэффициент перераспределения нагрузки задних колес:

$$m_2 = 1,1 - 1,2.$$

При дальнейших расчетах принимается меньшее из полученных передаточных чисел U_{K1} .

Для легковых автомобилей проверка по буксованию не обязательна.

Максимальное передаточное число коробки передач также должно удовлетворять условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения.

Минимальная устойчивая скорость:

$$V_{\min} = 0,377 \times \frac{n_{\text{MIN}} \times r_K}{U_{K1} \times U_{\text{ГП}} \times \eta_{\text{ТР}}},$$

откуда

$$U_{K1} = 0,377 \times \frac{n_{\text{MIN}} \times r_K}{V_{\text{MIN}} \times U_{\text{ГП}} \times \eta_{\text{ТР}}},$$

где n_{MIN} – минимальная устойчивая скорость вращения вала двигателя;

V_{MIN} – минимальная устойчивая скорость движения;

U_{K1} – передаточное число коробки передач, выбранное исходя из минимальной скорости движения.

В расчетах принимают:

$V_{\text{MIN}} = 5 - 7$ км/ч – для грузовых автомобилей;

$V_{\text{MIN}} = 15 - 18$ км/ч – для легковых;

$n_{\text{MIN}} = 1000 - 1500$ об/мин, где меньшее значение относится к дизелям, большее – к двигателям с искровым зажиганием.

Если $U_{KIV} > U_{KI\Psi}$ или $U_{KIV} > U_{KI\phi}$, то U_{KIV} принимают в качестве расчетного.

Количество ступеней в коробке передач находится в прямой зависимости от диапазона передаточных чисел коробки передач.

Диапазон передаточных чисел коробки передач равен отношению максимального передаточного числа коробки U_{K1} к минимальному передаточному числу U_{Kb} :

$$D_{\text{КП}} = \frac{U_{K1}}{U_{Kb}}.$$

Зависимость количества ступеней коробки передач грузовых и легковых автомобилей n от диапазона передаточных чисел $D_{\text{КП}}$ приведена в таблице 5.

Таблица 5 – Зависимость между количеством ступеней и диапазоном передаточных чисел коробки передач

Грузовые автомобили				Легковые автомобили	
$D_{кп}$	n	$D_{кп}$	n	$D_{кп}$	n
До 5,5	4	9,2...18,5	10	2,3...2,6	3
5,7...8,5	5	13...19,4	16	3,4...4	4
7,9...9,4	6	17...25	20	3,5...4,5	5
8...10	8	Свыше 25	24	Свыше 4,5	6

Передаточные числа промежуточных передач определяют по уравнению:

$$U_{KX} = \sqrt[n-1]{(U_{K1})^{n-x}},$$

где n – число передач в коробке, не считая заднего хода;

X – номер определяемой передачи.

Формулы для расчета передаточных чисел сведены в таблице 6.

Таблица 6 – Разбивка передаточных чисел коробки передач по ступеням

Передаточные числа	Число передач в коробке			
	3	4	5	5 с ускоряющей
U_{K1}	U_{K1}	U_{K1}	U_{K1}	U_{K1}
U_{K2}	$\sqrt{U_{K1}}$	$\sqrt[3]{U_{K1}^2}$	$\sqrt[4]{U_{K1}^3}$	$\sqrt[3]{U_{K1}^2}$
U_{K3}	1	$\sqrt[3]{U_{K1}}$	$\sqrt[4]{U_{K1}^2}$	$\sqrt[3]{U_{K1}}$
U_{K4}		1	$\sqrt[4]{U_{K1}}$	1
U_{K5}			1	0,7 - 0,85

2.3 Анализ тяговых качеств

2.3.1 Силовой баланс автомобиля

По методу академика А. Е. Чудакова силовой баланс строят, зная тяговую характеристику автомобиля и силы сопротивления дороги и воздуха.

Уравнение силового баланса имеет вид:

$$P_T = P_D + P_B + P_U .$$

Тяговую силу на ведущих колесах автомобиля определяют по выражению:

$$P_T = \frac{T_e \times U_K \times U_{ГП} \times U_D}{r_K} \times \eta_{TP} .$$

Величину силы тяги определяют на всех передачах.

Силу сопротивления дороги находят как:

$$P_D = G_a \times \Psi ,$$

где Ψ – коэффициент суммарного сопротивления дороги.

Для горизонтальной дороги $\Psi = f$ может быть определен по формуле 2.1.

Сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле:

$$P_B = \frac{K \times F \times V_a^2}{13} .$$

Скорость автомобиля на каждой передаче определяют по формуле:

$$V_a = 0,377 \times \frac{n_e \times r_K}{U_{ГП} \times U_K \times U_D} .$$

Рассчитанные величины сводят в таблицах 7 и 8.

Пользуясь данными этих таблиц, строят график силового баланса.

Для заполнения таблицы 8 необходимо задаться несколькими значениями V_a в диапазоне от V_{MIN} до V_{MAX} .

Таблица 7 – Зависимость силы тяги и скорости от частоты вращения коленчатого вала двигателя

n_e , об/мин.	n_{MIN}	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_{MAX}
V_1							
P_{T1}							
V_2							
P_{T2}							
V_3							
P_{T3}							
и т.д.							

Таблица 8 – Зависимость силы сопротивления дороги и воздуха от скорости

V_a	V_{MIN}	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_{MAX}
P_B								
P_D								

2.3.2 Динамическая характеристика автомобиля

Зависимость динамического фактора при полной нагрузке от скорости движения автомобиля на различных передачах называется динамической характеристикой автомобиля.

Динамический фактор D является оценочным параметром тяговых качеств всех автомобилей.

Сравнение различных по конструкции автомобилей, с точки зрения их динамичности, производится по значению D_{MAX} на низшей передаче.

Динамический фактор определяют при полной нагрузке автомобиля по формуле:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a}$$

Пользуясь рассчитанными значениями P_T и P_B , считают динамический фактор и результаты заносят в таблицу 9.

Таблица 9 – Зависимость динамического фактора от скорости

V_1	D_1	V_2	D_2	V_3	D_3	и т.д.

Методика построения динамического паспорта подробно изложена в учебнике [2].

2.3.3. Мощностной баланс автомобиля

По аналогии с уравнением силового баланса уравнение мощностного баланса можно написать в следующем виде:

$$N_T = N_D + N_b + N_U$$

Решить это уравнение можно графически, для чего строят график мощностного баланса. На этом графике наносятся зависимости на всех передачах, мощности двигателя (N_e) на высшей передаче, мощности заданного дорожного сопротивления (N_D) и суммарной мощности дорожного и воздушного сопротивления ($N_D + N_b$) от скорости движения автомобиля.

Тяговая мощность определяется по уравнению

$$N_T = N_e \times \eta_{TP}$$

и строится на каждой передаче в зависимости от скорости движения, соответствующей частоте вращения, для которой определялась мощность по скоростной характеристике.

Эффективная мощность двигателя (N_e) строится в зависимости от скорости движения только на высшей передаче.

Мощности дорожного сопротивления и сопротивления воздуха рассчитывают в зависимости от скорости автомобиля по уравнениям:

$$N_D = \frac{P_D \times V_a}{3600} = \frac{G_a \times \psi \times V_a}{3600}, \text{ кВт};$$

$$N_B = \frac{P_B \times V_a}{3600} = \frac{K \times F \times V_a^3}{46800}, \text{ кВт}.$$

Полученные значения заносят в таблицы 10 и 11. По ним строят график мощностного баланса.

Таблица 10 – Зависимость тяговой мощности и скорости от частоты вращения коленчатого вала двигателя

n_e	N_T	V_1	V_2	V_3	и т.д.

Таблица 11 – Зависимость мощности сопротивления дороги и воздуха от скорости

V_a	V_{MIN}	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_{MAX}
$N_B, \text{ кВт}$								
$N_D, \text{ кВт}$								

2.3.4 Ускорение автомобиля

Расчет ускорения автомобиля производится для движения по горизонтальной дороге с гладким твердым покрытием по уравнению:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \times g ,$$

где j – ускорение автомобиля в м/с²;

ψ – коэффициент сопротивления дороги, соответствующий расчетной скорости движения автомобиля;

g – ускорение свободного падения в м/с²;

δ – коэффициент учета вращающихся масс, определяемый по уравнению:

$$\delta = 1,03 + BU_K^2.$$

Для легковых автомобилей $B = 0,05 - 0,07$, для грузовых автомобилей и автобусов $B = 0,04 - 0,05$.

Полученные величины ускорения для всех передач автомобиля сводят в таблицу 12. Пользуясь ими, строят график ускорения автомобиля.

Таблица 12 – Зависимость ускорения автомобиля от его скорости

V_1	j_1	V_2	j_2	V_3	j_3	и т.д.

2.3.5 Время и путь разгона автомобиля

Время и путь разгона автомобиля можно определить графоаналитическим (метод Яковлева, Чудакова и др.) и графическим методами (метод Ломоносова, Липеца, Лебедева и др.).

Графоаналитический метод, для которого требуется большее число построений и вспомогательных расчетов, дает более точные результаты и лучше отражает физическую сторону вопроса. Преимуществом графического метода является простота и быстрота всех построений.

Рассмотрим определение времени и пути разгона автомобиля по методу Н. А. Яковлева.

Время разгона определяют, зная ускорение и скорость автомобиля.

При ускоренном движении автомобиля ускорение равно:

$$j = \frac{dV_a}{dt}; j = \frac{dV_a}{3,6dt}$$

Так как отсутствует аналитическая связь между ускорением j и скоростью V_a , то решение проводим графоаналитическим методом, пользуясь графиком ускорения автомобиля. Кривую ускорений разбивают на ряд интервалов, как показано на рисунке 3, и предполагают, что в каждом интервале скоростей автомобиль разгоняется с постоянным средним ускорением (j_{CP}). Величину определяют по формуле:

$$j_{CP} = \frac{j_1 + j_2}{2},$$

где j_1, j_2 – ускорения соответственно в начале и конце интервала скорости ($V_1 V_2$).

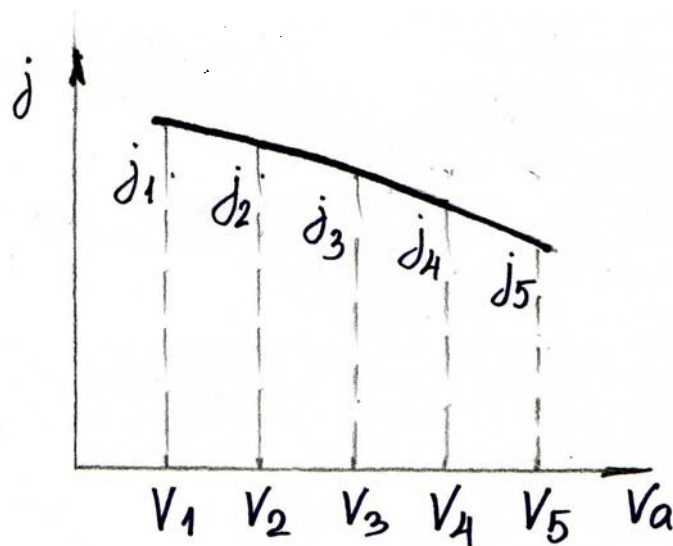


Рисунок 3 – Пример разбивки графика ускорения на интервалы

Для точности расчетов интервал скорости берут равным 2–3 км/ч на первой передаче, 10–15 км/ч - на высшей передаче и 5–10 км/ч – на промежуточных передачах.

Если взять интервал скоростей от $V_1 - V_2$, например, то среднее ускорение на этом участке (j'_{CP}) равно:

$$j'_{CP} = \frac{V_2 - V_1}{3,6 \times \Delta t_1} = \frac{\Delta V_1}{3,6 \times \Delta t_1}$$

Следовательно, время разгона в том же интервале изменения скорости определяется как:

$$\Delta t_1 = \frac{V_2 - V_1}{3,6 \times j_{CP}} = \frac{\Delta V_1}{3,6 \times j_{CP}}.$$

Пользуясь полученным выражением, определяют время разгона и на всех других интервалах скоростей.

Общее время разгона составит:

$$T = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots + \Delta t_n.$$

Используя данные таблицы 12, расчетные величины вносят в таблицу 13.

Таблица 13 – Зависимость времени разгона от скорости

V_a	ΔV	j_{CP}	Δt	T

По значениям Δt , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная ее от значения V_{MIN} , для которого $t = 0$. Для скорости V_2 откладывают значение Δt_1 ; для скорости V_3 – значение времени разгона $(\Delta t_1 + \Delta t_2)$ и т.д. Время переключения передач (t_{nn}) при построении не учитывают.

Путь разгона S зависит от скорости автомобиля и его времени разгона:

$$V_a = \frac{dS}{dt}.$$

Тогда путь разгона, например, в интервале скоростей равен:

$$\Delta S_1 = \frac{V'_{CP} \times \Delta t_1}{3,6}.$$

Пользуясь полученным выражением, рассчитывают путь разгона на всех выбранных интервалах, начиная с V_{MIN} . Для последующих скоростей расчет пути разгона ведется аналогично времени разгона.

Общий путь разгона от V_{MIN} до V_n равен:

$$S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 + \dots + \Delta S_n.$$

Расчет пути и времени разгона можно производить до скорости, равной $0,7V_{MAX}$.

Кривую пути разгона от скорости автомобиля строят для тех же интервалов скорости, что и кривую времени разгона.

Используя таблицу 13, заносят результаты вычислений в таблицу 14.

Таблица 14 – Зависимость пути разгона от скорости автомобиля

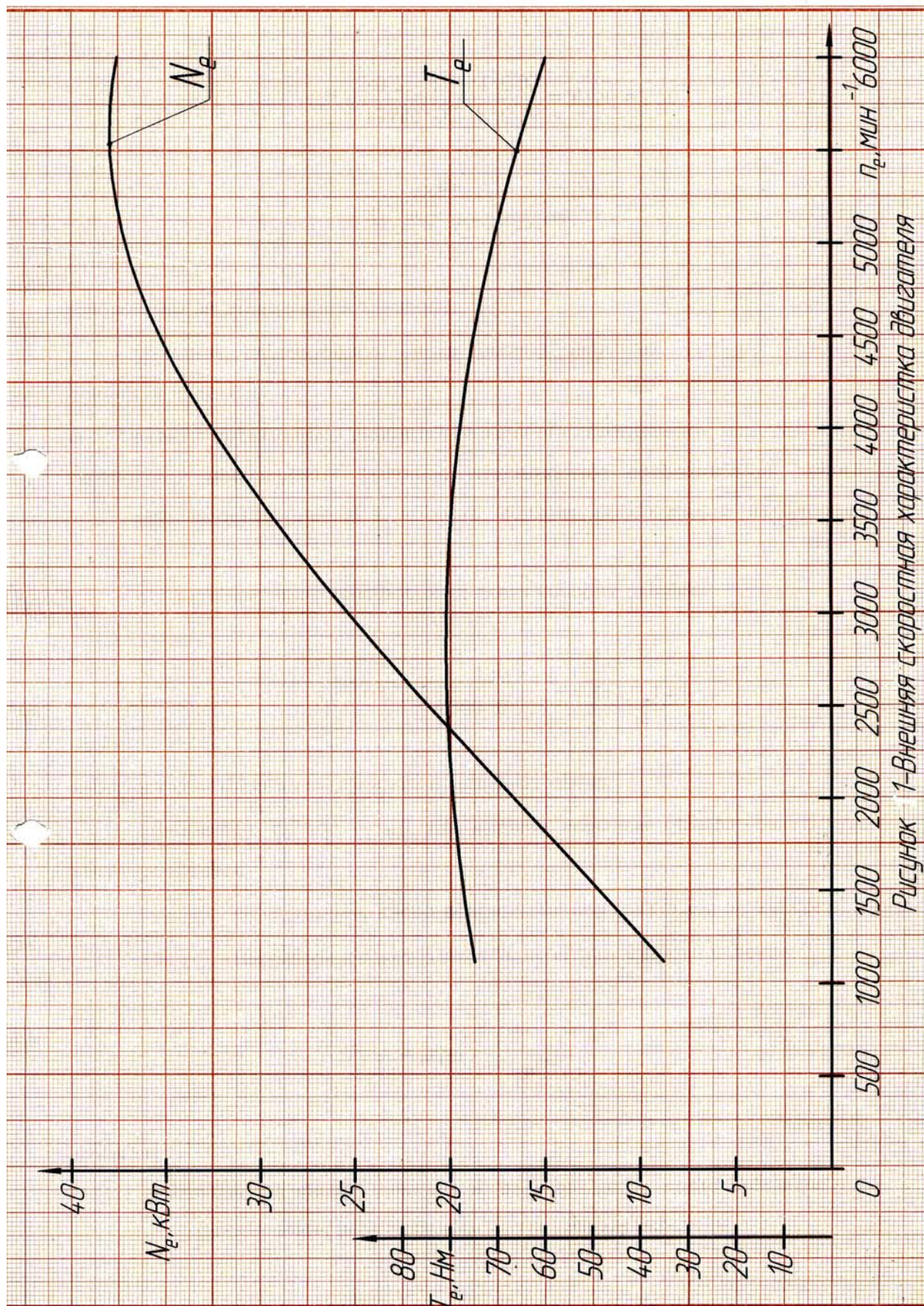
V_a	V_{CP}	Δt	ΔS	S

Кривые пути и времени разгона строят на одном графике.

По окончании тягового расчета студент должен провести анализ тяговых и динамических свойств автомобиля с такими параметрами, сопоставить его по этим свойствам с существующими марками автомобилей. Для анализа можно пользоваться литературой [8]. Пример выполнения графиков тягового расчета приведен в Приложении А.

Список литературы

- 1 Краткий автомобильный справочник. – М. : АО «Трансконсалтинг», НИИАТ, 1994. – 779 с.
- 2 Кравец, В. Н. Теория автомобиля [Текст] : учебник для вузов / В. Н. Кравец, В. В Селифонов. – М. : ООО «Гринлайт+», 2011. – 884 с.
- 3 Тверсков, Б. М. Теория автомобиля [Текст] : учебное пособие / Б. М. Тверсков. – Курган: Изд-во КГУ, 2010г. – 214 с.
- 4 Селифонов, В. В. Теория автомобиля [Текст] : учебное пособие / В. В. Селифонов. – М. : ООО «Гринлайт+», 2009 – 208 с.
- 5 Кравец, В. Н. Теория автомобиля [Текст] : учебное пособие / В.Н. Кравец. – Нижний Новгород, 2007. – 368 с.
- 6 Кравец, В. Н. Измерители эксплуатационных свойств автотранспортных средств [Текст] : учебное пособие. – Нижний Новгород : Нижегородский государственный университет, 2007. – 118 с.
- 7 Умняшкин, В. А. Теория автомобиля и двигателя в примерах и задачах [Текст] : учебное пособие по дисциплинам «Теория автомобиля» и «Тепловые двигатели» / В.А. Умняшкин [и др]. – Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2004. – 222 с.
- 8 Бортницкий, П. И. Тягово-скоростные качества автомобилей [Текст] / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – Киев : Вища школа, 1976. – 176 с.



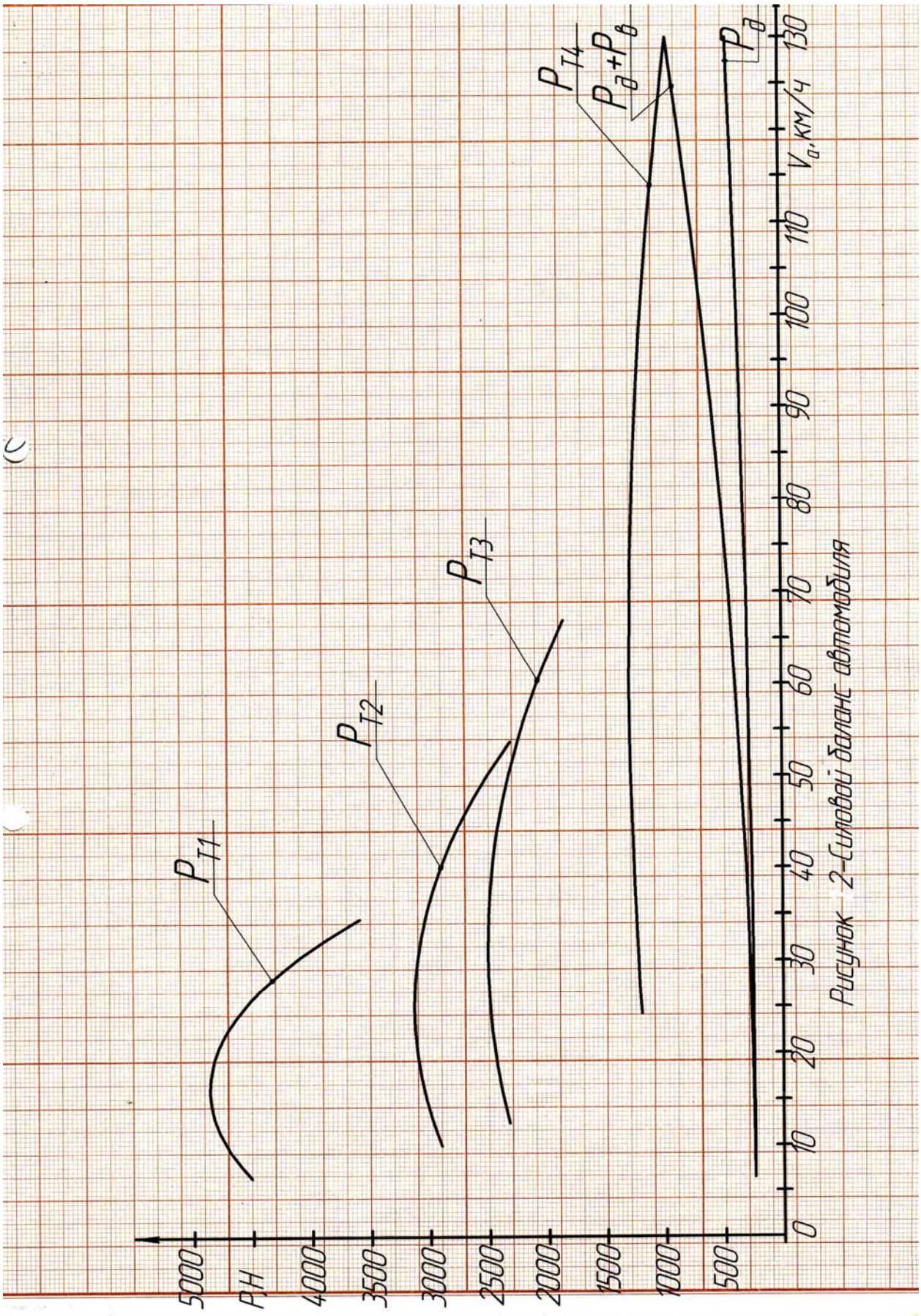


Рисунок 2-Силовой баланс автомодуля

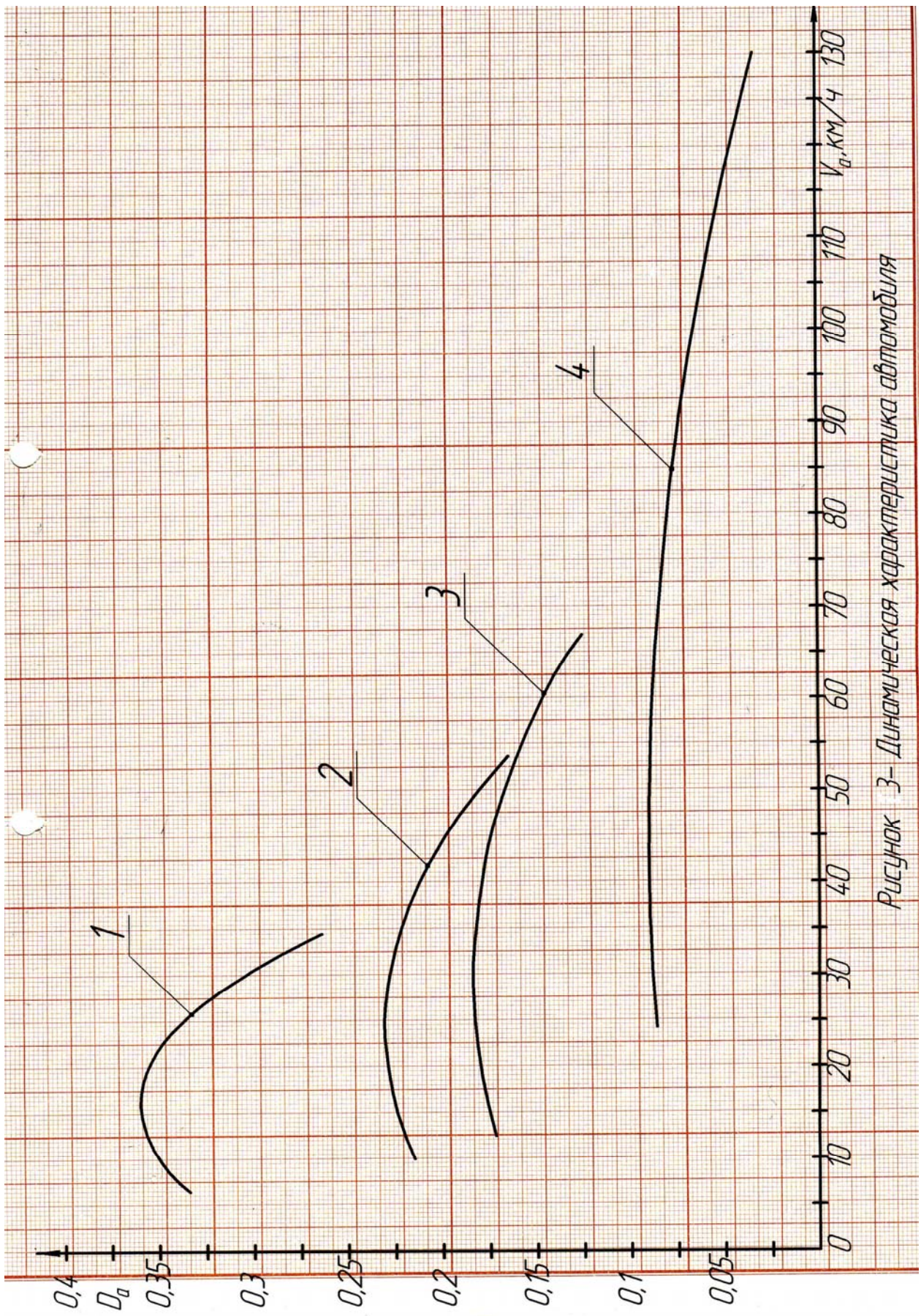


Рисунок 3- Динамическая характеристика автомобиля

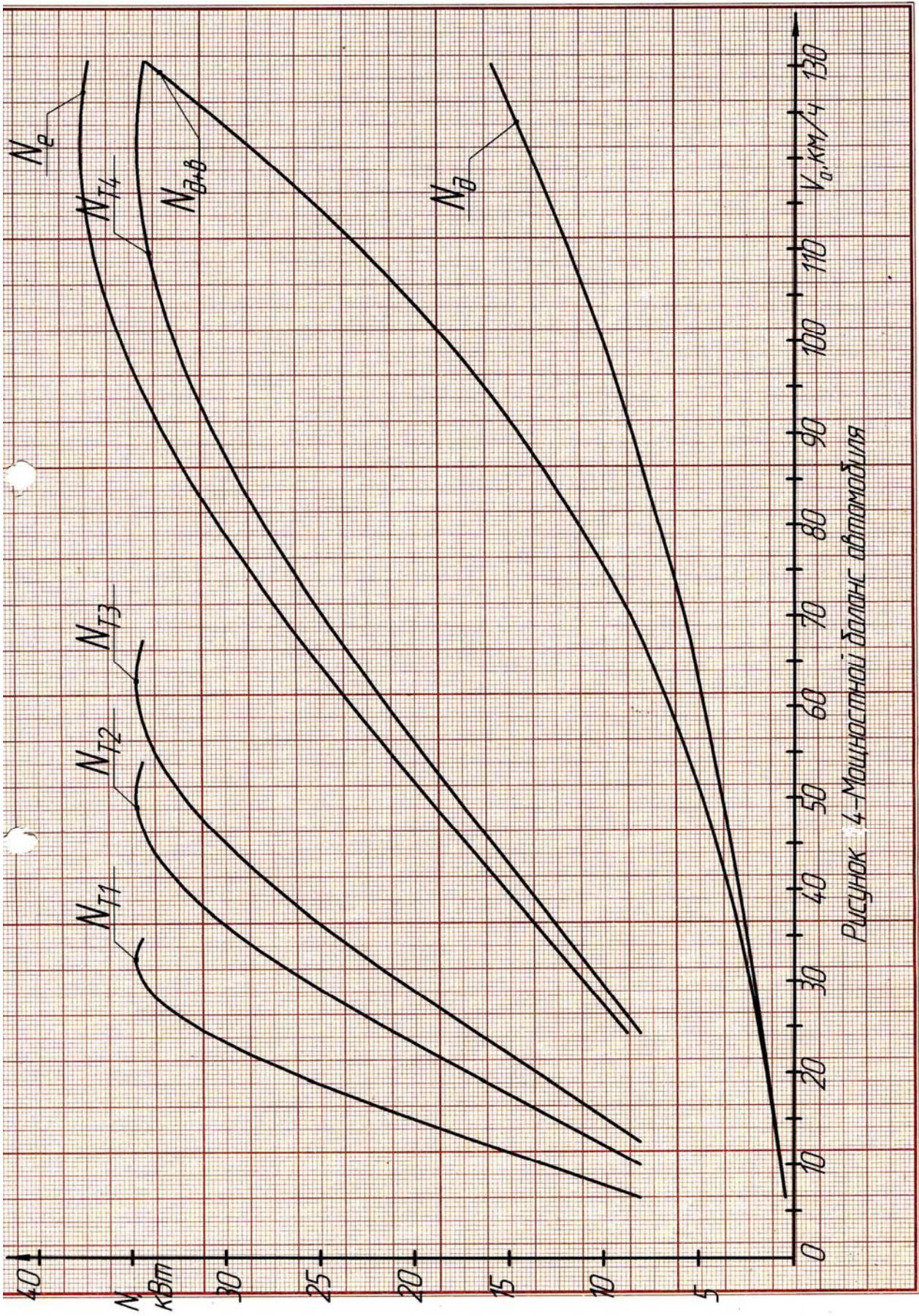


Рисунок 4-Мощностной баланс автомобиля

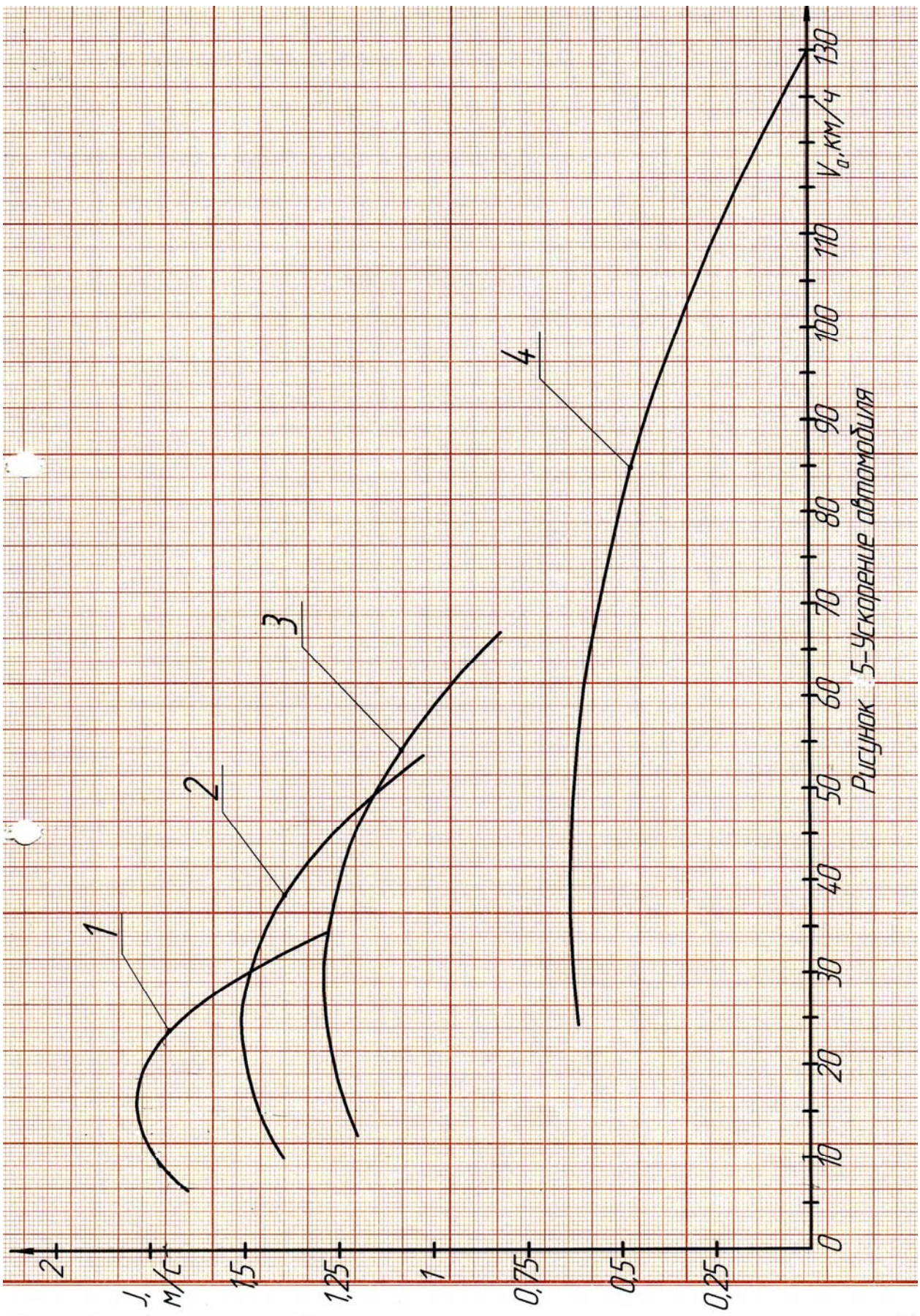


Рисунок 5-Ускорение автомата

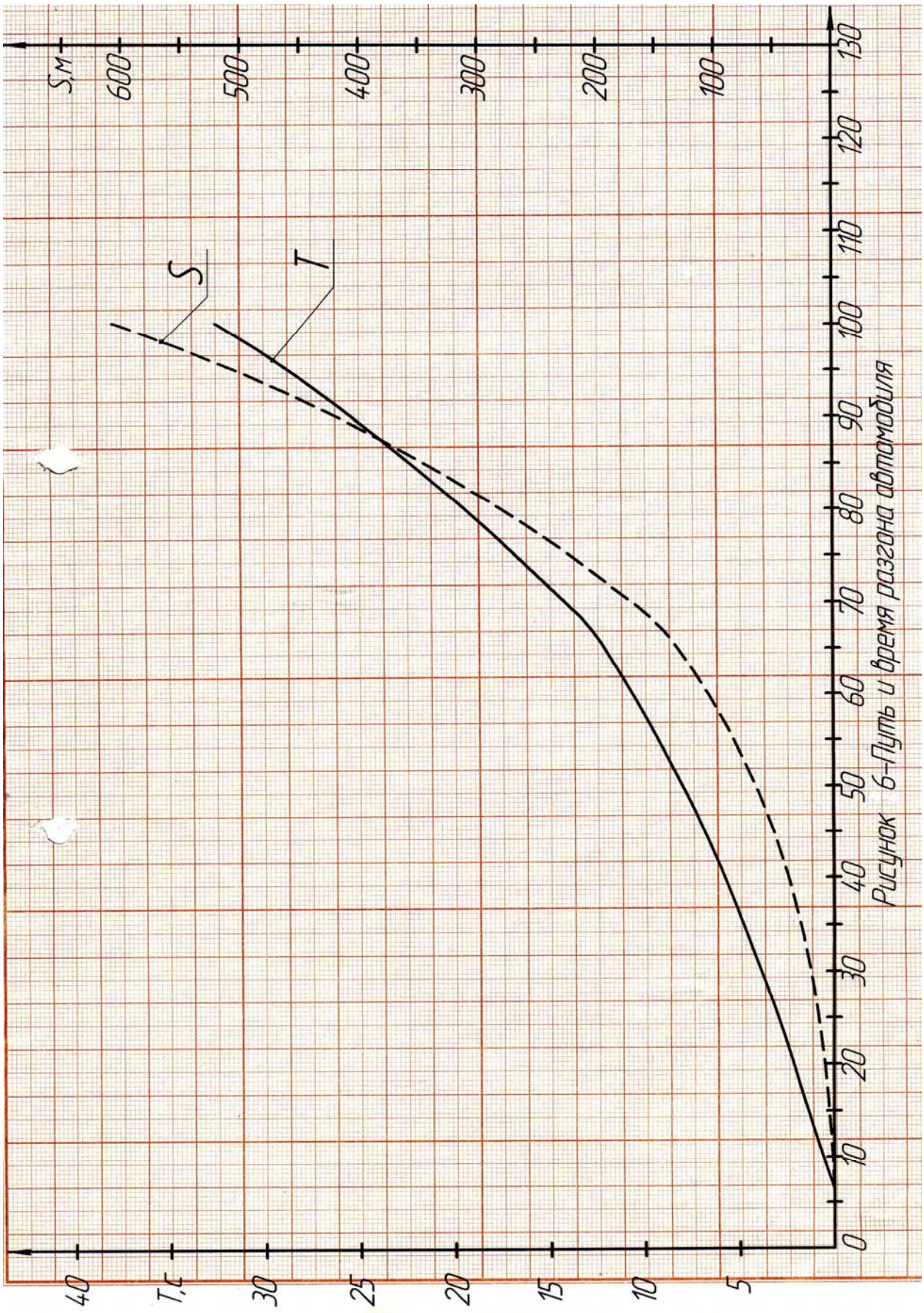


Рисунок 6-Путь и время разгона автомобиля

Шпитко Георгий Николаевич

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания
к выполнению курсовой работы
для студентов специальностей и направлений подготовки
190109.65, 190100.62, 190600.62

Редактор Е.А. Могутова

Подписано в печать 12.12.13	Формат 60x84 1/16	Бумага тип. №1
Печать цифровая	Усл. печ. л. 1,75	Уч.-изд. л. 1,75
Заказ 223	Тираж 100	Не для продажи

РИЦ Курганского государственного университета.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.