

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

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

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания

к выполнению контрольных и расчетно-графических работ
для студентов всех форм обучения
укрупнённой группы специальностей/направлений
23.00.00 Техника и технологии наземного транспорта

Севастополь
СевГУ
2019

УДК 629.3
К65

Р е ц е н з е н т:

О.В. Филипович – кандидат технических наук

Составители: А.А. Ветрогон, В.В. Мешков, С.В. Огрызков

К65 Конструкция автомобиля: метод. указания к выполнению контрольных и расчетно-графических работ / Сост. А.А. Ветрогон, В.В. Мешков, С.В. Огрызков. – Севастополь: СевГУ, 2019. – 31 с.

Методические указания предназначены для студентов укрупнённой группы специальностей/направлений 23.00.00 Техника и технологии наземного транспорта всех форм обучения. Цель методических указаний – помочь студентам при выполнении контрольных и расчетно-графических работ по дисциплинам, связанным с изучением конструкции и эксплуатационных свойств автомобилей. Излагаются основные теоретические сведения, порядок проведения расчетов и требования к оформлению контрольных и расчетно-графических работ.

УДК 629.3

Методические рекомендации рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Автомобильный транспорт», протокол № 5 от 6 ноября 2018 г.

Рекомендовано в качестве методических указаний для студентов укрупнённой группы специальностей/направлений 23.00.00 Техника и технологии наземного транспорта.

© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

1	Цель и содержание расчетно-графических работ.....	4
2	Характеристика прототипа.....	5
3	Порядок выполнения теоретических расчетов расчетно-графической работы №1	6
3.1	Определение мощности двигателя и построение его внешней скоростной характеристики	6
3.1.1	Расчет эффективной мощности	6
3.1.2	Построение внешней скоростной характеристики.....	7
3.2	Определение количества передач и передаточных чисел трансмиссии автомобиля	11
3.3	Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля.....	14
4	Порядок выполнения теоретических расчетов расчетно-графической работы №2	18
4.1	Расчет внешней скоростной характеристики двигателя	18
4.2	Определение КПД трансмиссии автомобиля	19
4.3	Определение передаточных чисел коробки перемены передач.....	20
4.4	Определение числа зубьев шестерен.....	22
4.5	Построение тяговой диаграммы автомобиля	24
4.6	Разработка графической части.....	26
5	Выбор задания на расчетно-графическую работу	27
	Библиографический список	29
	Приложение А	30
	Приложение Б	31

1 ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ

Целью расчетно-графической (контрольной) работы №1 является закрепление и расширение теоретических знаний в области теории автомобиля.

Целью расчетно-графической (контрольной) работы №2 является закрепление и расширение теоретических знаний в области теории и конструкции автомобиля.

Расчетно-графические работы должны состоять из пояснительной записки и графической части. Объем записки 7-12 листов формата А4. Объем графической части – один лист формата А3.

Пояснительная записка расчетно-графической работы №1 должна содержать:

- введение;
- характеристику прототипа;
- расчет эффективной мощности;
- построение внешней скоростной характеристики;
- определение количества передач и передаточных чисел трансмиссии;
- расчет тягово-динамических характеристик;
- построение динамической характеристики;
- библиографический список.

В графической части расчетно-графической работы №1 приводится: внешняя скоростная характеристика, график динамического фактора. Допускается приводить графики в тексте пояснительной записки, или в виде приложений.

Пояснительная записка расчетно-графической работы №2 должна содержать:

- введение;
- характеристику прототипа;
- расчет внешней скоростной характеристики двигателя;
- определение КПД трансмиссии автомобиля;
- определение передаточных чисел коробки перемены передач;
- определение числа зубьев шестерен;
- расчет тяговой диаграммы автомобиля;
- построение тяговой диаграммы автомобиля;
- библиографический список;
- приложения.

В графической части расчетно-графической работы №2 приводится кинематическая схема трансмиссии автомобиля-прототипа.

2 ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОТОТИПА

Техническую характеристику автомобиля-прототипа, согласно заданию, предлагается свести в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Характеристика прототипа

Модель автомобиля	
Габаритные размеры, мм	
Длина	
Ширина	
Высота	
База	
Колея передних колес	
Коэффициент аэродинамического сопротивления	
Двигатель	
Минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин	
Максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин	
Номинальная мощность, кВт при об/мин	
Крутящий момент, Н·м, при об/мин	
Весовые характеристики	
Масса в снаряженном состоянии, кг	
Грузоподъемность, кг	
Полная масса, кг	
Скоростные характеристики	
Максимальная скорость, км/ч	
Передаточные отношения трансмиссии	
1-я передача	
2-я передача	
3-я передача	
4-я передача	
5-я передача	
Главная передача	
Задний ход	
1-я передача раздаточной коробки (демультипликатора)	
2-я передача раздаточной коробки (демультипликатора)	
Шины	
Статический радиус шины, м	

3 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ №1

3.1 Определение мощности двигателя и построение его внешней скоростной характеристики

Скоростная характеристика двигателя представляет собой выраженную графическую зависимость основных параметров, характеризующих работу двигателя (мощность, крутящий момент и др.), от угловой скорости коленчатого вала.

3.1.1 Расчет эффективной мощности

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

$$N_v = \frac{\psi_v G_a V_{\max} + 0,5 \rho C_x F_B V_{\max}^3}{1000 \eta_M}, \quad (3.1)$$

где ψ_v – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля (таблица 3.3);

G_a – сила тяжести от полной массы автомобиля, Н;

$$G_a = M_a \cdot g,$$

где M_a – полная масса автомобиля, $M_a = M_0 + M_{\Gamma}$, M_0 – собственная масса автомобиля, кг. (таблица 2.1), M_{Γ} – грузоподъемность автомобиля, кг (таблица 2.1);

$V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с (таблица 2.1);

$0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot F_B = W$ – фактор сопротивления воздуха, Нс²/м²;

C_x – коэффициент обтекаемости (таблица 2.1 или 5.1);

ρ – плотность среды, для воздуха $\rho = 1,32$ Н·с²/м⁴;

F_B – лобовая площадь автомобиля, м² (легковые автомобили $F_B = 0,78 \cdot B \cdot III$, грузовые автомобили $F_B = K' \cdot B$, где B – габаритная высота автомобиля, III – габаритная ширина автомобиля, K' – колея передней оси автомобиля);

η_M – механический КПД трансмиссии (значения можно принимать по таблице 5.2).

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

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

3.1.2 Построение внешней скоростной характеристики

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

У дизелей максимальную частоту вращения поддерживает регулятор, обеспечивая равенство

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

где $N_{\max}$ – максимальная мощность двигателя;

ω_N – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности,

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}.$$

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

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

В бензиновых двигателях легковых автомобилей и автобусов малых классов (без ограничителя частоты вращения) частота вращения ω_v определяется равенством мощности N_k , которая подводится к ведущим колёсам автомобиля и суммой мощностей N_{ii} и N_w , которые

необходимы для преодоления автомобилем сопротивления дороги и воздуха. При этом N_v меньше чем $N_{\max}$, а ω_v больше чем ω_N . При проектировании принимают

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

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

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

$$N_{\max \text{ об}} = N_v.$$

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

$$\begin{aligned} \omega_{N \text{ об}} &= 310 \dots 330 \text{ с}^{-1}, \\ \omega_N &= 1,03 \dots 1,04 \cdot \omega_{N \text{ об}}, \\ \omega_{\max} &= 1,15 \dots 1,20 \cdot \omega_N, \\ N_{\max} &= 1,01 \dots 1,02 \cdot N_v. \end{aligned}$$

В расчетно-графической работе необходимо построить графики изменения мощности и крутящего момента по приближенным формулам:

$$N = N_{\max} \frac{\omega}{\omega_N} \left[a + b \frac{\omega}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (3.2)$$

$$M_k = 1000 \frac{N}{\omega}, \text{ Н·м}, \quad (3.3)$$

где $N_{\max}$ – максимальная мощность двигателя, кВт;

ω – текущие значения частоты вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1} . Необходимо принять 10 значений в промежутке от $\omega_{\min}=80 \text{ с}^{-1}$ до $\omega_{\max}$, минимальную частоту вращения можно принять по прототипу;

ω_N – частота вращения при максимальной мощности, с^{-1} (для бензинового двигателя грузового автомобиля $\omega_N = \omega_{N_{об}}$);

N , M_k – последовательные значения соответственно мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива в зависимости от текущего значения частоты вращения;

a , b , c – постоянные коэффициенты, зависят от типа двигателя (таблица 3.1).

Таблица 3.1 - Значение коэффициентов a , b и c .

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

Результаты расчетов для построения скоростной внешней характеристики двигателя сводятся в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Параметры внешней скоростной характеристики двигателя.

$\omega_i, \text{с}^{-1}$									
$X_i = \omega_i / \omega_N$									
$n = 30\omega_i / \pi, \text{об/мин}^{-1}$									
$N_i, \text{кВт}$									
$M_{ki}, \text{Н м}$									

Образцы внешних скоростных характеристик двигателя показаны на рисунках 3.1-3.3.

Допускается вместо расчетной использовать экспериментальную внешнюю скоростную характеристику двигателя автомобиля-прототипа (рисунок 2.3).

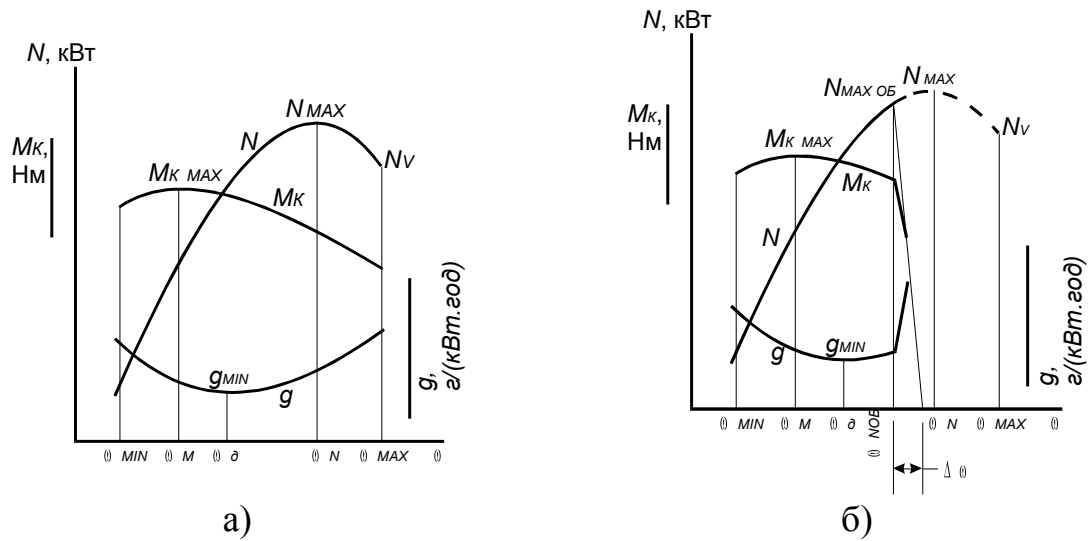


Рисунок 3.1 – Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя:

а) без ограничителя частоты вращения; б) с ограничителем частоты вращения

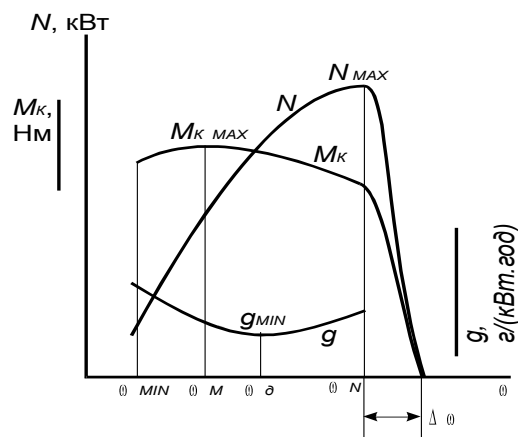


Рисунок 3.2 – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

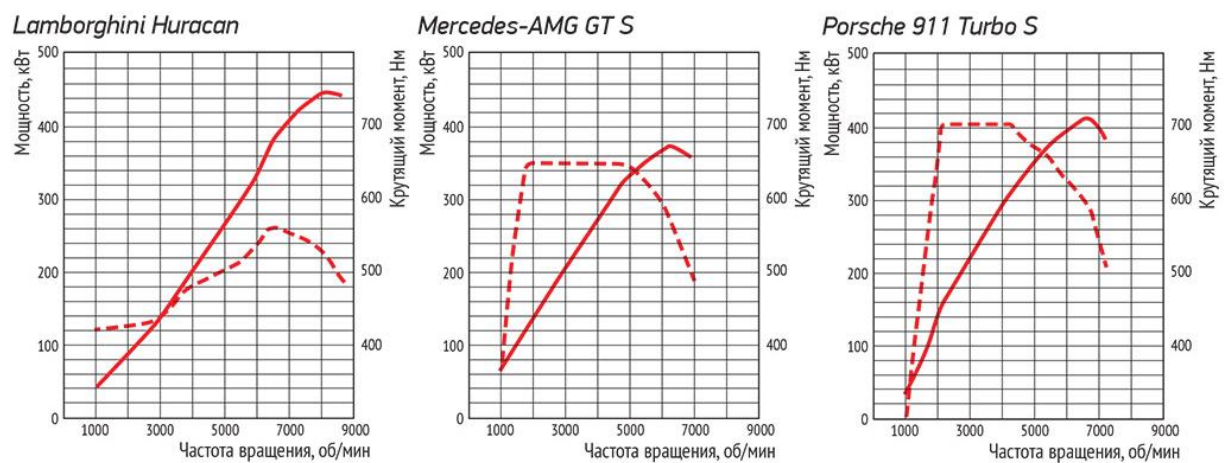


Рисунок 3.3 – Экспериментальная внешняя скоростная характеристика двигателя

3.2 Определение количества передач и передаточных чисел трансмиссии автомобиля

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

$$U_{TP_{\min}} = \frac{\omega_{\max} r_k}{V_{\max}}, \quad (3.4)$$

где $\omega_{\max}$ – частота оборотов коленчатого вала двигателя при движении с максимальной скоростью, 1/с;

$V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с;

r_k – динамический радиус качения колеса, м (выбирается по ГОСТу согласно маркировке шины, установленной на автомобиле); одновременно

$$U_{TP_{\min}} = U_{k \min} U_{ДК \min} U_0, \quad (3.5)$$

где $U_{k \min}$ – минимальное передаточное число коробки передач;

$U_{ДК \min}$ – минимальное передаточное число дополнительной коробки (раздаточная коробка, демультипликатор коробки передач), если ее нет принимают $U_{ДК \min} = 1,0$;

U_0 – передаточное число главной передачи.

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

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

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

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

$$U_0 = \frac{U_{mp \min}}{U_{k \min} U_{ДК \min}}, \quad (3.6)$$

Максимальное передаточное число трансмиссии определяется из необходимости соблюдения двух условий.

1) Условие преодоления максимального дорожного сопротивления:

$$U_{TP\max}^1 = \frac{\psi_{\max} G_a r_k}{M_{k\max} \cdot \eta_M}, \quad (3.7)$$

где $\psi_{\max}$ – максимальное значение коэффициента сопротивления дороги. Принимают в зависимости от типа автомобиля: $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,5$ – для легковых автомобилей; $\psi_{\max} = 0,25 \dots 0,35$ – автобусов и грузовых автомобилей, предназначенных для междугородних сообщений; $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,45$ – для грузовых автомобилей общего назначения; $\psi_{\max} = 0,45 \dots 0,55$ – для автомобилей повышенной проходимости; $\psi_{\max} = 0,18 \dots 0,4$ – для автопоездов.

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

2) Условие полного использования сцепной массы

$$U_{TP\max}^2 = \frac{\varphi G_{cy} r_k}{M_{k\max} \cdot \eta_M}, \quad (3.8)$$

где $\varphi = 0,7 \dots 0,9$ – коэффициент сцепления колес с полотном дороги, (принимается для сухого шоссе);

G_{cy} – сцепной вес автомобиля, вес от полной массы автомобиля, приходящийся на ведущие колеса.

Для полноприводных автомобилей $G_{cy} = G_a$; для грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 $G_{cy} = (0,70 \dots 0,75) \cdot G_a$; для грузовых автомобилей с колесной формулой 6×4 $G_{cy} = (0,65 \dots 0,70) \cdot G_a$; для легковых автомобилей $G_{cy} = (0,50 \dots 0,56) \cdot G_a$.

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

Максимальное передаточное число трансмиссии равно:

$$U_{TP\max} = U_{k1} U_{ДК\max} U_0, \quad (3.9)$$

где U_{k1} – передаточное число первой передачи коробки передач (для гидромеханических трансмиссий вместо U_{k1} будет $U_{\kappa 1}^{TT}$ – передаточное число коробки перемены передач совместно с гидротрансформатором);

$U_{ДК \max}$ – максимальное передаточное число дополнительной коробки передач.

Для коробок передач с демультипликатором можно принять по прототипу. Если дополнительная коробка передач отсутствует, то $U_{ДК \max} = 1,0$.

Передаточное число первой передачи рассчитывается из формулы (3.9).

В гидромеханической трансмиссии с учетом коэффициента трансформации гидротрансформатора передаточное число первой передачи коробки перемены передач будет равно:

$$U_{\kappa 1} = \frac{U_{k1}}{K}, \quad (3.10)$$

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

$$n = \frac{\log U_{k \min} - \log U_{k1}}{\log q} + 1, \quad (3.11)$$

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

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

$$U_{kj} = \sqrt[n-1]{U_{k1}^{n-j}}, \quad (3.12)$$

где j – порядковый номер промежуточной передачи;

n – число передач в коробке.

Если же прямая передача предпоследняя, то

$$U_{kj} = \sqrt[n-2]{U_{k1}^{n-1-j}}, \quad (3.13)$$

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

3.3 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля

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

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (3.14)$$

где P_k – сила тяги на ведущих колесах, Н;

P_w – сила сопротивления воздуха, Н.

Сила тяги на ведущих колесах, Н

$$P_k = \frac{M_k \cdot U_{Ti} \cdot \eta_M}{r_k}, \quad (3.15)$$

где M_k – крутящий момент двигателя, Н·м (таблица 3.2);

$U_{Ti} = U_{ki} \cdot U_{ДКj} \cdot U_0$ – передаточное число трансмиссии на i -той передаче коробки передач и j – той передаче дополнительной коробки.

Сила сопротивления воздуха движению автомобиля, Н

$$P_w = W V_a^2. \quad (3.16)$$

Скорость движения автомобиля, м/с можно рассчитать по формуле

$$V_a = \frac{\omega}{U_{Ti}} r_k. \quad (3.17)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Расчет динамических характеристик

$\omega, 1/c$										
$M_k, Нм$										
Передача i ($U_{Ti} = U_{ki} \cdot U_0$)										
U_{Ti}										
$V_a, м/с$										
$P_k, Н$										
$P_w, Н$										
D_i										

По результатам расчетов выполняется построение графика зависимости $D = f(V_a)$.

Для гидромеханической трансмиссии формула (3.15) примет вид:

$$P_k = \frac{M_{KPT} \cdot U_{\pi} \cdot \eta_M}{r_k}, \quad (3.18)$$

где M_{KPT} – крутящий момент на турбине, Н·м.

Крутящий момент на турбине определяем, исходя из значений коэффициента трансформации K

$$K = \frac{M_{KPT}}{M_k}, \quad (3.19)$$

Скорость движения автомобиля с гидромеханической трансмиссией можно рассчитать по формуле:

$$V_a = \frac{\omega_T}{U_{\pi}} r_k. \quad (3.20)$$

где ω_T – частота оборотов турбинного колеса, определяется по формуле кинематического передаточного числа гидротрансформатора:

$$i = \frac{\omega_T}{\omega}. \quad (3.21)$$

Коэффициент трансформации K и зависимость между оборотами двигателя и кинематическим передаточным числом i берем из опытной характеристики гидротрансформатора, рисунок 3.4.

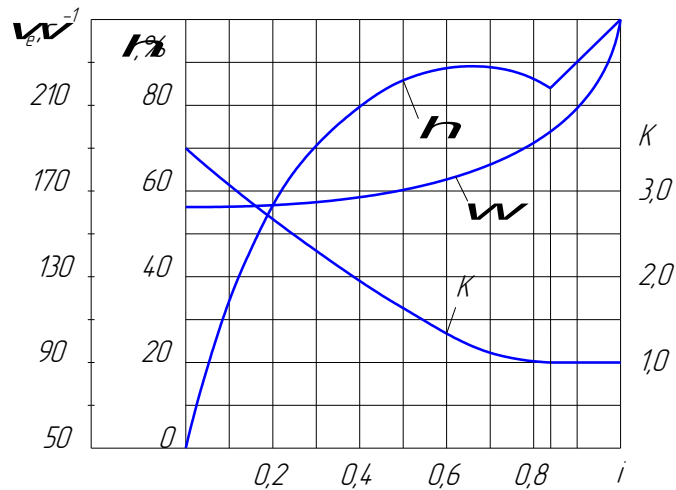


Рисунок 3.4 - Характеристика гидротрансформатора

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Расчет динамических характеристик автомобиля с гидротрансформатором

ω , 1/с							
M_k , Нм							
i							
K							
ω_T , 1/с							
M_{KPT} , Нм							
Передача i ($U_{T1} = K \cdot U_{k1} \cdot U_0$)							
U_{T1}							
V_a , м/с							
P_k , Н							
P_w , Н							
D_i							

По результатам расчетов выполняется построение динамической характеристики – графика зависимости $D = f(V_a)$. Примеры динамических характеристик автомобилей с механической коробкой перемены передач и с гидромеханической трансмиссией приведены на рисунках 3.5 и 3.6.

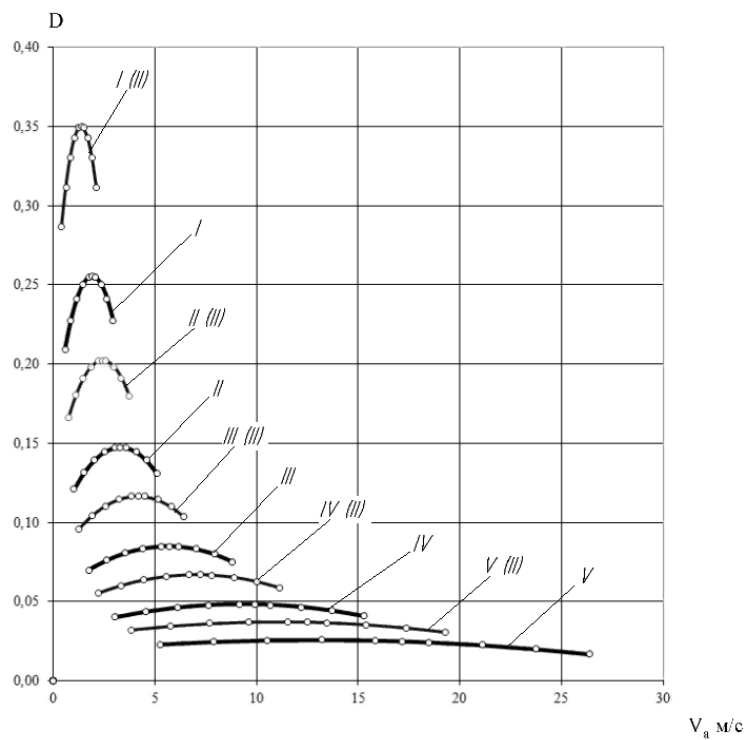


Рисунок 3.5 – Динамическая характеристика автомобиля с механической коробкой перемены передач (пример с делителем)

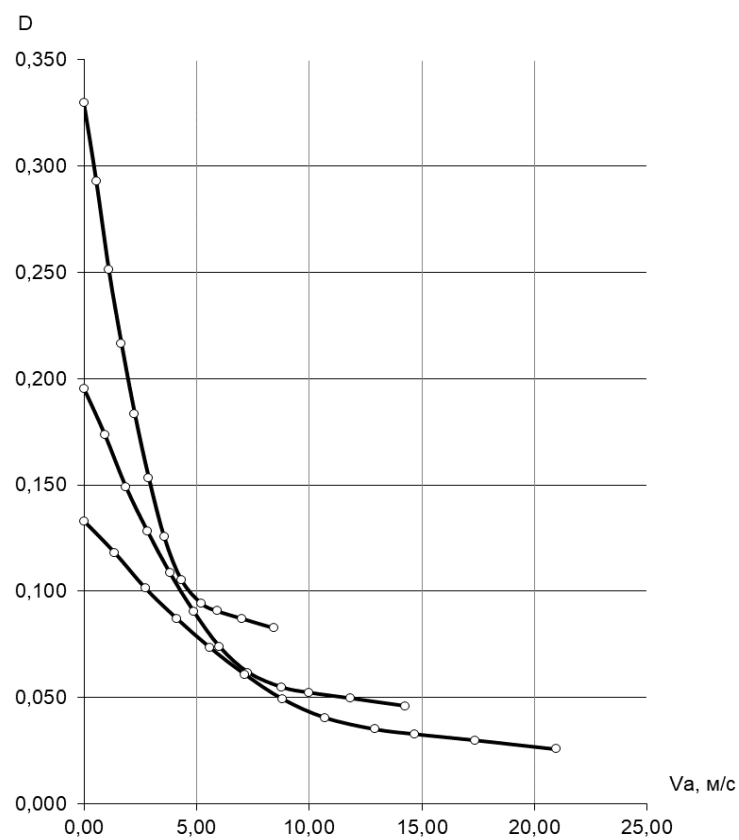


Рисунок 3.6 – Динамическая характеристика автомобиля с гидромеханической трансмиссией

4 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ №2

4.1 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

В расчетно-графической работе необходимо определить изменение мощности и крутящего момента в зависимости от частоты вращения двигателя по приближенным формулам:

$$N = N_{\max} \frac{n}{n_N} \left[a + b \frac{n}{n_N} - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (4.1)$$

$$M_k = 9550 \frac{N}{n}, \text{ Н·м}, \quad (4.2)$$

где $N_{\max}$ – максимальная мощность двигателя, кВт согласно характеристике прототипа и корректирующему коэффициенту (при наличии);

N , M_k – последовательные значения соответственно мощности, крутящего момента в зависимости от текущего значения частоты вращения;

n_N – частота вращения при максимальной мощности, об/мин;

n – текущие значения частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин. Необходимо принять 8 значений в промежутке от $n_{\min}=800$ об/мин до $n_{\max}$, минимальную частоту вращения можно принять по прототипу.

a , b , c – постоянные коэффициенты, зависят от типа двигателя (таблица 3.1).

В бензиновых двигателях легковых автомобилей и автобусов малых классов (без ограничителя частоты вращения) максимальная частота вращения определяется по следующей зависимости

$$n_{\max} = (1,15 \dots 1,20) n_N.$$

Для бензиновых двигателей грузовых автомобилей и автобусов с ограничителями частоты вращения принимаем

$$n_{\max} = (0,96 \dots 0,97) n_N.$$

Для дизельных двигателей

$$n_{\max} = n_N.$$

Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики двигателя сводим в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 - Параметры внешней скоростной характеристики двигателя.

n , об/мин								
N , кВт								
M_k , Н·м								

4.2 Определение КПД трансмиссии автомобиля

КПД трансмиссии определяется ориентировочно, в зависимости от состава трансмиссии:

$$\eta_M = 0,98^k 0,97^l 0,995^m, \quad (4.3)$$

где k - количество пар цилиндрических шестерен, через которые передаётся в трансмиссии крутящий момент, когда автомобиль движется на одной передаче (таблица 4.2);

l - количество пар конических (гипоидных) шестерён в трансмиссии (таблица 4.2);

m - количество карданных шарниров в трансмиссии (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Примеры значений коэффициентов k , l и m

Модель автомобиля	k	l	m
ВАЗ-2101...2107, ГАЗ-31029	2	1	2
ВАЗ-2108...2112, ВАЗ-1117...1119, ВАЗ-2170, ЗАЗ-1102	2	0	4
АЗЛК-2141	1	1	4
УРАЛ-5557, УРАЛ-4320-01	7	3	10
ГАЗ-3307, ЗИЛ-433360, ПАЗ-3205, ГАЗ-2705, ЗИЛ-3250, МАЗ-4370, КамАЗ-4308	2	1	3
ГАЗ-33086	4	2	8
КамАЗ-5320	4	2	4
УАЗ-31512	4	2	6

4.3 Определение передаточных чисел коробки перемены передач

Далее необходимо определить передаточное отношение первой передачи по формуле:

$$U_1 = \frac{M_a \cdot g \cdot r_k \cdot \psi_{\max}}{M_{e \max} \cdot U_0 \cdot U_{DK \max} \cdot \eta_M}, \quad (4.4)$$

где M_a - полная масса автомобиля, $M_a = M_0 + M_{\Gamma}$, M_0 - собственная масса автомобиля, кг (таблица 2.1), M_{Γ} - грузоподъемность автомобиля с учетом корректирующего коэффициента (при наличии), кг (таблица 2.1);

g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

r_k - радиус качения колеса, м (принимается радиус качения колеса равным статическому радиусу шины);

$\psi_{\max}$ - максимальное значение коэффициента сопротивления дороги.

Принимают в зависимости от типа автомобиля: $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,5$ - для легковых автомобилей; $\psi_{\max} = 0,25 \dots 0,35$ - автобусов и грузовых автомобилей, предназначенных для междугородних сообщений; $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,45$ - для грузовых автомобилей общего назначения; $\psi_{\max} = 0,45 \dots 0,55$ - для автомобилей повышенной проходимости; $\psi_{\max} = 0,18 \dots 0,4$ - для автопоездов;

$M_{e \max}$ - максимальное значение крутящего момента по внешней скоростной характеристике двигателя (таблица 4.1), Н·м;

U_0 - передаточное отношение главной передачи (таблица 2.1);

η_M - механический КПД трансмиссии;

$U_{DK \max}$ - максимальное передаточное число дополнительной коробки передач или демультипликатора (таблица 2.1). Если дополнительная коробка передач отсутствует $U_{DK \max} = 1,0$.

После того как определили передаточное число первой передачи необходимо определить передаточные числа остальных передач.

Передаточные числа в большинстве случаев рассчитываются по геометрическому ряду, что обеспечивает возможность работы двигателя при разгоне автомобиля в одинаковом режиме на всех передачах. В общем виде передаточное число промежуточной передачи:

$$U_i = U_1 A_x^{(i-1)/(1-n)}, \quad (4.5)$$

где U_1 – передаточное число низшей (первой) передачи;

D_k – диапазон коробки перемены передач;

i – номер передачи;

n – число передач.

Диапазон коробки перемены передач:

$$D_k = \frac{U_1}{U_n}, \quad (4.6)$$

где U_n – передаточное число высшей передачи.

Если основная коробка перемены передач двухвальная (легковые переднеприводные автомобили, см. рисунок 4.1), то передаточное число высшей передачи берем такое же, как у автомобиля прототипа.

Если основная коробка перемены передач трехвальная (рисунок 4.2) с наивысшей прямой передачей, то принимают $U_n = 1,0$.

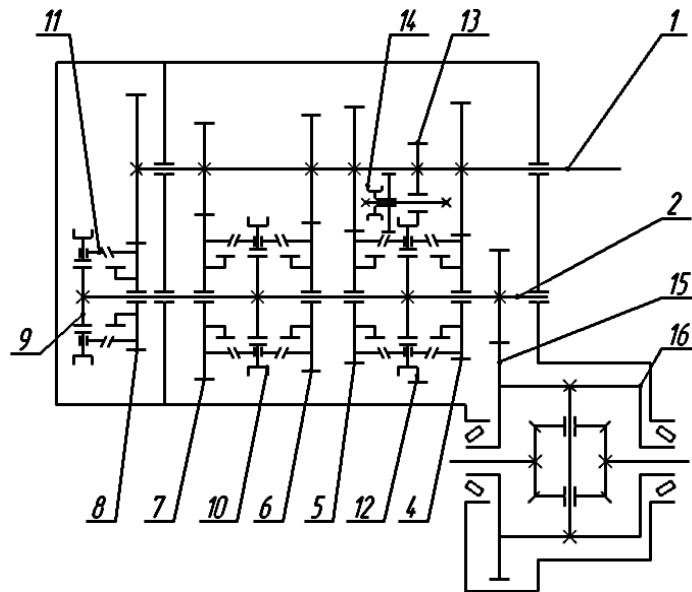


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема двухвальной коробки перемены передач:

1 – первичный вал, 2 – вторичный вал, 4,5,6,7,8 – ведомые шестерни 1-й, 2-й, 3-й, 4-й, 5-й передач соответственно, 9 – ступица муфты, 10 – муфта, 11 – синхронизатор, 12 – ведомая шестерня 3Х, 13 – ведущая шестерня 3Х, 14 – промежуточная шестерня 3Х, 15 – главная передача, 16 – дифференциал.

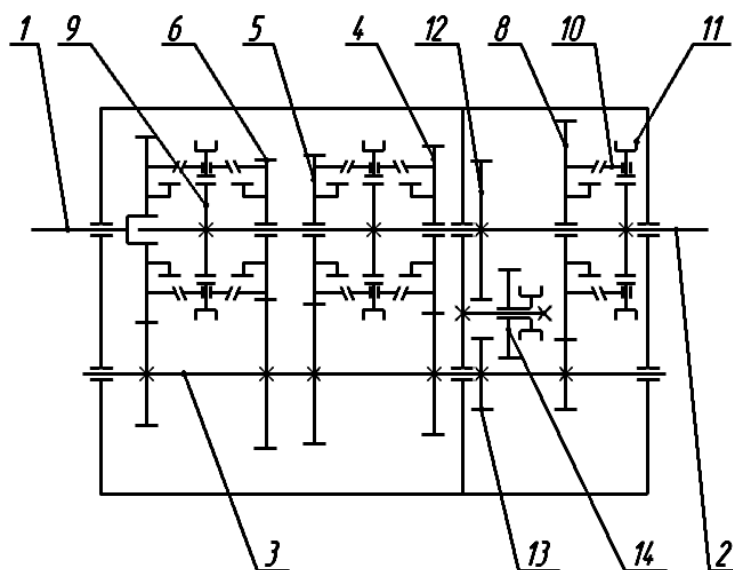


Рисунок 4.2 - Кинематическая схема трехвальной коробки перемены передач:

1 – первичный вал, 2 – вторичный вал, 3 – промежуточный вал (блок шестерен), 4,5,6,8 – ведомые шестерни 1-й, 2-й, 3-й, 5-й передач соответственно, 9 – ступица муфты, 10 – муфта, 11 – синхронизатор, 12 – ведомая шестерня ЗХ, 13 – ведущая шестерня ЗХ, 14 – промежуточная шестерня ЗХ.

Если на автомобиле используется трехвальная коробка перемены передач с последней повышенной передачей, то передаточные числа для всех передач, кроме последней и прямой определяем по формуле:

$$U_i = \sqrt[n-1]{U_1^{n-i}}. \quad (4.7)$$

Передаточное число повышенной передачи берем такое же, как у автомобиля прототипа. Результаты вычислений сводим в таблицу 4.3.

4.4 Определение числа зубьев шестерен

Передаточное число зубчатой передачи:

$$U_i = \frac{Z_{ведом_i}}{Z_{ведущ_i}}, \quad (4.8)$$

где $Z_{ведом_i}$ и $Z_{ведущ_i}$ - количество зубьев ведомой и ведущей шестерни i -й передачи соответственно.

Число зубьев назначаем исходя из того, что передаточные числа на

каждой из передач должны отвечать передаточным числам, найденным при тяговом расчете автомобиля. Для обеспечения параллельности валов суммы чисел зубьев каждой пары шестерен должны быть равными. Так как модуль и коэффициент перекрытия у них одинаковы, то

$$Z_{\Sigma} = Z_{ведом_i} + Z_{ведущ_i} = Z_{ведом_{i+1}} + Z_{ведущ_{i+1}} = const. \quad (4.9)$$

Для двухвальной коробки перемены передач, приняв $Z_{\min}$ для ведущей шестерни первой передачи ($Z_{ведущ_1}=18-23$ зубьев), а также, выполняя условие (4.9), находим числа зубьев передач.

Для первой передачи

$$Z_{ведом_1} = U_1 \cdot Z_{ведущ_1}.$$

Для остальных передач

$$Z_{ведом_i} = \frac{Z_{\Sigma} U_i}{U_i + 1}.$$

Затем вычисляем фактическое передаточное число каждой передачи по формуле (4.8).

В трехвальной коробке перемены передач, на всех передачах, кроме прямой и задней, крутящий момент передается через две пары шестерен.

Поэтому передаточное число i -й передачи

$$U_i = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{ведом_i}}{Z_{ведущ_i}}, \quad (4.10)$$

где Z_2 , Z_1 - числа зубьев шестерен привода промежуточного вала (Z_2 - на промежуточном валу, Z_1 - на первичном);

$Z_{ведом_i}$ и $Z_{ведущ_i}$ - число зубьев i -й передачи ($Z_{ведом_i}$ - на вторичном валу, $Z_{ведущ_i}$ - на промежуточном).

Передаточное число шестерен привода промежуточного вала коробки перемены передач выбирают в пределах $U_{II} = Z_2/Z_1 = 1,8...2,5$. Число зубьев шестерни первичного вала $Z_1 = 17...23$.

Тогда

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{II} . \quad (4.11)$$

Приняв U_{Π} и вычислив $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2$, а так же используя величины U_i , вычисляют $Z_{ведом_i}$ и $Z_{ведущ_i}$.

$$Z_{ведом_i} = \frac{Z_{\Sigma} \cdot U_i}{U_{\Pi} + U_i}, \quad Z_{ведущ_i} = Z_{\Sigma} - Z_{ведом_i}.$$

Затем вычисляем фактическое передаточное число каждой передачи по формуле (4.10). Результаты вычислений сводим в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 - Передаточные числа коробки перемены передач

№ передачи	1	2	...	n-1	n
U_i					
$Z_{ведущ_i}$					
$Z_{ведом_i}$					
$U_{i_{факт}}$					

4.5 Построение тяговой диаграммы автомобиля

Далее необходимо построить тяговую диаграмму автомобиля в координатах $P_T = f(V_a)$ (зависимость силы на ведущих колесах от скорости движения автомобиля).

Скорость автомобиля и сила тяги на ведущих колесах при движении на i -й передаче основной и на j -й передаче раздаточной коробки определяется по формулам

$$V_a = 0,377 \frac{r_k \cdot n}{U_0 \cdot U_i \cdot U_{ДКj}}, \quad (4.12)$$

где V_a - скорость автомобиля, км/ч.

$$P_T = 9550 \frac{N \cdot U_0 \cdot U_i \cdot U_{ДКj}}{r_k n} \eta_M, \quad (4.13)$$

где P_T - сила тяги на ведущих колесах, Н;

N - мощность двигателя, кВт;

U_{DKi} - передаточное число раздаточной коробки или демультипликатора (при наличии раздаточной коробки или демультипликатора расчет тяговой диаграммы производить для каждой передачи).

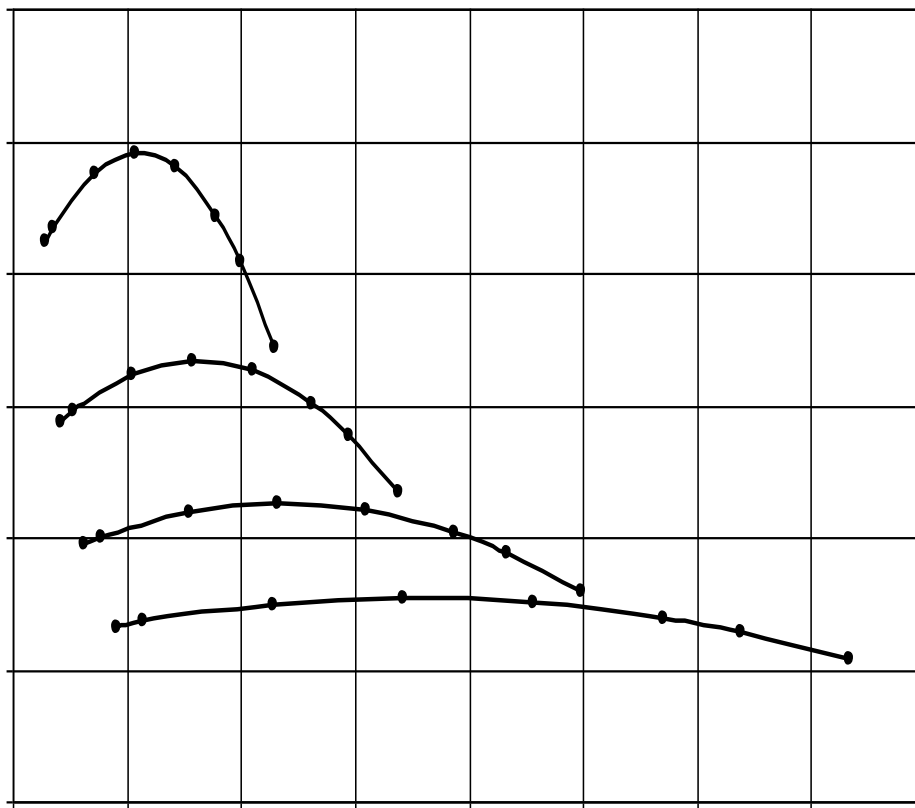
Результаты вычислений оформить в виде таблицы 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты вычислений тяговой диаграммы

n , об/мин								
N , кВт								
i-я передача, $U_i =$								
V_a , км/ч								
P_T , Н								

Тяговая диаграмма автомобиля в координатах $P_T = f(V_a)$ показана на рисунке 4.3.

P_T , Н



V_a , км/ч

Рисунок 4.3 - Тяговая диаграмма автомобиля

4.6 Разработка графической части

В графической части необходимо вычертить на листе формата А3 кинематическую схему трансмиссии автомобиля-прототипа соответствии с требованиями ГОСТ 2.703-68 «Единая система конструкторской документации. Правила выполнения кинематических схем» с указанием количества зубьев и передаточных чисел пар шестерен.

В пояснительной записке привести описание устройства трансмиссии. Пример выполнения графической части приведен в приложении Б.

5 ВЫБОР ЗАДАНИЯ НА РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКУЮ РАБОТУ

Задание на расчетно-графическую работу №1 выбирается в следующей последовательности:

1) По согласованию с преподавателем выбрать модель транспортного средства, тип трансмиссии, колесную формулу.

2) По согласованию с преподавателем выбрать значение коэффициента сопротивления дороги и корректирующие коэффициенты максимальной скорости и грузоподъемности.

3) Произвести расчеты в последовательности, указанной в разделе 3, при необходимости пользоваться справочными данными (таблицы 4.1, 4.2).

4) Выполнить графическую часть контрольной работы.

Таблица 3.1 – Параметры обтекаемости автомобиля

Автомобили	C_x , $\text{Нс}^2/\text{м}^4$	F_B , м^2	W , $\text{Нс}^2/\text{м}^2$
Легковые:			
с закрытым кузовом	0,20-0,35	1,6 – 2,8	0,3 – 1,0
с открытым кузовом	0,40-0,50	1,5 – 2,0	0,6 – 1,0
Грузовые	0,60-0,70	3,0 – 5,0	1,8 – 3,5
Автобусы с кузовом вагонного типа	0,25-0,40	4,5 – 6,5	1,1 – 2,6
Гоночные	0,13-0,15	1,0 – 1,3	0,13 – 0,2

Таблица 3.2 – КПД трансмиссии автомобиля

Тип автомобиля	Колесная формула	КПД
Грузовые автомобили и автобусы с одинарной главной передачей	4x2	0,90...0,92
То же с двойной главной передачей	4x2	0,86...0,88
	4x4	0,82...0,84
	6x4	0,82...0,84
	6x6	0,78...0,80
Легковые автомобили и автобусы особо малого и малого класса	4x2	0,92... 0,94

Задание на расчетно-графическую работу №2 выбирается в следующей последовательности:

1) По согласованию с преподавателем выбрать модель транспортного средства, тип трансмиссии, колесную формулу.

2) По согласованию с преподавателем выбрать значение корректирующих коэффициентов мощности двигателя и грузоподъемности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иларионов В.А. Теория автомобиля. – М.: Машиностроение, 1982. – 344 с.
2. Понизовкин А.Н. Краткий автомобильный справочник НИИАТ / А.Н. Понизовкин – М.: АО Трансконсалтинг, 1994. – 779 с.
3. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: Учебное пособие / В.А. Стуканов. – М.: Форум: ИНФРА-М, 2004. – 368 с.
4. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие для вузов / А.П. Солтус. – К.: Аристей, 2004. – 188 с.
5. Осепчугов В. В., Фрумкин А.К. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
6. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В. Ф. Радионов. – М.:Машиностроение, 1984. – 376 с.

Пример выполнения графической части работы

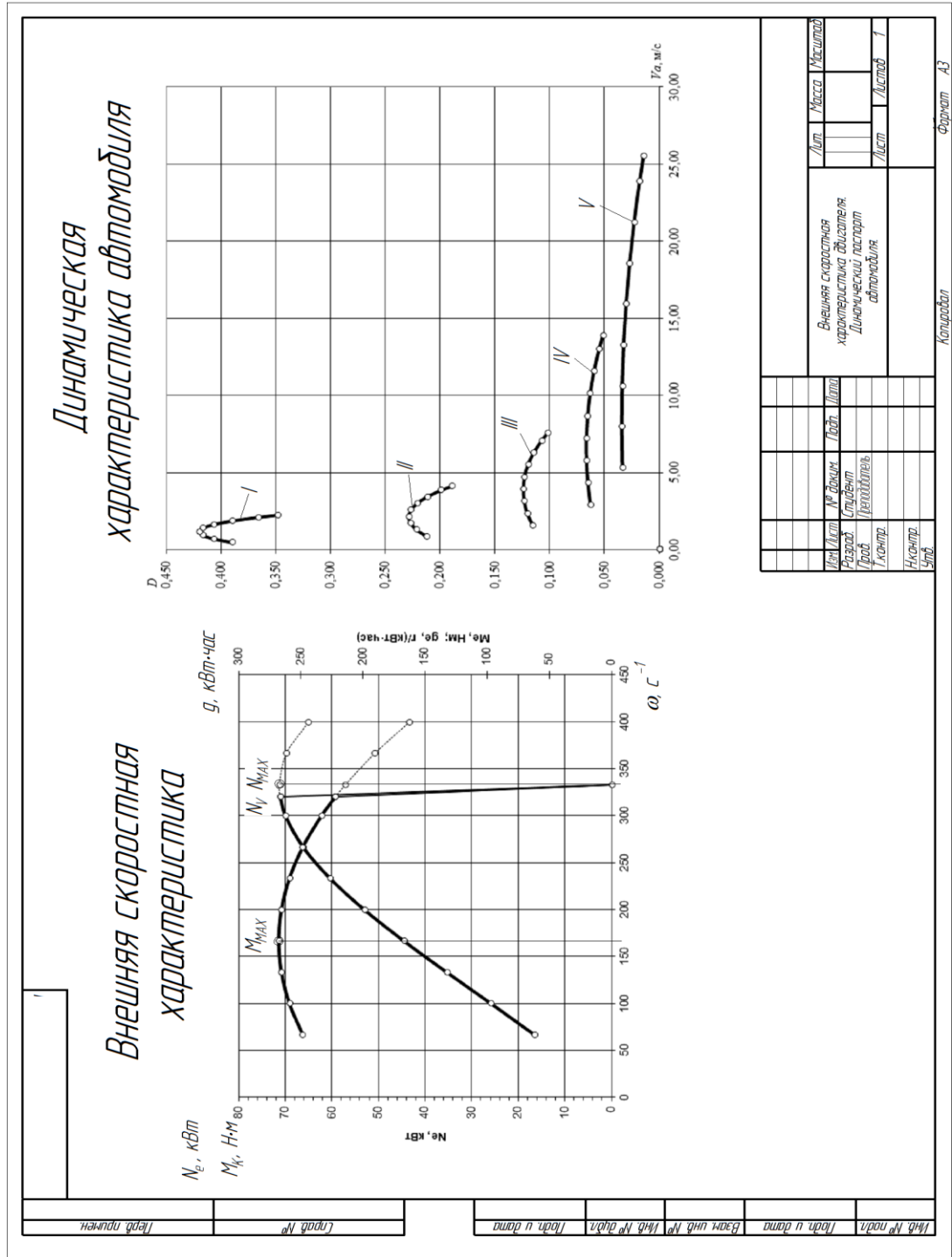


Рисунок А.1 – Пример выполнения графической части работы №1

Пример выполнения графической части работы



КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

*Методические указания
к выполнению контрольных и расчетно-графических работ*

Составители: **Ветрогон** Александр Анатольевич,
Мешков Владимир Викторович, **Огрызков** Сергей Витальевич

Издается в авторской редакции

Изд. № 123/19. Объем 2 п.л.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»