

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА МАШИНОСТРОЕНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

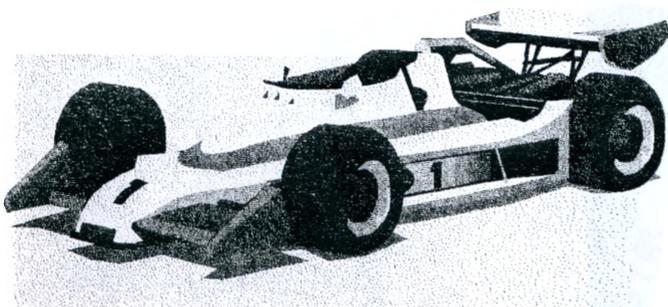
Методические указания

к выполнению курсовой работы
по дисциплине

«Конструкция и расчет автомобилей»

для студентов специальностей

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
1-37 01 07 «Автосервис»



Брест 2017

Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Конструкция и расчет автомобилей» для студентов специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» содержат материал для выполнения тягово-динамического расчета, топливно-экономического расчета, расчета сцепления, примеры выполнения чертежей и описания устройства конструкции коробки передач. Методические указания составлены в соответствии с программой курса «Конструкция и расчет автомобилей» специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» для студентов дневной, заочной, сокращенной форм обучения.

Составитель: Казаков Б.Л., ст. преподаватель кафедры МЭА.

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- G_0 – собственный вес автомобиля, Н;
 G_a – полный вес автомобиля, Н;
 G_ϕ – сцепной вес автомобиля, Н;
 G_n – номинальная грузоподъемность автомобиля, Н;
 G_1 – вес, приходящийся на переднюю ось автомобиля, Н;
 G_2 – вес, приходящийся на заднюю ось автомобиля, Н;
 m_a – масса автомобиля, кг;
 m_1 – масса, приходящаяся на переднюю ось автомобиля, кг;
 m_2 – масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, кг;
 L – продольная база автомобиля, м;
 L_r – габаритная длина автомобиля, м;
 B_a – ширина колеи автомобиля, м;
 H – высота автомобиля, м;
 h_0 – высота центра масс (тяжести) автомобиля, м;
 $h_{кр}$ – высота тягово-сцепного устройства прицепа, м;
 h_w – высота центра парусности, м;
 h_n – расстояние от нижней точки автомобиля до опорной поверхности, м;
 a – расстояние от центра масс (тяжести) автомобиля до передней оси, м;
 b – расстояние от центра масс (тяжести) автомобиля до задней оси, м;
 c – расстояние от центра тяжести до центра нижней точки автомобиля по горизонтали, м;
 R_n – продольный радиус проходимости автомобиля, м;
 $R_{\text{поп}}$ – поперечный радиус проходимости автомобиля, м;
 n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.;
 n – частота вращения ведущих колес автомобиля, об/мин.;
 ω_c – угловая скорость коленчатого вала двигателя, с⁻¹;
 ω_k – угловая скорость ведущих колес автомобиля, с⁻¹;
 v_a – скорость движения автомобиля, м/с (км/ч);
 v_n, v_k – начальная и конечная скорости движения автомобиля, м/с (км/ч);
 i_k – передаточное число коробки перемены передач;
 i_0 – передаточное число главной передачи;
 $i_{тп}$ – передаточное число трансмиссии;
 r_k – радиус качения колеса;
 F_k – площадь пятна контакта колеса с дорогой, м²;
 P_k – касательная сила тяги, Н;
 P_T – тормозная сила между колесами и дорогой, Н;
 P_x, P_y, P_z – горизонтальная, боковая, нормальная силы, действующие на колесо, Н;
 P_f – сила сопротивления качению, Н;
 P_ψ – сила сопротивления дороги, Н;
 P_i – сила сопротивления подъему, Н;
 P_w – сила сопротивления воздуха, Н;

P_i – сила сопротивления разгону (сила инерции поступательно движущихся масс), Н;

$P_{тр}$ – сила трения в трансмиссии, Н;

$P_{тд}$ – сила трения в двигателе, переведенная к ведущим колесам, Н;

R_{-1} – нормальная реакция дороги на передние колеса, Н;

R_{-2} – нормальная реакция дороги на задние колеса, Н;

M_e – эффективный крутящий момент на коленчатом валу двигателя, Н·м;

$M_{тк}$ – тормозной момент на ведущих колесах, Н·м;

V_h – рабочий объем двигателя, дм³ (л);

S_n – ход поршня, м;

M_k – крутящий момент на ведущих колесах, Н·м;

M_f – момент сопротивления качению автомобиля, Н·м;

$M_{тр}$ – момент силы трения в трансмиссии, Н·м;

$M_{тд}$ – момент силы трения в двигателе, Н·м;

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

N_k – мощность, подводимая к ведущим колесам, кВт;

N_f – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления качению, Н·м;

N_ψ – мощность затрачиваемая для преодоления сил сопротивления дороги, кВт;

N_i – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления подъему, кВт;

N_w – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления воздуха, кВт;

N_j – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления разгону (сил инерции), кВт;

$N_{тр}$ – мощность, затрачиваемая для преодоления сил трения в двигателе, кВт;

$g_e(N_{e\max})$ – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВт·ч;

k_n – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала двигателя;

k_N – коэффициент использования мощности двигателя;

D – динамический фактор;

$D_{сш}$ – динамический фактор по сцеплению ведущих колес с дорогой;

$\eta_{мп}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии;

η_m – механический коэффициент полезного действия двигателя;

G_s – путевой расход топлива двигателем, л/100 км;

G_t – часовой расход топлива двигателем, кг/ч;

$G_{тр}$ – расход топлива на единицу транспортной работы, л/т·км;

ρ_m – плотность топлива, кг/л;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

f – коэффициент сопротивления качению;

f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью (≤ 14 м/с);

ψ – коэффициент сопротивления дороги;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;
 $b_{ш}$ – высота профиля шины, мм;
 b_v – ширина профиля шины, мм;
 $\lambda_{ш}$ – коэффициент деформации шины;
 d – внутренний (посадочный) диаметр шины, мм (дюймы);
 $D_{ст}$ – статистический диаметр шины, м;
 α – угол подъема (уклона) дороги, град;
 β – угол бокового наклона дороги, град;
 γ_1, γ_2 – передний и задний углы свеса автомобиля, град;
 δ – коэффициент буксования колес;
 $\delta_{ар}$ – коэффициент учета вращающихся масс;
 j, j_3 – ускорение и замедление автомобиля, м/с²;
 k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴;
 F_w – площадь лобового сопротивления автомобиля (миделево сечение) м²;
 $W_a = k_w \cdot F_w$ – фактор обтекаемости, Н·с²/м²;
 $J_{дв}$ – момент инерции вращающихся деталей двигателя, Н·м·с²;
 J_x – момент инерции колеса автомобиля, Н·м·с²;
 θ_n – угол поворота наружного управляемого колеса, град;
 θ_e – угол поворота внутреннего управляемого колеса, град;
 θ – средний угол поворота управляемых колес, град;
 θ_{max} – максимальный средний угол поворота управляемых колес, град;
 $\theta_{ук}$ – угол поворота рулевого колеса автомобиля, град;
 λ_0 – угол между осями поворотных цапф, град;
 R – радиус поворота автомобиля, м;
 R_{min} – минимальный радиус поворота автомобиля, м;
 $R_{раб\ max}$ – внешний габаритный радиус поворота автомобиля, м;
 $R_{раб\ min}$ – внутренний габаритный радиус поворота автомобиля, м;

1. Элементы расчета тягово-динамических характеристик автомобиля

1.1 Общие указания

Основной задачей тягового расчета является определение характеристик двигателя и трансмиссии, обеспечивающих требуемые тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля в заданных условиях эксплуатации.

Тяговые расчеты выполняются при проектировании нового автомобиля или модернизации существующего в два этапа. На первом – предварительном этапе определяются параметры требуемой внешней скоростной характеристики двигателя и передаточные числа трансмиссии по упрощенной методике, элементы которой приведены ниже.

На практике полученные параметры обычно уточняются разработчиком на втором этапе с помощью имитационного моделирования движения автомобиля на компьютере.

В работе решаются следующие задачи по расчету тягово-динамических характеристик автомобиля: подбор двигателя (расчет максимальной мощности), внешняя скоростная характеристика двигателя, расчет передаточных чисел трансмиссии, расчет кинематической скорости автомобиля по передачам, тяговая характеристика автомобиля, динамическая характеристика автомобиля, характеристика динамики разгона автомобиля, топливно-экономическая характеристика.

1.2 Исходные данные для расчета

Обычно необходимые расчетные данные берутся из технического задания на проектирование автомобиля. При проведении данного расчета используются технические параметры автомобиля-прототипа.

Ниже приводится перечень исходных данных, необходимых для выполнения практического задания.

Полная масса автомобиля (автопоезда) m , 26805 кг, в том числе: на переднюю ось m_1 , 4375 кг, на заднюю ось (тележку) m_2 , 10930 кг.

База L , 3,85 м.

Колея передних колес B , 2,025 м.

Высота автомобиля H , 3,328 м, вместо B и H может быть указана лобовая площадь F_w , $6,74 \text{ м}^2$ ($F = B \cdot H$).

Размер шин ($B \times d$) 260×508 .

Максимальная скорость v_{\max} , 80 км/ч .

Высота центра масс h_0 , $1,35 \text{ м}$, если не приводится, то принимается для грузового автомобиля равной высоте днища платформы, для легкового автомобиля – диаметру колеса.

Коэффициент сопротивления качению f_v , $0,0135$, если не приводится, рассчитывается по формуле:

$$f_v = f_0 [1 + (0,0216v)^2],$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (до $10\text{-}15 \text{ м/с}$) берется из таблицы 1 выбираем ($0,011$); v - скорость автомобиля (м/с), для нашего примера ($22,2 \text{ м/с}$), если скорость автомобиля берется в (км/ч), то формула: $f_v = f_0 [1 + (0,006v)^2]$

Таблица 1 – Коэффициенты сопротивления качению f_0

Дорожные условия	f_0
Асфальтобетонная дорога:	
в хорошем состоянии	0,007...0,015
в удовлетворительном состоянии	0,015...0,020
Гравийная дорога в хорошем состоянии	0,020...0,025
Бульжная дорога в хорошем состоянии	0,025...0,030
Грунтовая дорога:	
сухая укатанная	0,025...0,030
после дождя	0,05...0,15
в период распутицы	0,10...0,25
Песок:	
сухой	0,10...0,30
сырой	0,06...0,15
Суглинистая и глинистая целина:	
сухая	0,04...0,06
в пластическом состоянии	0,10...0,20
Обледенелая дорога	0,015...0,030
Укатанная снежная дорога	0,03...0,05
Рыхлый снег	0,10...0,30

Максимальный преодолеваемый подъем i_{\max} 0,18.

Коэффициент сопротивления дороги (ψ) определяется как сумма:

$$\psi_{\max} = f_0 + i_{\max} = 0,007 + 0,18 = 0,187.$$

Коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{тр}$ 0,85.

Коэффициент сопротивления воздуха k_w 0,65 (из таблицы 6.)

Радиус качения $r_k = 0,5$ м из маркировки шины $\frac{d}{2} + (b_v \cdot 0,95)$.

Коэффициент коррекции k_p 0,95.

1.3 Подбор двигателя

Мощность, необходимую для обеспечения движения автопоезда с заданной максимальной скоростью, определим следующим образом:

$$v_{\max} = 80 \text{ км / ч} = 22,2 \text{ м / с};$$

$$N_{ев} = \frac{v_{\max} (m_a g f_0 + k_w F v_{\max}^2)}{\eta_{тр} k_p \cdot 10^3}, \text{ кВт};$$

$$N_{ев} = \frac{22,2(26805 \cdot 9,81 \cdot 0,0135 + 0,65 \cdot 6,74 \cdot 22,2^2)}{0,85 \cdot 0,95 \cdot 1000} = 156,95 \text{ кВт}.$$

При дизельном двигателе максимальная мощность соответствует мощности при максимальной скорости движения $N_{ев} = N_{\max}$. Следовательно, для проектируемого автомобиля

$$N_{e_{\max}} = 156,95 \text{ кВт}.$$

Предпочтение отдаем дизельному двигателю.

На автомобиле КАМАЗ-5320 установлен двигатель с $N_{\max} = 154,4 \text{ кВт}$, у которого максимальная мощность примерно соответствует рассчитанной.

В качестве прототипа принимается техническая характеристика двигателя КАМАЗ-740, которая и используется в дальнейших расчетах.

$$N_{\max} = 154,4 \text{ кВт при } n_N = 2500 \text{ мин}^{-1};$$

$$M_{\kappa\max} = 637,4 \text{ Н} \cdot \text{м при } n_M = 1400 \dots 1700 \text{ мин}^{-1}.$$

1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Зависимость текущих значений эффективной мощности от угловой скорости вращения коленчатого вала устанавливается формулой

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

где N_{\max} - максимальная эффективная мощность двигателя, кВт;

ω_N - значение угловой скорости вращения коленчатого вала, соответствующее максимальной мощности, рад/с;

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

a, b, c - коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя.

Для карбюраторных двигателей $a = b = c = 1,0$, для четырехтактных дизелей $a = 0,53$, $b = 1,56$, $c = 1,09$. При расчете значения ω_e принимаются от минимальной устойчивой скорости $\omega_{\min} = 0,2\omega_N$ до максимальной ω_{\max} (5-6 точек). Для карбюраторных ДВС $\omega_{\max} = (1,15 \dots 1,25)\omega_N$, для дизелей и бензиновых с впрыском $\omega_{\max} = \omega_N$.

Определим шесть значений ω_e для расчета:

$$n_N = 2500 \text{ мин}^{-1} \quad \omega_N = 261 \text{ рад/с}$$

$$\omega_{e1} = 0,2\omega_N = 52 \text{ рад/с} \quad \omega_{e2} = 104 \text{ рад/с} \quad \omega_{e3} = 156 \text{ рад/с}$$

$$\omega_{e4} = 208 \text{ рад/с} \quad \omega_{e5} = 261 \text{ рад/с} \quad \omega_{e6} = 313 \text{ рад/с}$$

Для угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя 52 рад/с получаем

$$N_e = 154,4 \cdot \left[0,53 \frac{52}{261} + 1,56 \left(\frac{52}{261} \right)^2 - 1,09 \left(\frac{52}{261} \right)^3 \right] = 24,7 \text{ кВт}$$

и т. д. для других значений ω_e .

Для расчета текущих значений крутящего момента используется формула

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \text{ кНм}.$$

Для угловой скорости 52 рад/с получаем

$$M_e = \frac{24,7}{52} = 0,47 \text{ кНм}.$$

Для остальных значений угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя значения эффективной мощности и крутящего момента рассчитываются аналогично. Принятые значения ω_e и рассчитанные N_e и M_e сводятся в таблицу 2. По этим значениям (рисунок 1) строится график внешней скоростной характеристики.

Таблица 2 – Результаты расчета внешней скоростной характеристики двигателя, скоростной, тяговой и динамической характеристик и ускорений автомобиля

Параметр	Разм.	Значения параметров						
		$0,2\omega_N$	$0,4\omega_N$	$0,6\omega_N$	$0,8\omega_N$	ω_N	$1,2\omega_N$	
ω_e	рад/с	52	104	156	208	261	313	
N_e	кВт	24,7	60,5	99,5	133,5	154,4	154,2	
M_e	кНм	0,47	0,58	0,64	0,64	0,59	0,49	
1-я передача $i_1 = 6,58$ $\delta_1 = 3,64$	v_1	м/с	0,54	1,09	1,63	2,18	2,73	3,28
	P_{k1}	кН	38,11	47,03	51,90	51,90	47,84	39,73
	P_{w1}	кН	0,001	0,005	0,011	0,020	0,032	0,047
	P_{C1}	кН	38,11	47,02	51,88	51,88	47,80	39,68
	D_1	-	0,144	0,178	0,197	0,197	0,181	0,150
	j_1	м/с ²	0,35	0,45	0,50	0,50	0,45	0,37
2-я передача $i_2 = 3,51$ $\delta_2 = 1,78$	v_2	м/с	1,02	2,04	3,06	4,08	5,12	6,14
	P_{k2}	кН	20,33	25,09	27,68	27,68	25,52	21,19
	P_{w2}	кН	0,004	0,018	0,041	0,072	0,114	0,165
	P_{C2}	кН	20,33	25,07	27,64	27,61	25,41	21,03
	D_2	-	0,077	0,095	0,105	0,104	0,096	0,079
	j_2	м/с ²	0,36	0,46	0,51	0,51	0,47	0,37
3-я передача $i_3 = 1,87$ $\delta_3 = 1,25$	v_3	м/с	1,91	3,83	5,75	7,67	9,62	11,54
	P_{k3}	кН	10,83	13,36	14,75	14,75	13,59	11,29
	P_{w3}	кН	0,015	0,064	0,144	0,257	0,405	0,583
	P_{C3}	кН	10,82	13,30	14,61	14,49	13,19	10,71
	D_3	-	0,041	0,050	0,051	0,055	0,050	0,040
	j_3	м/с ²	0,235	0,306	0,313	0,345	0,306	0,227
4-я передача $i_4 = 1$ $\delta_4 = 1,11$	v_4	м/с	3,58	7,17	10,75	14,34	18	21,58
	P_{k4}	кН	5,79	7,14	7,89	7,89	7,27	6,03
	P_{w4}	кН	0,056	0,225	0,506	0,900	1,419	2,040
	P_{C4}	кН	5,73	6,92	7,38	6,99	5,85	3,99
	D_4	-	0,021	0,026	0,028	0,026	0,022	0,015
	j_4	м/с ²	0,009	0,013	0,015	0,013	0,008	0,002
5-я передача $i_5 = 0,81$ $\delta_5 = 1,08$	v_5	м/с	4,42	8,85	13,28	17,70	22,22	26,64
	P_{k5}	кН	4,69	5,79	6,38	6,38	5,89	4,89
	P_{w5}	кН	0,085	0,343	0,772	1,372	2,163	3,109
	P_{C5}	кН	4,61	5,45	5,61	5,01	3,73	1,78
	D_5	-	0,017	0,020	0,021	0,019	0,014	0,007
	j_5	м/с ²	0,006	0,008	0,009	0,006	0,001	-0,001

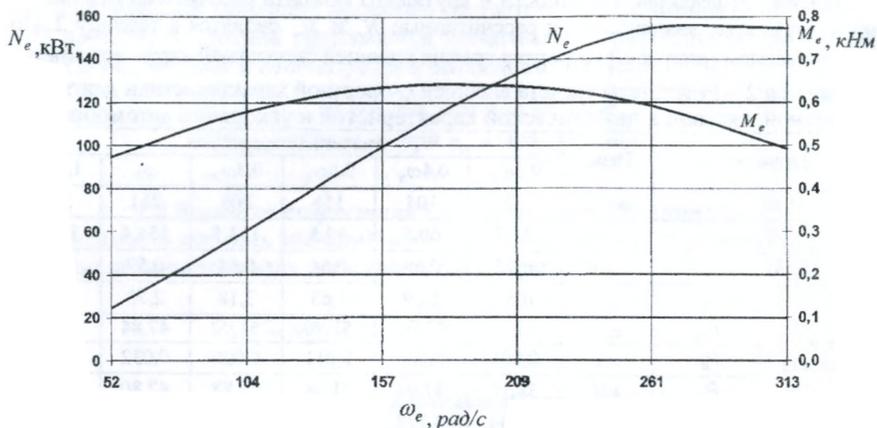


Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

1.5 Расчет передаточных чисел трансмиссии

1.5.1 Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи i_0 определяется из условия обеспечения максимальной скорости v_{\max} на высшей передаче в коробке передач $i_{К.В}$. В свою очередь $i_{К.В}$ назначается с учетом ряда конструктивных соображений или особенностей прототипа, в частности: изменение его массы в процессе эксплуатации, дорожных условий, наиболее эффективное использование мощности двигателя, уменьшение нагрузки на двигатель, а следовательно, повышение его ресурса, улучшение экономических параметров по расходу ГСМ.

Следует отметить, что с целью наибольшей приспособленности к различным условиям эксплуатации современные автомобили выпускаются различной комплектации (двигатели с разной мощностью, разные коробки передач, различные главные передачи). Поэтому при определении требуемого передаточного числа главной передачи применительно к грузовому автомобилю в проводимом расчете принимается условие, при котором трансмиссия обеспечит возможность движения автомобиля с заданной максимальной скоростью v_{\max} .

При принятом $i_{К.В}$ и для заданного значения v_{\max} передаточное число главной передачи определяется по формуле:

$$i_0 = \frac{\omega_{\omega} r_K}{i_{К.В} v_{\max}},$$

где ω_{ω} - угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной скорости, rad/c .

Принимаем $\omega_{\omega} = \omega_{\max} = 261 \text{ rad/c}$.

$i_{К.В}$ - передаточное число высшей ступени коробки передач.

Учитывая, что на прототипе проектируемого автомобиля используется делитель с высшим передаточным числом $i_{KB} = 0,81$, его и принимаем.

r_k - радиус качения колеса, 0,5 м.

v_{max} - максимальная скорость автомобиля (м/с).

Если v_{max} - в (км/ч), а $n_{e_{max}}$ - в об/мин., то формула:

$$i_0 = 0,377 \frac{n_{e_{max}} \cdot r_k}{i_{KB} \cdot v_{max}}$$

В соответствии с технической характеристикой КАМАЗ-5320 имеет $v_{max} = 80 \dots 100$ км/ч, поэтому определение требуемого передаточного числа проведем для значения максимальной скорости $v_{max1} = 80$ км/ч = 22,2 м/с,

$$i_0 = \frac{261 \cdot 0,5}{0,81 \cdot 22,2} = 7,25.$$

Расчетная величина передаточного числа главной передачи очень близка к действительной у прототипа.

1.5.2 Выбор числа ступеней и расчет передаточных чисел коробки передач

Выбираем передаточное число i_0 (7,25) и используем в расчетах для выбора передаточных чисел коробки передач. Передаточное число первой передачи, необходимое по условию преодоления максимального сопротивления дороги с заданным $\psi_{max} = 0,187$, определяется по формуле:

$$i_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot k_p};$$

$$i_{1\psi} = \frac{26805 \cdot 9,81 \cdot 0,187 \cdot 0,5}{637,4 \cdot 7,25 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 6,58.$$

ψ_{max} - выбирается для легковых автомобилей (0,35-0,50), для грузовых и автобусов (0,35-0,40), для автопоездов не менее (0,18).

Возможность реализации окружной силы на колесах автомобиля при передаточном числе i_1 проверяется по условию отсутствия буксования ведущих колес, передаточное число при этом определяется по формуле:

$$i_{1\phi} = \frac{G_\phi \cdot \varphi_{max} \cdot r_k \cdot k_{R2}}{M_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_T};$$

$$i_{1\phi} = \frac{10930 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,5 \cdot 1,1}{637,4 \cdot 7,25 \cdot 0,85} = 9,01.$$

Так как $6,58 < 9,01$, условие отсутствия пробуксовки колес выполняется.

φ_{max} - максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой, он задается в задании или берется из таблицы 3 (принимаем 0,6).

Таблица 3 – Коэффициенты сцепления различных шин с дорогой (φ)

Дорожное покрытие и его состояние	Коэффициент сцепления шин		
	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное:			
сухое	0,50...0,70	0,70...0,80	0,70...0,80
мокрое	0,35...0,45	0,45...0,55	0,50...0,60
Булыжное сухое	0,40...0,50	0,50...0,55	0,60...0,70
Щебеночное сухое	0,50...0,60	0,60...0,70	0,60...0,70
Грунтовая сухая дорога	0,40...0,50	0,50...0,60	0,50...0,60
Целина летом:			
песок сухой	0,20...0,30	0,22...0,40	0,20...0,30
суглинок сухой	0,40...0,50	0,45...0,55	0,40...0,50
Целина зимой:			
снег рыхлый	0,20...0,30	0,20...0,40	0,20...0,40
снег укатанный	0,15...0,20	0,20...0,25	0,30...0,50
Обледенелая дорога при температуре воздуха ниже 0°C	0,08...0,15	0,10...0,20	0,05...0,10

G_0 - сцепной вес автомобиля.

Для полноприводных автомобилей $G_0 = m_a \cdot g$, для заднеприводных $G_0 = m_2 \cdot g$, для переднеприводных $G_0 = m_1 \cdot g$;

m_1 - масса, приходящаяся на переднюю ось автомобиля;

m_2 - масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, тележку;

k_R - коэффициент перераспределения реакций, принимаемый для передней оси $k_{R_1} = 0,7...0,8$, для задней оси $k_{R_2} = 1,1...1,3$ или из таблицы 4.

Таблица 4 – Значения коэффициентов перераспределения реакций (k_R)

Условия движения	k_{R_1}	k_{R_2}
Разгон с максимальным ускорением	0,85...0,90	1,05...1,12
Преодоление предельных подъемов автомобилем:		
легковым	0,75...0,80	1,08...1,12
грузовым	0,85...0,90	1,05...1,10
повышенной проходимости	0,40...0,60	1,18...1,22
Торможение с максимальной интенсивностью	1,20...1,40	0,65...0,75
Торможение на спуске	1,40...1,60	0,45...0,55

Если i_i по условию преодоления максимального сопротивления дороги получится больше, чем рассчитанное по условию отсутствия пробуксовки колес, то следует принять значение i_i последнее.

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения минимально устойчивой скорости движения, принимаемой $v_{\min} = 1,0...1,4$ м/с. (3...6 км/ч).

$$i_{iv} = \frac{\omega_{\min} \cdot r_k}{i_0 \cdot v_{\min}}$$

Если v_{\min} – в км/ч, а n_{\min} – в об/мин, то формула: $i_{i_0} = \frac{0,377 \cdot n_{\min} \cdot r_k}{i_0 \cdot v_{\min}}$;

$$i_{i_0} = \frac{78,3 \cdot 0,5}{7,25 \cdot 1,2} = 6,48,$$

где ω_{\min} – минимальная устойчивая угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с, принимаемая в расчетах

$\omega_{\min} = 0,3 \cdot \omega_N$ для дизельных двигателей, в нашем случае (78,3 рад/с).

$\omega_{\min} = 0,2 \cdot \omega_N$ – для бензиновых двигателей.

Обычно минимально устойчивая угловая скорость находится в пределах (73...84 рад/с) 700-800 об/мин.

Если передаточное число по условию обеспечения движения с минимальной скоростью i_{i_0} больше чем передаточное число i_{i_0} , то оно и принимается в качестве расчетного для первой передачи, но $6,48 < 6,58$.

Принимаем передаточное число первой передачи коробки передач $i_1 = 6,58$, так как при нем выполняются все три условия.

На автомобиле-прототипе передаточное число на высшей ступени в коробке передач равно (0,81), с учетом этого определим диапазон передаточных чисел коробки, который равен:

$$d_x = \frac{i_1}{i_n} = \frac{6,58}{0,81} = 8,12.$$

Количество передач находится в прямой зависимости от диапазона передаточных чисел коробки. Соответствие числа передач коробки диапазону приводится в таблице 5.

Таблица 5 – Соответствие числа передач коробки диапазону передаточных чисел коробки

Количество передач в КП	Диапазон передаточных чисел
5	5,6...8,5
6	7,9...9,4
8	8...10
10	9,2...18,5
16	13...19,4
20	17...24,7

Исходя из данной таблицы, можно выбрать восьмиступенчатую, шестиступенчатую и пятиступенчатую коробку. Предпочтение отдадим пятиступенчатой.

В основу выбора передаточных чисел промежуточных передач коробки передач положено условие постоянства средней мощности в процессе разгона автомобиля на всех передачах в одном и том же интервале угловых скоростей коленчатого вала двигателя. Передаточное число k -й передачи для n -ступенчатой

коробки передач с высшей прямой передачей в этом случае определяется по геометрическому ряду по формуле:

$$i_k = \sqrt[n]{i_1^{n-k}}.$$

Тогда для 3-ступенчатой коробки передач:

$$i_3 = 1; i_2 = \sqrt{i_1};$$

для 4-ступенчатой коробки передач:

$$i_4 = 1; i_3 = \sqrt[3]{i_1}; i_2 = \sqrt[3]{i_1^2};$$

для 5-ступенчатой коробки передач при пятой повышающей передаче

$$i_5 = 0,7 \dots 0,85; i_4 = 1; i_3 = \sqrt[4]{i_1}; i_2 = \sqrt[4]{i_1^3}.$$

для 5-ступенчатой коробки передач при пятой прямой передаче

$$i_5 = 1; i_4 = \sqrt[4]{i_1}; i_3 = \sqrt[4]{i_1^2}; i_2 = \sqrt[4]{i_1^3}.$$

Для пятиступенчатой коробки передач ($n = 5$) при $i_1 = 6,58$; $i_5 = 0,81$ получим:

$$i_2 = \sqrt[3]{6,58^2} = 3,51;$$

$$i_3 = \sqrt[3]{6,58} = 1,87;$$

$$i_4 = 1$$

Полученные данные близки к действительным передаточным числам коробки передач прототипа КАМАЗ-5320. Это подтверждает принципиальную правильность результатов расчета.

Для обеспечения равных скоростных промежутков между передачами передаточные числа можно рассчитать по гиперболическому ряду по формуле:

$$i_k = \frac{i_1}{1 + (k-1) \cdot \frac{i_1 - 1}{n-1}}.$$

1.6 Расчет кинематической скорости автомобиля по передачам

Кинематическая скорость автомобиля в функции угловой скорости коленчатого вала двигателя определяется по формуле:

$$v_i = \frac{\omega_e \cdot r_K}{i_0 \cdot i_i}, \text{ м/с};$$

$$v_i = \frac{52 \cdot 0,5}{7,25 \cdot 6,58} = 0,54 \text{ м/с}; \quad v_i = \frac{104 \cdot 0,5}{7,25 \cdot 6,58} = 1,09 \text{ м/с}.$$

Для других значений скоростей коленчатого вала и других передач расчет производится аналогично. Значения скоростей записываются в соответствующие графы таблицы 2 и по ним строится график, изображенный на рисунке 2.

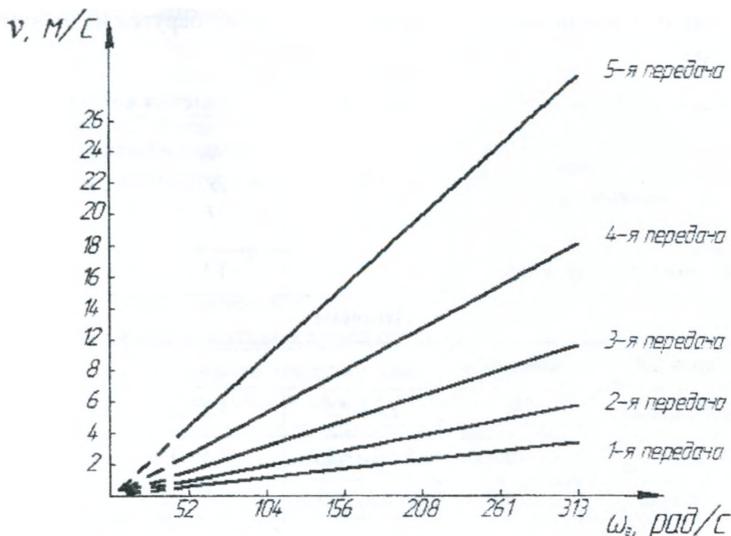


Рисунок 2– График кинематической скорости автомобиля

1.7 Расчет тяговой характеристики автомобиля

Сумма всех сил сопротивления движению автомобиля в любой момент времени равна окружной силе на ведущих колесах, определенной для случая установившегося движения, - это есть **уравнение тягового баланса автомобиля**.

Графическое изображение уравнения тягового баланса в координатах *полная окружная сила – скорость* называется **тяговой характеристикой автомобиля**. Количество кривых тяговой характеристики автомобиля равно числу его передач.

Касательная сила тяги на ведущих колесах автомобиля определяется выражением

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_0 \cdot i_j \cdot \eta}{r_k}, \text{ кН} .$$

Для движения автомобиля на первой передаче при скорости вращения коленчатого вала двигателя $\omega_v = 52 \text{ рад/с}$ определяем значение касательной силы тяги на ведущих колесах

$$P_k = \frac{0,47 \cdot 7,25 \cdot 6,58 \cdot 0,85}{0,5} = 38,11 \text{ кН} .$$

Для остальных значений угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и высших передач значения касательной силы тяги на ведущих колесах автомобиля рассчитываем аналогично и результаты сводим в таблицу 2.

Сила сопротивления воздуха при движении автомобиля определяется выражением

$$P_w = k_w \cdot F \cdot v^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кН} .$$

Значения коэффициента сопротивления воздуха k_w берутся из задания или из таблицы 6.

Таблица 6 – Данные для определения силы сопротивления воздуха

N п/п	Типы и классы автомобилей		Габаритная длина $L_r, м$	Площадь лобового сопротивления $F, м^2$	Коэффициент сопротивления воздуха $k_w, Н \cdot с^2 / м^4$
1	Гоночные и спортивные		-	1,1...1,4	0,11...0,13
2	Легковые				
	Класс в СНГ	Класс в ЕС			
	особо малый	A	$L_r < 3,5$	1,2...1,7	0,14...0,18
	малый	B	$3,5 \leq L_r < 3,9$	1,5...1,9	0,15...0,21
	средний	C и D	$3,9 \leq L_r < 4,6$	1,9...2,1	0,18...0,25
	большой	E	$4,6 \leq L_r < 4,9$	2,0...2,5	0,19...0,30
	высший	F	$L_r \geq 4,9$	2,1...2,6	0,20...0,35
3	Автобусы				
	Класс в СНГ	Класс в ЕС			
	особо малый	A	$L_r < 5,0$	3,5...4,3	0,21...0,25
	малый	B	$5,0 \leq L_r < 7,5$	4,3...6,2	0,23...0,28
	средний	C и D	$7,5 \leq L_r < 9,5$	5,2...6,5	0,27...0,33
	большой	E	$9,5 \leq L_r < 12$	5,9...9,1	0,31...0,40
	особо большой (сочлененный)	F	$L_r \geq 12$	6,2...9,1	0,40...0,50
4	Грузовые (грузоподъемностью):				
	0,5...2,0 т			3,0...5,0	0,32...0,37
	2,0...5,0 т.			3,5...5,5	0,36...0,42
	5,0...16,0 т.			5,0...8,5	0,40...0,55
5	Магистральные автопоезда			7,5...9,0	0,55...0,70

Тип автомобиля	$k_w, Н \cdot с^2 \cdot м^{-4}$	$F, м^2$
Гоночные	0,13...0,15	1,0...1,3
Легковые	0,15...0,35	1,6...2,8
Автобусы	0,25...0,40	4,5...6,5
Грузовые	0,50...0,70	3...5
Автопоезда	0,55...0,95	4...6

Для движения автомобиля со скоростью $v=0,54$ м/с. сила сопротивления воздуха равна

$$P_w = 0,65 \cdot 6,74 \cdot 0,54^2 \cdot 10^{-3} = 0,001 \text{ кН}.$$

Для остальных значений угловой скорости и высших передач значения силы рассчитываем аналогично и результаты сводим в таблицу 2.

Свободная сила тяги определяется выражением:

$$P_c = P_k - P_w, \text{ кН};$$

$$P_c = 38,11 - 0,001 = 38,109 \text{ кН}.$$

По полученным значениям P_k , P_w , P_c строится график зависимости $P_k, P_w, P_c(v)$, называемый **тяговой характеристикой автомобиля** (рисунок 3).

При построении графика масштаб скорости принимается общий для всех кривых. Значения скоростей для каждой передачи при расчетных значениях угловой скорости коленчатого вала двигателя берутся из таблицы 2. Силу сопротивления воздуха следует откладывать от кривой вниз.

1.8 Динамическая характеристика автомобиля

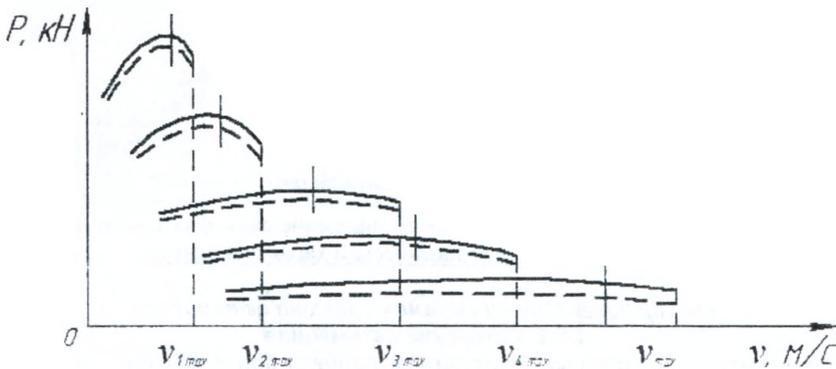


Рисунок 3 – Тяговая характеристика автомобиля

Отношение свободной силы тяги (P_c) к массе автомобиля (автопоезда) (m_a) называется **динамическим фактором** (Д).

$$D = \frac{P_c \cdot 10^3}{m_a \cdot g}.$$

Динамический фактор – величина безразмерная. Для соответствующего значения свободной силы тяги определяем значения динамического фактора автомобиля

$$D = \frac{38,109 \cdot 10^3}{26805 \cdot 9,81} = 0,144.$$

Рассчитанные значения динамического фактора для каждой передачи при расчетных значениях угловой скорости коленчатого вала двигателя заносятся в соответствующие графы таблицы 2, и по ним на рисунке 4 строится динамическая характеристика автомобиля. Следует иметь в виду, что полученное значение динамического фактора при максимальной скорости автомобиля v_{max} должно быть равно коэффициенту сопротивления качению при максимальной скорости ψ_v . ($D = \psi_v$).

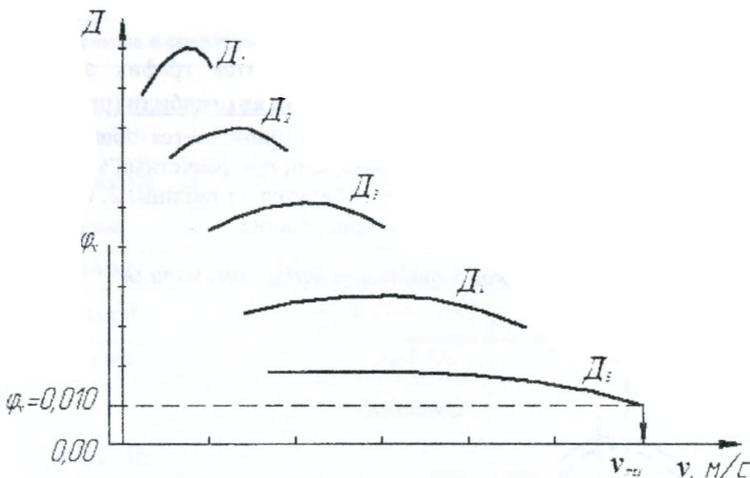


Рисунок 4 – Динамическая характеристика автомобиля

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения автомобиля называется динамической характеристикой.

1.9 Характеристика динамики разгона автомобиля

1.9.1 Ускорение автомобиля

Максимально возможные ускорения автомобиля при движении в заданных дорожных условиях вычисляют, используя динамическую характеристику, по формуле:

$$j_i = \frac{dv}{dt} = \frac{D - \psi_v}{\delta_i} \cdot g, \text{ м/с}^2,$$

где D - динамический фактор;

ψ_v - коэффициент дорожного сопротивления при предельных условиях движения (берется из задания);

δ_i - коэффициент учета вращающихся масс для i -й передачи

$$\delta_i = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot i_i^2;$$

i_i - передаточное число коробки передач на рассчитываемой передаче.

Для одиночных автомобилей при нормальной нагрузке можно считать $\sigma_1 = 0,03...0,05$; $\sigma_2 = 0,04...0,06$. Большие значения принимаются для более тяжелых автомобилей. Принимаем $\sigma_1 = 0,05$; $\sigma_2 = 0,06$. Следовательно, коэффициент учета вращающихся масс для первой передачи равен:

$$\delta_1 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 6,58^2 = 3,64;$$

для второй передачи

$$\delta_2 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 3,51^2 = 1,78;$$

для третьей передачи

$$\delta_3 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 1,87^2 = 1,25;$$

для четвертой передачи

$$\delta_4 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 1^2 = 1,11;$$

для пятой передачи

$$\delta_5 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 0,81^2 = 1,08.$$

Ускорение автомобиля на первой передаче при угловой скорости вращения коленчатого вала $\omega_e = 52 \text{ рад/с}$ равно:

$$j_1 = \frac{0,144 - 0,011}{3,64} \cdot 9,81 = 0,35 \text{ м/с}^2.$$

При v до 15 м/с $\psi_v = f_0$, при v более 15 м/с $\psi_v = f_v$.

Для остальных значений угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и высших передач значения ускорения автомобиля рассчитываются аналогично, результаты сводятся в таблицу 2. В таблицу вносятся также рассчитанные значения коэффициентов учета вращающихся масс δ_i , и по полученным данным на рисунке 5 строится график ускорений автомобиля. Используя график ускорений, можно определить оценочные критерии приемистости автомобиля.

1.9.2 Время и путь разгона автомобиля

Время и путь разгона автомобиля из-за отсутствия аналитической связи между ускорением j и скоростью v_e можно определить графоаналитическим способом, предложенным Н.А. Яковлевым, с использованием графика ускорений. Время разгона определяют в такой последовательности: от скорости v_{\min} до скорости v'_1 по кривой j_1 (участок ab), от скорости v'_1 до скорости v'_2 по кривой j_2 (участок bc), от скорости v'_2 до скорости v'_3 по кривой j_3 (участок de), от скорости v'_3 до скорости v'_4 по кривой j_4 (участок fg), от скорости v'_4 до скорости v_{\max} по кривой j_5 (участок hi). При скоростях v_1, v_2, v_3, v_4 целесообразно переключать передачи. Время переключения передач t_i для водителей высшей квалификации приводится в таблице 7.

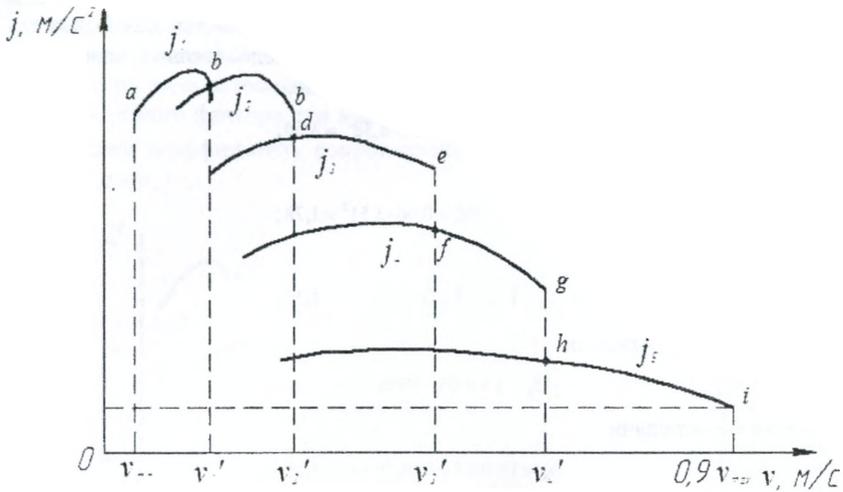


Рисунок 5 – График ускорений автомобиля

Таблица 7 – Время переключения передач t_p, c

Коробка передач	Двигатель	
	карбюраторный	дизельный
Ступенчатая с синхронизаторами	0,2...0,5	1,0...1,5
Полуавтоматическая	0,05...0,1	0,5...0,8

Считается, что в каждом интервале скоростей автомобиль разгоняется с постоянным ускорением j_{φ} . Его величину определяют по формуле:

$$j_{\varphi} = 0,5(j_1 + j_2), \text{ м/с}^2,$$

где j_1 и j_2 - ускорения соответственно в начале и в конце интервала скоростей, м/с^2 (находят по графику) (Рис. 5).

Для повышения точности расчета интервал скоростей берут равным 2–3 км/ч на первой передаче, 5–10 км/ч – на промежуточных и 10–15 км/ч – на высшей.

При изменении скоростей от v_{\min} до v_1 :

$$j_{\varphi} = \frac{v_1 - v_{\min}}{\Delta t_1} = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1}, \text{ м/с}^2.$$

Следовательно, время разгона в том же интервале скоростей:

$$t_1 = \frac{\Delta v_1}{j_{\varphi}}, \text{ с.}$$

Время разгона в интервале скоростей $v_1 - v_2$:

$$t_2 = \frac{\Delta v_2}{j_{cp}}, c \text{ и т.д.}$$

Общее время разгона от минимально устойчивой скорости v_{min} до конечной v_{max} определим как

$$\begin{aligned} T &= t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_n; \\ j_{cp} &= \frac{0,95 - 0,57}{t_1} = \frac{0,38}{t_1}; \\ j_{cp} &= 0,5(0,25 + 0,4) = 0,32 \text{ м/с}^2; \\ t_1 &= \frac{0,38}{0,32} = 1,18 \text{ с,} \end{aligned}$$

где t_1 - время разгона в первом интервале скоростей.

Далее – аналогично.

Средняя скорость в первом интервале

$$v'_{cp1} = 0,5(v_{min} + v_1).$$

Путь разгона в первом интервале скоростей от скорости v_{min} до v_1 , проходимый за время t_1 , рассчитывается по выражению:

$$S_1 = v'_{cp1} \cdot t_1.$$

Полный путь разгона автомобиля от скорости v_{min} до v_{max} определяется по выражению:

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_n.$$

Принимаем время переключения передач t_n исходя из таблицы 7, и находим уменьшение скорости при переходе с первой передачи на вторую:

$$\Delta v_{n1} = 34 f t_n = 34 \cdot 0,02 \cdot 1,5 = 1,02 \text{ км/ч} = 0,28 \text{ м/с}.$$

Коэффициент сопротивления качению f_v находим по ранее указанной формуле для v , при которой переключается передача.

Аналогично находим для других передач.

Определяем скорость в конце перехода с низшей передачи на высшую:

$$v_K = v_H - \Delta v_{n1},$$

где v_H - скорость, при которой начинается переключение передачи (берется из графика ускорений).

Определим среднюю скорость за время переключения передач:

$$v_{n1cp} = 0,5(v_H + v_K).$$

Таким образом, определяем для всех интервалов переключения передач v_{n2cp} ; v_{n3cp} ; v_{n4cp} (м/с).

Пути, пройденные автомобилем за время переключения передач:

$$S_{ni} = v_{ni cp} \cdot t_n.$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 8 и иллюстрируем графиками времени и пути разгона автомобиля (рисунок 6).

Таблица 8 – Результаты времени и пути разгона автомобиля

Номер интервала разгона			1	2	3	4	
Скорость в начале интервала	v_{i-1}	м/с	v_{\min}	v_1	v_2	v_3	
Скорость в конце интервала	v_i	м/с	v_1	v_2	v_3	v_{\max}	
Ускорение в начале интервала	j_{i-1}	м/с ²	j_{\min}	j_1	j_2	j_3	
Ускорение в конце интервала	j_i	м/с ²	j_1	j_2	j_3	j_4	
Среднее ускорение	$j_{\text{ср}}$	с	$j_{\text{ср}1}$	$j_{\text{ср}2}$	$j_{\text{ср}3}$	$j_{\text{ср}4}$	
Время разгона в интервале	t_i	с	t_1	t_2	t_3	t_4	
Полное время разгона	T	с	t_1	$t_1 + t_2$	$t_1 + t_2 + t_3$	$t_1 + t_2 + t_3 + t_4$	$T + t_f$
Средняя скорость в интервале	$v_{\text{ср}}$	м/с	$v_{\text{ср}1}$	$v_{\text{ср}2}$	$v_{\text{ср}3}$	$v_{\text{ср}4}$	
Путь разгона в интервале	S_i	м	S_1	S_2	S_3	S_4	
Полный путь разгона	S	м	S_1	$S_1 + S_2$	$S_1 + S_2 + S_3$	$S_1 + S_2 + S_3 + S_4$	$S + S_f$
Путь за время переключения передачи	S_f	м	S_{f1}	S_{f2}	S_{f3}	S_{f4}	S_f
Уменьшения скорости при переключении	$\Delta v_{i i}$	м/с	$\Delta v_{i 1}$	$\Delta v_{i 2}$	$\Delta v_{i 3}$	$\Delta v_{n 4}$	

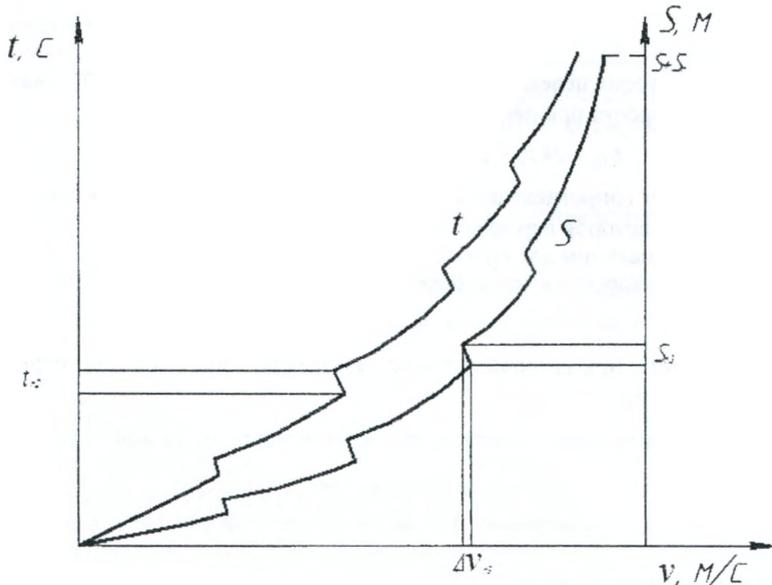


Рисунок 6 – График времени и пути разгона автомобиля

2. Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля

Топливо-экономическая характеристика представляет зависимость путевого расхода топлива от скорости движения автомобиля при различных коэффициентах дорожного сопротивления.

При установившемся движении путевого расход топлива определяется по выражению

$$G_s = 100 \cdot \frac{g_e \cdot N_3}{3,6 \cdot \rho \cdot v \cdot \eta}, \frac{\text{л}}{100\text{км}}, \quad (2.1)$$

где g_e – удельный расход топлива, г/(кВт.ч);

N_3 – мощность, затрачиваемая на движение автомобиля, кВт;

ρ – плотность топлива, принимаемая равной 730 кг/м³ для бензина и 860 кг/м³ для дизельного топлива;

v – скорость автомобиля, м/с;

η – КПД трансмиссии автомобиля.

Расчет топливно-экономической характеристики осуществляется с использованием данных расчета тягово-динамических характеристик автомобиля, выполненного ранее.

2.1 Расчет баланса и степени использования мощности

Расчет баланса мощности автомобиля выполняется на высшей передаче при двух значениях коэффициента дорожного сопротивления. Для этого при расчетных значениях угловой скорости коленчатого вала двигателя, принятых ранее, и соответствующих им значениях скорости автомобиля вычисляются:

2.1.1 Мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля:

$$N_k = N_e \eta, \text{ кВт}$$

Значения N_e берутся из таблицы 2.

2.1.2 Мощность, необходимая для преодоления сопротивления воздуха:

$$N_w = P_w v, \text{ кВт}$$

Соответствующие значения P_w , кН и v , м/с берутся из таблицы 2.

2.1.3 Мощность, необходимая для преодоления дорожного сопротивления:

$$N_\psi = m_a g \psi v 10^3, \text{ кВт},$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг;

$g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

ψ – коэффициент дорожного сопротивления;

v – скорость автомобиля, м/с.

Расчет N_ψ выполнить для двух значений коэффициента дорожного сопротивления: $\psi = \psi_v$ – заданного в задании и большего на 0,005, т. е. $\psi = \psi_v + 0,005$.

Результаты расчета сводятся в таблицу 8 и иллюстрируются графиком баланса мощности (рисунок 7). На график наносятся кривые N_e , N_k , N_w , N_ψ и N'_ψ .

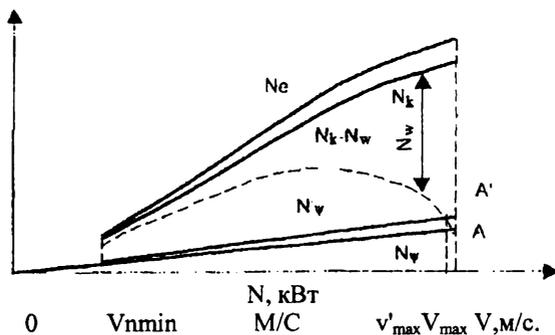


Рисунок 7 – График мощностного баланса автомобиля на высшей передаче

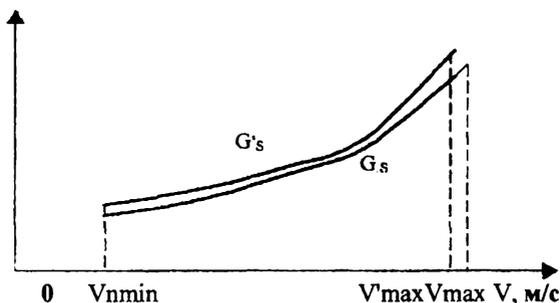


Рисунок 8 – Топливо-экономическая характеристика автомобиля

2.1.4 Степень использования мощности рассчитывается по выражению

$$И = N_3 / N_e \eta, \text{ где } N_3 = N_\psi + N_w, \text{ кВт.}$$

G_s . л/100 км

2.1.5 Степень использования угловой скорости коленчатого вала двигателя рассчитывается по выражению

$$E = \frac{v_i}{v_N} = \frac{\omega_{ei}}{\omega_{eN}},$$

где ω_{ei} и v_i – текущие значения угловой скорости коленчатого вала двигателя и скорости автомобиля;

ω_{eN} и v_N – значения угловой скорости коленчатого вала двигателя и скорости автомобиля при максимальной мощности двигателя.

Результаты расчета N_3 , $И$ и E заносятся в таблицу 9.

Таблица 9 – Результаты расчета баланса мощности и расхода топлива

Параметр		Разм.	Значения параметров					
ω_e		рад/с	$0,2 \omega_N$	$0,4 \omega_N$	$0,6 \omega_N$	$0,8 \omega_N$	ω_N	$1,2 \omega_N$
v		м/с						
N_e		кВт						
N_k		кВт						
N_w		кВт						
При $\psi = \psi_v$	N_w	кВт						
	N_3	кВт						
	I	-						
	k_H	-						
	E	-						
	k_E	-						
	g_e	г/(кВт·ч)						
G_5	л/100км							
При $\psi = \psi_v + 0,005$	N_w	кВт						
	N_3	кВт						
	I	-						
	k_H	-						
	E	-						
	k_E	-						
	g_e	г/(кВт·ч)						
G_5	л/100км							

2.2 Расчет расхода топлива

2.2.1 Удельный расход топлива определяется по выражению

$$g_e = g_{eN} \cdot k_H \cdot k_E, \quad \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}},$$

где g_{eN} – удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности, г/(кВт·ч),

принимаемый на 5...10% больше минимального удельного расхода g_{emin} , задаваемого в задании:

k_H – коэффициент, учитывающий изменение g_e в зависимости от степени использования мощности I , определяемый при приближенных расчетах по выражениям:

для дизельных двигателей и бензиновых с впрыском

$$k_H = 1,2 + 0,14I - 1,8I^2 + 1,46I^3;$$

для карбюраторных двигателей

$$k_H = 3,27 - 8,22I + 9,13I^2 - 3,18I^3.$$

k_E – коэффициент, учитывающий изменение g_e в зависимости от степени использования угловой скорости коленчатого вала двигателя E , определяемый для всех типов автомобилей по выражению.

$$k_E = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3$$

Результаты расчета κ_w , κ_E и g_e заносятся в таблицу 9.

2.2.2 Путь расход топлива рассчитывается по выражению (2.1). Результаты расчета заносятся в таблицу 9 и представляются на рисунке 8 в виде топливно-экономической характеристики автомобиля. Кривая $G_s(v)$ при значении коэффициента дорожного сопротивления

$\psi = \psi v + 0,005$ строится до значения скорости v_{max} , соответствующего балансу мощности при этом коэффициенте дорожного сопротивления и определяемого по перпендикуляру, опущенному на ось скоростей из точки A на графике баланса мощности (рисунок 7).

3. Расчет сцепления

3.1 Определение наружного и внутреннего диаметров ведомого диска.

Эти параметры рассчитываются в том случае, если производится проекторочный расчет и эти параметры неизвестны. Для случая расчета по заданию размеры ведомого диска берутся из справочной таблицы

$$D = 2,53 \sqrt{\frac{\beta M_{k,max}}{\pi \rho_0 \mu i}}$$

Пример:

$$D = 2,53 \sqrt{\frac{1,75 \cdot 105,9}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,3 \cdot 2}} = 18,3 \text{ см} = 183 \text{ мм},$$

$$d = 0,6D$$

$$d = 0,6 \cdot 183 = 109,8 \text{ мм}.$$

где $M_{k,max}$ – максимальный момент двигателя, Н м;

β – коэффициент запаса сцепления в зависимости от типа сцепления автомобиля (для легковых авт. $\beta = 1,2 \div 1,75$, грузовых $\beta = 1,5 \div 2,2$, для авт. повышенной проходимости $\beta = 1,8 \div 3,0$);

μ – расчетный коэффициент трения, зависящий от параметров фрикционных материалов, состояния и относительной скорости скольжения поверхностей трения, давления и температуры ($\mu = 0,22 \div 0,3$);

ρ_0 – давление на фрикционные накладки $\rho_0 = 0,15 \div 0,25$ (МПа) (меньшие значения $\rho_0 \leq 0,2$ имеют сцепление грузовых автомобилей);

i – число пар поверхностей трения (однодисковое $i = 2$, многодисковое $i = 2n$, двухдисковое $i = 4$, n – число ведомых дисков).

Полученные размеры D и d уточняются по ГОСТу.

3.2 Определение момента, передаваемого сцеплением

Работа сцепления должна проходить без пробуксовки между дисками, поэтому момент M_c , передаваемый сцеплением, должен быть больше максимального момента двигателя $M_{k,max}$.

$$M_c = M_{k,max} \cdot \beta = P_{np} \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot i,$$

где M_c – момент, передаваемый сцеплением;

$M_{k,max}$ – максимальный крутящийся момент двигателя;

P_{np} – усилие нажимных пружин сцепления;

R_{cp} – средний радиус ведомого диска.

Таблица 10

$M_{k,max}$ Нм	β , не менее
100 - 260	1,75
280 - 600	2,2
700 - 1600	2,5

Коэффициент трения рекомендуется принимать

$$\mu = 0,22 \div 0,3$$

Средний радиус ведомого диска

$$R_{cp} = \frac{R+r}{2},$$

где R – наружный радиус ведомого диска;

r – внутренний радиус ведомого диска.

Значения D и d для некоторых сцеплений

Таблица 11

Автомобиль	$D(mm.)$	$d(mm.)$	Примечания
Ваз 2107	200	142	однодисковое
Газ 3102	225	150	-----
Газ 3307	300	164	-----
Зил	342	186	-----
МАЗ	400	220	-----
КамАЗ	350	200	2-дисковое

Толщина стального ведомого диска $1,5 \div 3,0mm$.

Толщина фрикционной накладки $3,5 \div 5,0mm$.

Число пружин для сцепления с периферийными пружинами должно быть кратным числу выключающих рычагов. Усилие одной пружины должно находиться в пределах 600-800 Н.

Таблица 12

$D(mm.)$	Число пружин	Число рычагов выключения
180-250	6	3
250-280	9	3
280-380	12+16	4
более 360	до 30	4

Пружины могут располагаться по одной окружности, по двум окружностям «МАЗ» или вдвоем «ГАЗ».

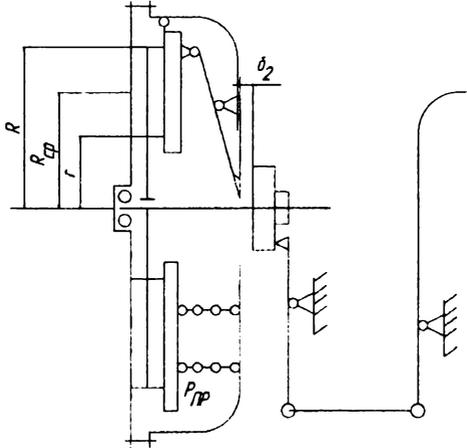


Рисунок 9

Пример:

$$M_c = M_{k, \max} \cdot \beta = P_{\text{пр}} \cdot \mu \cdot R_{\text{фр}} \cdot i = 4261 \cdot 0,3 \cdot 0,0725 \cdot 2 = 185,3 \text{ Н}.$$

где $R_{\text{фр}} = \frac{R+r}{2} = \frac{90+55}{2} = 72,5 \text{ мм} (0,0725 \text{ м}).$

Потребное усилие пружин (сила сжатия дисков)

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_{k, \max} \cdot \beta}{\mu \cdot R_{\text{фр}} \cdot i} = \frac{105,9 \cdot 1,75}{0,3 \cdot 0,0725 \cdot 2} = 4261 \text{ Н}.$$

Таким образом, сила сжатия фрикционного диска равна

$$P_{\text{пр}} = 4261 \text{ Н}.$$

3.3 Определение удельного давления на фрикционные диски

$$P_0 = \frac{P_{\text{пр}}}{F} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 4261}{3,14(180^2 - 110^2)} = 0,26 \text{ МПа}.$$

где F – площадь накладки.

В выполненных конструкциях $P_0 = 0,15 \div 0,26 \text{ МПа}.$

3.4 Определяем работу буксования сцепления

Включение сцепления сопровождается его буксованием. Буксование происходит с момента начала включения и до момента полного включения.

Автомобиль трогается с места тогда, когда крутящий момент двигателя $M_{k, \max}$ становится равным моменту сопротивления движению M_{ψ} , приведенному к первичному валу КПП.

$$M_{k, \max} = M_{\psi}.$$

Работа буксования представляет собой часть работы двигателя, которая расходуется на буксование сцепления, т. е работа, превращаемая в теплоту.

$$L_6 = \frac{M_{k \max} \cdot I_a \cdot \omega_c^2 \cdot \sigma_\delta}{M_{k \max} - M_\psi}$$

$$I_a = \frac{G_a \cdot r_k^2}{g \cdot i_{k,n}^2 \cdot i_0^2} - \text{момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления.}$$

$$M_\psi = \frac{G_a \psi \cdot r_k \cdot \eta_{тр}}{i_{тр}}$$

где G_a – полный вес автомобиля;

r_k – радиус колеса;

$i_{k,n}$ – передаточное число коробки передач
для легковых, автобус – на первой передаче,
для грузовых – на второй передаче.

i_0 – передаточное число главной передачи;

$i_{тр}$ – перед. число трансмиссии;

ψ – коэффициент сопротивления дороги $\psi = (0,015 - 0,02)$;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

σ_δ – коэффициент, характеризующий тип двигателя.

$$\sigma_\delta = 1,23; \quad \omega_c = 0,3\omega_N - \text{бенз. дв.} \quad -0,5\omega;$$

$$\sigma_\delta = 0,72; \quad \omega_c = 0,5\omega_N - \text{диз. дв.} \quad -0,75\omega;$$

ω_N – угловая скорость колен. вала при макс. мощности

$$I_a = \frac{m_a \cdot r_k^2}{i_{к,н}^2 \cdot i_0^2} = \frac{1750 \cdot 0,31^2}{3,49^2 \cdot 4,22^2} = 0,776 \text{ кгм}$$

m_a – полная масса автомобиля (кг)

$$M_\psi = \frac{17500 \cdot 0,31 \cdot 0,02 \cdot 0,92}{14,72} = 6,78 \text{ кгм.}$$

Работа буксования определяется для легковых на 1-й передаче, для грузовых на 2-й.

$$L_6 = \frac{105,9 \cdot 0,77 \cdot 1,23 \cdot 150^2}{105,9 - 6,78} = 22794 \text{ Дж.}$$

3.5 Удельная работа буксования

$$L_{уд} = \frac{L_g}{F_{нак}} = \frac{22794}{318,7} = 71,5 \text{ Дж/см}^2,$$

где $F_{нак}$ – суммарная площадь фрикционных накладок:

$$F_{нак} = \frac{\pi(D^2 - d^2) \cdot i}{4}.$$

Удельная работа буксования при трогании автомобиля с места не должна превышать 70 Дж/см^2 для легковых, 120 Дж/см^2 – для грузовых автомобилей.

3.6 Нагрев нажимного диска за одно включение

$$t^0 = \frac{\gamma L_k}{cm_{н.д}},$$

где $\gamma = 0,5$ для однодискового сцепления;

$\gamma = 0,25$ для двухдискового;

$m_{н.д}$ – масса нажимного диска (у нас 4кг);

c – удельная массовая теплоемкость чугуна (стали), равна $481,5 \text{дж/кг}^\circ\text{C}$.

Допускаемый нагрев нажимного диска (t) = $10 \div 15^\circ\text{C}$:

$$t^0 = \frac{0,5 \cdot 22794}{481,5 \cdot 4} = 5,9(6^\circ)\text{C}.$$

Расчет деталей сцепления на прочность

Цилиндрическая нажимная пружина

3.7 Усилие нажимной пружины

$$P_{пр} = \frac{f_1 G d^4}{8 n_p D_{ср}^3} \text{ или } P_{пр} = \frac{P_{пр}}{Z},$$

где f – деформация пружин;

Z – число пружин;

$G = 8 \cdot 10^4 \text{МПа}$ – модуль упругости;

d – диаметр проволоки пружины;

n_p – число рабочих витков;

$D_{ср}$ – средний диаметр витка пружины.

Полное число витков $n_n = n_p + (1,2 \dots 2)$.

$D_{пр} = (\text{из задания}) - 24,8 \text{ мм}$.

$$P_{пр} = \sqrt[3]{\frac{D_{пр} \cdot P_{пр.вык}}{\pi \cdot [t]}},$$

где $P_{пр.вык} = (1,1 \div 1,2) P_{пр}$ усилие пружины в выключенном состоянии.

$$P_{пр.вык} = 1,2 \cdot 434 = 520,8 \text{ Н}$$

$[t]$ – допустимое напряжение ($700 + 900 \text{ МПа}$)

$$d_{пр} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 24,8 \cdot 520,8}{3,14 \cdot 800}} = \sqrt[3]{41,13} = 3,4 \text{ мм}.$$

Число рабочих витков пружины.

$$n_p = \frac{G d_{пр}^4 f}{D_{пр}^3 \cdot P_{пр.вык}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,4^4 \cdot 2}{24,8^3 \cdot 434} = 3,2 \text{ витка}$$

$$f = (\delta \cdot i + \delta_1) = 0,9 \cdot 2 + 0,2 = 2 \text{ мм}.$$

Полное число витков пружины.

$$n_n = n_p + 1,2 \div 2 \text{ витка}$$

$$n_n = 3,2 + 1,8 = 5 \text{ витков.}$$

Деформация пружины при включенном сцеплении.

$$f_1 = \frac{8P_{np} \cdot D_{np}^3 \cdot n_p}{G \cdot d_{np}^4} = \frac{8 \cdot 434 \cdot 24,8^3 \cdot 3,2}{8 \cdot 10^4 \cdot 3,4^4} = 15,8 \text{ мм.}$$

3.8 Жесткость пружины

$$C = \frac{P_{np}}{f_1} = \frac{G \cdot d_{np}^4}{8D_{np}^3 \cdot n_p} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,4^4}{8 \cdot 24,8^3 \cdot 3,2} = 27,3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

У легковых автомобилей $C = 30 \div 40 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$

У грузовых автомобилей $C = 20 \div 40 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$

3.9 Напряжение в пружине

$$\tau_{sp} = \frac{8D_{np} \cdot P_{np}}{\pi \cdot d_{np}^3} = \frac{8 \cdot 24,8 \cdot 434}{3,14 \cdot 3,4^3} = 697 \text{ МПа.}$$

Допустимое напряжение в пружине $700 \div 900 \text{ МПа}$

Цилиндрическая пружина имеет линейную характеристику

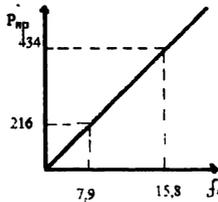


Рисунок 10 – Упругая характеристика пружины

Двойные цилиндрические нажимные пружины

При расчете двойных цилиндрических пружин исходят из следующих условий:

Общее усилие всех пружин должно быть равно сумме усилий пружин наружного P_1 и внутреннего P_2 рядов:

$$P = P_1 + P_2.$$

При одинаковой деформации пружины наружного и внутреннего рядов напряжения в них должны быть одинаковыми, т. е.

$$f_1 = f_2; \tau_1 = \tau_2.$$

В следствие указанных условий соотношения между параметрами пружин наружного и внутреннего рядов должны быть равны.

$$\frac{D_{np1}^2 \cdot n_{p1}}{d_1} = \frac{D_{np2}^2 \cdot n_{p2}}{d_2}.$$

С учетом этого равенства задавались конструктивно значения D_{np1} и D_{np2} и, выбирая значения n_{p1}, n_{p2}, d_1, d_2 , определяют необходимые параметры двойных цилиндрических пружин.

$$P_{np}^i = \frac{5208,4}{18} = 289H.$$

$$P_{np}^i = P_{np1}^i + P_{np2}^i;$$

$$P_{np1}^i = 189H. \quad P_{np2}^i = 100H;$$

$$P_{np.сумм1}^i = (1,1 + 1,2)P_{np}^i = 1,2 \cdot 189 = 226,8H;$$

$$P_{np.сумм2}^i = 1,2 \cdot 100 = 120H$$

и т. д.

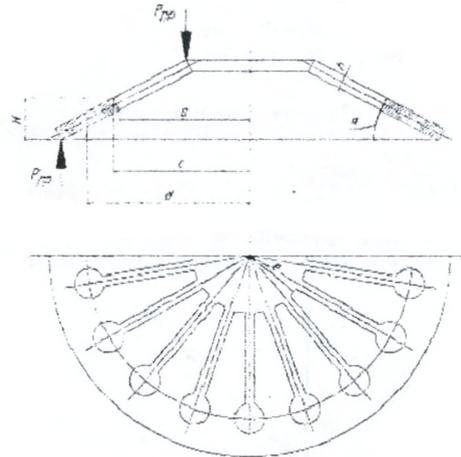


Рисунок 11 – Диафрагменная нажимная пружина

Нажимное усилие пружины.

$$P_{np} = \frac{\pi E^i h}{6(b-c)^2} f \cdot \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - 0,5f \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right],$$

где $E^i = E / (1 - \mu^2)$;

E – модуль упругости первого рода ($2 \cdot 10^5$ МПа);

$\mu = 0,26$ коэффициент Пуансона;

h – толщина пружины 2 + 2,5 мм для легковых автомобилей,

3 + 3,5 мм – для грузовых автомобилей,

f – прогиб пружины.

Усилие, необходимое для выключения сцепления:

$$P_{сумм} = P_{np} \frac{b-c}{c-e}.$$

Прогиб пружины:

$$f = (c-e)\Delta\alpha + \frac{P_{сумм}}{c_s},$$

$\Delta\alpha$ – угловое перемещение,
 c_n – жесткость лепестков пружины,
 H_n – полная высота пружины (mm),
 H – высота сплошной части пружины,
 α – угол подъема пружины, град.:

$$\alpha = \frac{H_n}{b-c}.$$

Наибольшее напряжения возникают в пружине в момент выключения сцепления со сторон ее малого торца (в основании лепестков), когда пружина выпрямляется (становится плоской).

Здесь действуют суммарные напряжения:

$$\delta_{\text{сум}} = \delta_p + \delta_{\text{изг.}},$$

где $\delta_p = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{(\alpha-a)\alpha^2 - n_n \cdot \alpha}{2a}$ напряжение растяжения,

$$\delta_{\text{изг.}} = \frac{P_{\text{изг.}}(a-l)}{n_n \cdot \omega_{\text{изг.}}} \text{ – напряжение изгиба лепестков,}$$

$\alpha = 10 \div 12^\circ$ – угол подъема пружины в свободном состоянии,

n_n – число лепестков пружины,

$\omega_{\text{изг.}}$ – момент сопротивления изгибу в опасном сечении.

Напряжение в диафрагменных пружинах составляет около 1000 МПа.

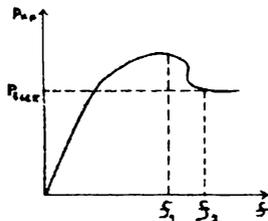


Рисунок 12 – Упругая характеристика диафрагменной пружины

точка а – включенное состояние, точка б – выключенное состояние,

$P_{\text{вык.}}$ – усилие пружины в выключенном состоянии (меньше усилие на педаль).

Параметры пружин.

$H/h = 1,5 \div 2,0$; $b/c = 1,2 - 1,5$; $b/e = 2,5$; $b/h = 75 - 100$

$b = h80$, число лепестков $n = 8 \div 20$.

При известных геометрических параметрах, последовательно задавая деформацию f (с интервалом 2mm), рассчитывают соответствующие значения P_{np} .

По результатам расчетов строится упругая характеристика пружины и по заданным параметрам двигателя и сцепления определяется потребная деформация пружины во включенном f_1 и выключенном f_2 состоянии.

Пример: Пружина с параметрами

$b = 100\text{mm}$; $a = 75,5\text{mm}$; $c = 72\text{mm}$; $e = 25\text{mm}$; $H_{np} = 9\text{mm}$;

$H = 4,5\text{mm}$; $h = 2,2\text{ mm}$; $n = 18$.

Данная пружина установлена в сцеплении, имеющем следующие параметры:
 $D = 200\text{mm}$; $d = 142\text{mm}$; $\delta = 1\text{mm}$; $\delta_1 = 1\text{mm}$; $\beta = 1,4$.

$$M_{i, \max} = 89,3\text{H.м.}$$

Для обеспечения потребного усилия пружины во включенном состоянии сцепления в соответствии с графиком упругой характеристики необходимо предварительная деформация пружина $f = 5,6\text{mm}$.

Деформация пружины при выключенном сцеплении $f_2 = 8,6\text{mm}$.

4. Описание устройства конструкции коробки передач

На автомобиле КамАЗ-5320 установлена механическая десятиступенчатая коробка передач, которая объединяет трехвальную, трехходовую, пятиступенчатую основную коробку передач и передний двухвальный редуктор-делитель. Такая коробка устанавливается на всех модификациях автомобилей КамАЗ, предназначенных для постоянной работы в составе автопоезда. На модификациях, предназначенных для работы без прицепа, может быть установлена только пятиступенчатая коробка передач.

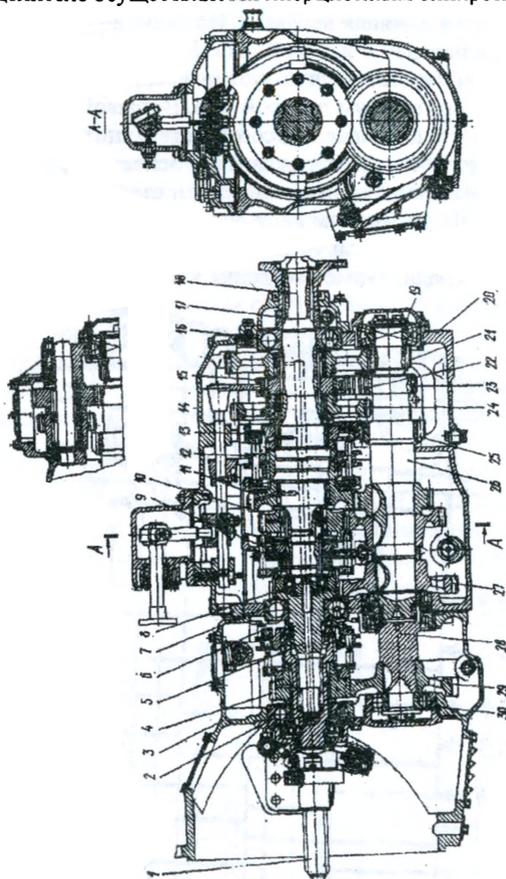
Общее устройство коробки передач с делителем показано на рисунке 13.

В редукторной части коробки применены косозубые шестерни постоянного зацепления, кроме первой передачи и передачи заднего хода. Основная коробка снабжена двумя синхронизаторами инерционного типа для включения пятой, четвертой, третьей и второй передач. Первая передача и задний ход включаются зубчатой муфтой. Переключение в делителе передач осуществляется синхронизатором инерционного типа.

Картер (20) основной коробки передач крепится к картеру (3), являющемуся общим для сцепления и редуктора-делителя передач. В картере (20) на подшипниках установлены первичный (5), вторичный (18) и промежуточный (26) валы. Первичный и вторичный валы фиксируются от смещения в осевом направлении при помощи шариковых подшипников (7) и (16), а промежуточный вал при помощи двойного сферического роликоподшипника (19). Блок шестерен заднего хода (22) установлен на оси на двух роликоподшипниках. Шестерня 8 первичного вала выполнена заодно с валом. На промежуточном валу шестерни заднего хода (23), первой (21) и второй (25) передач выполнены заодно с валом, а остальные укреплены на валу при помощи шпонок и распорного кольца. Большая шестерня (27) привода промежуточного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней первичного вала, образуя первую ступень понижения передач основной коробки. Все шестерни вторичного вала установлены на специальных роликоподшипниках. Между шестерней первичного вала и шестерней (10) четвертой передачи вторичного вала установлен инерционный синхронизатор 9 включения пятой и четвертой передач, а между шестернями (11) третьей и (13) второй передач вторичного вала установлен инерционный синхронизатор (12) включения этих передач. Включение первой передачи и заднего хода осуществляется зубчатой муфтой (15).

Редукторная часть делителя передач состоит из первичного (1) и промежуточного (28) валов, установленных на них шестерен (4) и (29) и инерционного синхронизатора (6), размещенных в картере (3) делителя, выполненном заодно с картером сцепления. Валы (1) и (28) фиксируются от смещения в осевом направлении шарикоподшипниками (2) и (30), установленными в перегородке картера. Шес-

терня (4) первичного вала установлена на роликоподшипниках, а шестерня (29) промежуточного вала жестко соединена с валом при помощи шпонки. Переключение передач в делителе осуществляется инерционным синхронизатором.



- 1 — первичный вал делителя передач; 2, 7, 16, 30 — шарикоподшипники; 3 — картер делителя передач; 4 — шестерня первичного вала делителя; 5 — первичный вал коробки передач; 6 — синхронизатор делителя передач; 8 — шестерня первичного вала коробки передач; 9 — синхронизатор четвертой — пятой передач; 10 — шестерня четвертой передачи вторичного вала; 11 — шестерня третьей передачи вторичного вала; 12 — синхронизатор второй — третьей передач; 13 — шестерня второй передачи вторичного вала; 14 — крышка картера коробки передач; 15 — муфта включения первой передачи и заднего хода; 17 — привод к спидометру; 18 — вторичный вал; 19 — двойной сферический подшипник; 20 — картер коробки передач; 21 — шестерня первой передачи промежуточного вала; 22 — блок шестерен заднего хода; 23 — шестерня заднего хода промежуточного вала; 24 — шестерня заднего хода вторичного вала; 25 — шестерня второй передачи промежуточного вала; 26 — промежуточный вал; 27 — шестерня привода промежуточного вала; 28 — промежуточный вал делителя передач; 29 — шестерня промежуточного вала делителя передач

Рисунок 13 — Устройство коробки передач автомобиля КамАЗ-5320

На рисунке 14 приведены схемы передачи крутящего момента через делитель передач и основную коробку на различных передачах. При прямой передаче в делителе от его первичного вала (1) на первичный вал (5) основной коробки осуществляется понижающая передача. На рисунке 14 этому положению соответствуют номера передач с литерой «Н». При передаче крутящего момента через промежуточный вал делителя получают ускоряющие передачи. На рисунке 14 эти положения обозначены литерой «В». В правой части графиков приведены значения передаточных чисел на соответствующих передачах.

Смазка деталей коробки осуществляется в основном разбрызгиванием. Однако смазка роликовых подшипников шестерен вторичного вала циркуляционная, под давлением. На первичном валу делителя установлено маслonaгнетающее кольцо для принудительной подачи смазки в осевой канал, по которому смазка подается через радиальные сверления к подшипникам шестерен.

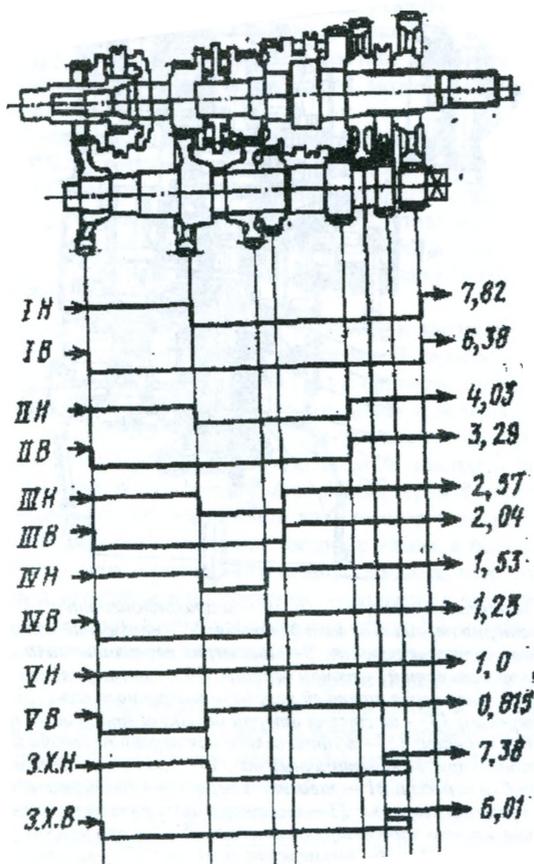


Рисунок 14 – Схема передачи крутящего момента в десятиступенчатой коробке автомобиля КамАЗ-5320 на различных передачах

В полости картера коробки обеспечивается поддержание нормального давления при помощи сапуна или отводящей трубки, которая устанавливается на коробках герметизированного исполнения. Выходной конец отводящей трубки располагается выше максимальной глубины брода, преодолеваемого автомобилем.

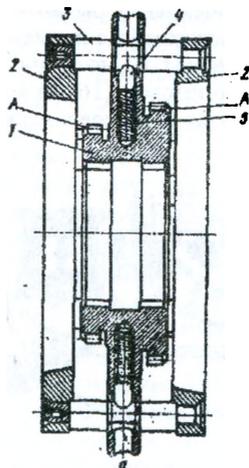
В картере коробки имеются два люка для установки коробок отбора мощности.

Привод к спидометру смонтирован в крышке подшипника выходного конца вторичного вала. В зависимости от передаточного числа применяемой на автомобиле главной передачи и размеров шин для обеспечения правильности показания спидометра предусмотрены сменные цилиндрические шестерни.

Механизм переключения передач в коробке состоит из синхронизаторов, зубчатой муфты включения, вилок переключения с ползунами, замков, фиксаторов и устройства для предохранения от случайного включения заднего хода.

Синхронизатор инерционного типа обеспечивает легкое и безударное включение передач путем выравнивания скоростей зубьев соединяемых шестерен до их введения в зацепление. В коробке и делителе применены одинаковые по принципу действия синхронизаторы, отличающиеся только размерами и некоторыми деталями устройства.

Муфта синхронизатора (рис. 15.), имеющая два зубчатых венца А, установлена на шлицах вторичного вала. Два конусных кольца 2 жестко связаны между собой пальцами 3. В средней части пальцев имеются проточки с коническими боковыми поверхностями, а в отверстиях фланца муфты (1) — конические фаски, являющиеся блокирующими поверхностями муфты.



*А — зубчатый венец; 1 — муфта; 2 — конусное кольцо;
3 — палец; 4 — сухарь; 5 — пружина.*

Рисунок 15 — Муфта синхронизатора

Конусные кольца жестко с муфтой не связаны и могут перемещаться относительно нее в осевом направлении. В среднем положении кольца удерживают-

ся фиксирующими сухарями (4), которые прижимаются к полукруглым проточкам в пальцах (3) пружинами (5).

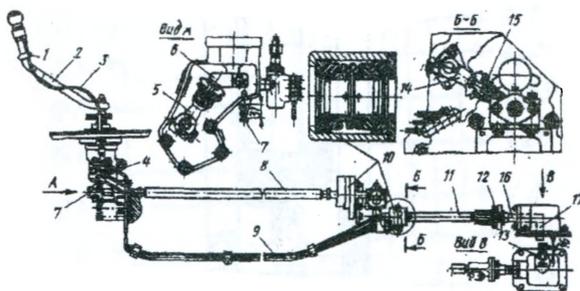
При передвижении муфты (1) для включения передачи конусные кольца (2) передвигаются вместе с муфтой до соприкосновения поверхности одного из колец с конической поверхностью шестерни включаемой передачи. Возникающая при этом силой трения кольца поворачиваются относительно муфты до упора коническими поверхностями проточек пальцев (3) в блокирующие поверхности конических фасок фланца муфты. Дальнейшее продольное продвижение муфты (1) становится невозможным до момента выравнивания частот вращения муфты (вторичного вала) и шестерни включаемой передачи, которое обеспечивается трением между коническими поверхностями кольца и шестерни включаемой передачи.

Когда частоты вращения будут выравнены, от усилия, прикладываемого к муфте через вилку выключения, пальцы (3) занимают среднее положение в отверстиях фланца муфты, и блокирующие поверхности не будут препятствовать ее перемещению. Сухари (4) фиксаторов, выходя из полукруглых выточек, сжимают пружины, муфта освобождается и, передвигаясь дальше, соединяется своим зубчатым венцом с зубчатым венцом шестерни включаемой передачи.

Устройство и работа дистанционного привода переключения передач

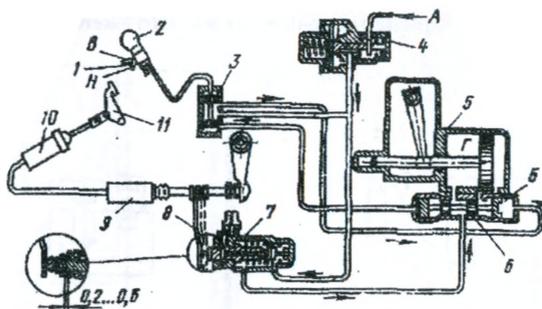
Привод состоит из механического дистанционного привода переключения передач в основной коробке и пневматического привода переключения передач в делителе (рисунок 16).

В механическом дистанционном приводе управления основной коробкой передач тяга управления (8) соединена с рычагом переключения передач (2) передним рычагом 5, а задним рычагом 14 с промежуточной тягой (11). Тяги (8) и (11) опираются на шаровые опоры (10), но задний конец тяги (11) регулировочным фланцем (12) соединен со штоком (16) на конце которого внутри крышки картера коробки укреплен рычаг (17), соединенный с вилками переключения передач.



- 1 — включатель делителя; 2 — рычаг переключения передач; 3 — трос крана управления делителем; 4 — кран управления делителем; 5 — передний рычаг тяги управления; 6 — головка рычага переключения передач; 7, 13 — установочные винты; 8 — тяга управления; 9 — воздухопровод; 10 — шаровая опора; 11 — промежуточная тяга; 12 — регулировочный фланец; 14 — задний рычаг тяги управления; 15 — ограничительный шарик; 16 — шток рычага переключения; 17 — рычаг переключения передач

Рисунок 16 — Привод управления коробкой передач автомобиля КамАЗ-5320



1 — включатель делителя; В — высшая передача; Н — низшая передача; 2 — рычаг переключения передач; 3 — кран управления; 4 — редукционный клапан; 5 — силовой цилиндр; 6 — воздухораспределительное устройство; 7 — клапан включения делителя передач; 8 — упор; 9 — гидропневматический цилиндр; 10 — главный цилиндр; 11 — педаль сцепления
Рисунок 17 — Схема управления переключением передач делителя

В нейтральном положении рычага (2) переключения передач нижний конец рычага (17) входит в паз головки ползуна включения второй и третьей передач. При наклоне рычага (2) его перемещение через детали привода передается так, что нижний конец рычага (17) может входить в пазы головок ползунчиков включения первой передачи и заднего хода или четвертой и пятой передач. Таким образом осуществляется выбор ползуна для включения нужной передачи. Продольное перемещение верхнего конца рычага (2) вызывает перемещение вперед или назад штока (16), который рычагом (17) передвигает соответствующий ползун, включая передачу. Для обеспечения правильного перемещения рычагов (5) и (17) в приводе предусмотрены установочные винты (7) и (13).

Схема пневматического привода переключения передач в делителе приведена на рисунке 17. Включатель (1) делителя расположен у верхней головки рычага (2) переключения передач. Верхнее положение включателя (1) соответствует включению высшей, а нижнее — низшей передачи в делителе.

В кране управления (3) находится золотник, соединенный тросом в оболочке с включателем (1). При включении низшей передачи (на рисунке 17 — положение Н) этот золотник находится в верхнем положении. Сжатый воздух от редукционного клапана (4) через кран управления (3) поступает к золотниковому устройству воздухораспределителя (6) в его полость Б. В результате золотник воздухораспределителя смещается влево и полость Г под поршнем силового цилиндра (5) соединяется с клапаном (7) включения делителя передач. Для включения передачи в делителе необходимо нажать на педаль (11) сцепления. При этом упор на толкателе привода сцепления нажмет на шток клапана (7) включения делителя, клапан откроется, и сжатый воздух от редукционного клапана (4) через клапан (7) поступит в полость Г под поршнем силового цилиндра (5). Поршень и соединенный с ним нижний конец рычага включения передачи в делителе переместятся вправо по схеме и включится низшая передача в делителе.

Для включения высшей передачи надо установить включатель (1) делителя в верхнее положение и нажать на педаль сцепления.

0007001 КС.11.11.01

Изменение скорости карьерного экскаватора
 $\mu=0,27 \text{ м/с}$, $\mu=0,28 \text{ м/с}$, $\mu=0,29 \text{ м/с}$

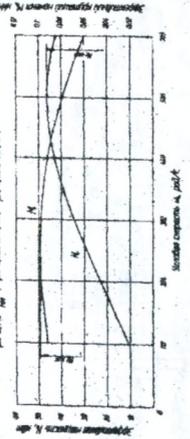


График минимальной скорости экскаватора
 $\mu=0,46 \text{ м/с}$, $\mu=0,50 \text{ м/с}$

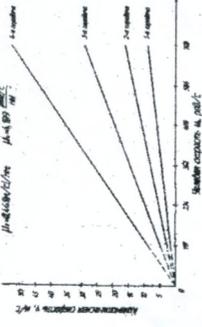
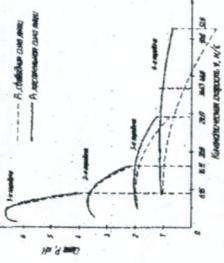


График максимальной скорости экскаватора
 $\mu=0,81 \text{ м/с}$, $\mu=0,87 \text{ м/с}$



Изменение максимальной скорости экскаватора
 $\mu=0,81 \text{ м/с}$, $\mu=0,87 \text{ м/с}$

Изменение максимальной скорости экскаватора
 $\mu=0,81 \text{ м/с}$, $\mu=0,87 \text{ м/с}$
 - изменение максимальной скорости экскаватора
 - изменение максимальной скорости экскаватора
 - изменение максимальной скорости экскаватора



График максимальной скорости экскаватора
 $\mu=0,81 \text{ м/с}$, $\mu=0,87 \text{ м/с}$

Изменение максимальной скорости экскаватора
 $\mu=0,81 \text{ м/с}$, $\mu=0,87 \text{ м/с}$
 - изменение максимальной скорости экскаватора
 - изменение максимальной скорости экскаватора
 - изменение максимальной скорости экскаватора

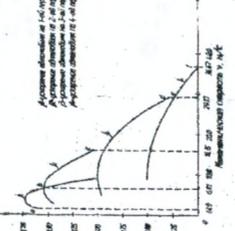
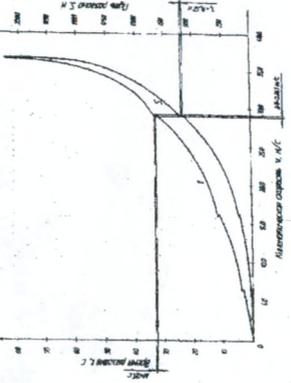
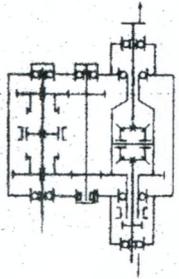


График скорости в пути экскаватора
 $\mu=0,5 \text{ м/с}$, $\mu=0,55 \text{ м/с}$



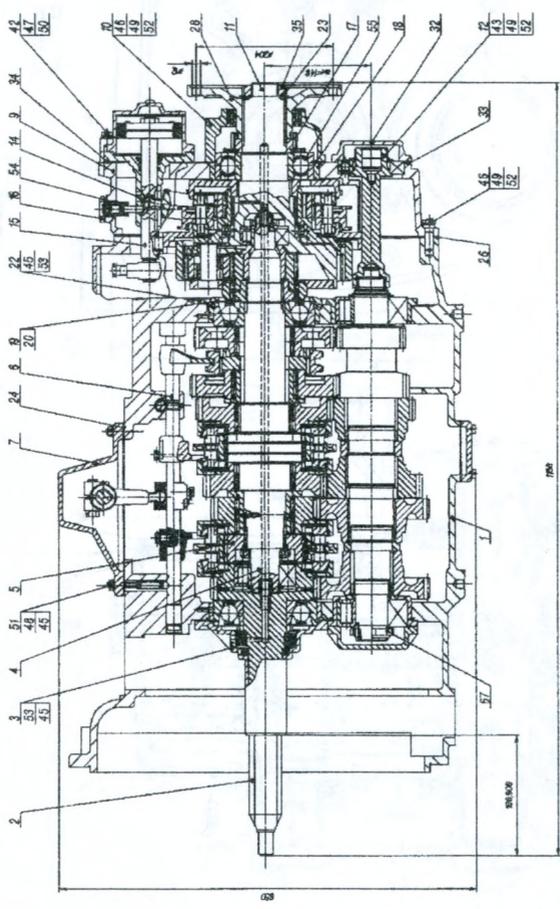
Кинематическая схема РК



0007001 КС.11.11.01	
№ документа	0007001 КС.11.11.01
Дата	11.11.01
Исполнитель	И.И.И.
Проверенный	И.И.И.
Утвержденный	И.И.И.
Содержит	1 лист
Лист	1

СОВЕРШЕНСТВО

A-A



1. Детали и сборные элементы, входящие в состав изделия, поставляются на сборку в соответствии с требованиями чертежей, спецификаций, стандартов и технических условий. Материалы должны соответствовать требованиям.

2. Перед установкой изделия следует проверить наличие и состояние всех деталей и сборных элементов. При обнаружении дефектов или повреждений изделия следует немедленно сообщить об этом в завод-изготовитель. Запрещается устанавливать изделие, если обнаружены дефекты или повреждения, влияющие на его работоспособность и безопасность.

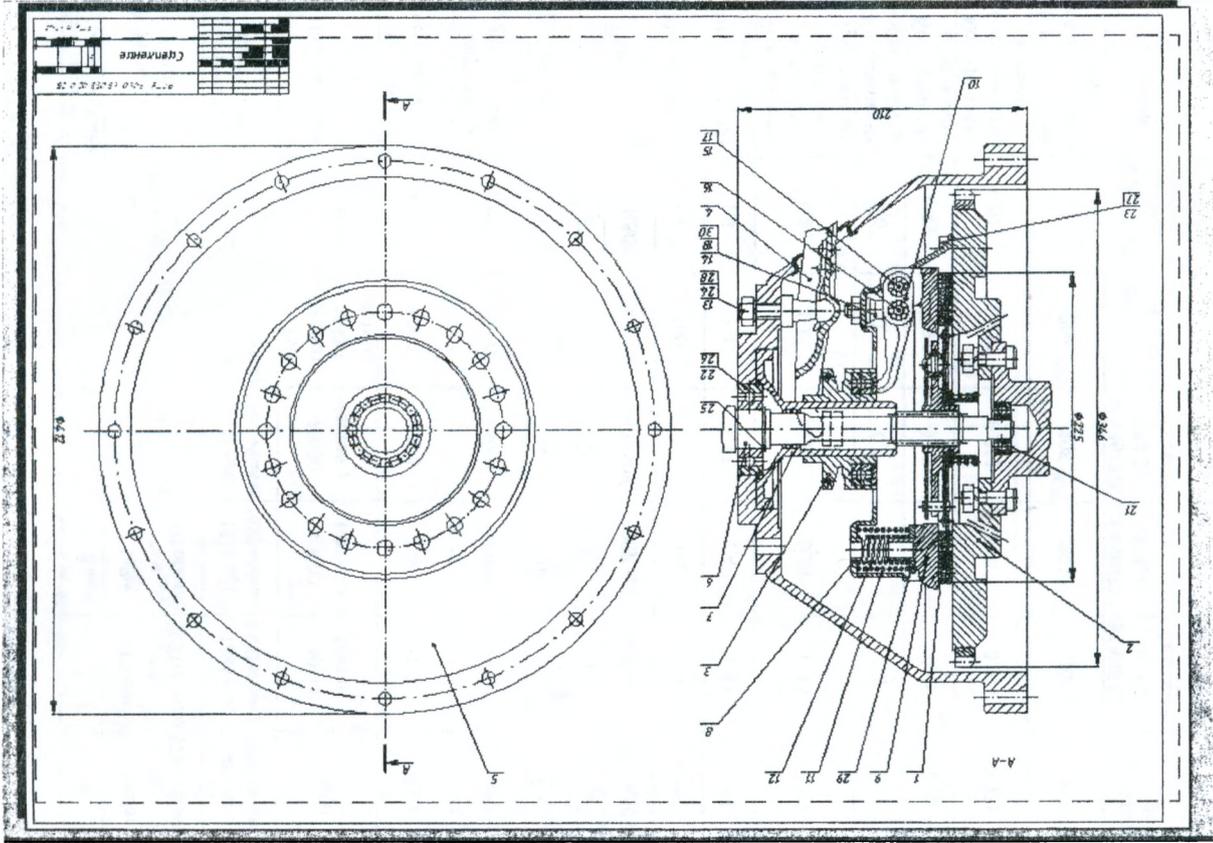
3. При эксплуатации изделия следует соблюдать следующие правила: 1. Изделие должно устанавливаться на ровную и жесткую поверхность. 2. При эксплуатации изделия запрещается превышать допустимые нагрузки. 3. При эксплуатации изделия запрещается использовать его в качестве опоры для других предметов. 4. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для перемещения грузов. 5. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения жидкостей и газов. 6. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения твердых тел. 7. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения легковоспламеняющихся жидкостей. 8. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения взрывчатых веществ. 9. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения радиоактивных веществ. 10. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения биологических веществ.

ИТАТС34-4.100.0105	
Коробка	№ 2
ИЗМ.	№ 1
ИЗМ.	№ 2
ИЗМ.	№ 3
ИЗМ.	№ 4
ИЗМ.	№ 5
ИЗМ.	№ 6
ИЗМ.	№ 7
ИЗМ.	№ 8
ИЗМ.	№ 9
ИЗМ.	№ 10
ИЗМ.	№ 11
ИЗМ.	№ 12
ИЗМ.	№ 13
ИЗМ.	№ 14
ИЗМ.	№ 15
ИЗМ.	№ 16
ИЗМ.	№ 17
ИЗМ.	№ 18
ИЗМ.	№ 19
ИЗМ.	№ 20
ИЗМ.	№ 21
ИЗМ.	№ 22
ИЗМ.	№ 23
ИЗМ.	№ 24
ИЗМ.	№ 25
ИЗМ.	№ 26
ИЗМ.	№ 27
ИЗМ.	№ 28
ИЗМ.	№ 29
ИЗМ.	№ 30
ИЗМ.	№ 31
ИЗМ.	№ 32
ИЗМ.	№ 33
ИЗМ.	№ 34
ИЗМ.	№ 35
ИЗМ.	№ 36
ИЗМ.	№ 37
ИЗМ.	№ 38
ИЗМ.	№ 39
ИЗМ.	№ 40
ИЗМ.	№ 41
ИЗМ.	№ 42
ИЗМ.	№ 43
ИЗМ.	№ 44
ИЗМ.	№ 45
ИЗМ.	№ 46
ИЗМ.	№ 47
ИЗМ.	№ 48
ИЗМ.	№ 49
ИЗМ.	№ 50
ИЗМ.	№ 51
ИЗМ.	№ 52
ИЗМ.	№ 53
ИЗМ.	№ 54
ИЗМ.	№ 55
ИЗМ.	№ 56
ИЗМ.	№ 57

3. При эксплуатации изделия следует соблюдать следующие правила: 1. Изделие должно устанавливаться на ровную и жесткую поверхность. 2. При эксплуатации изделия запрещается превышать допустимые нагрузки. 3. При эксплуатации изделия запрещается использовать его в качестве опоры для других предметов. 4. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для перемещения грузов. 5. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения жидкостей и газов. 6. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения твердых тел. 7. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения легковоспламеняющихся жидкостей. 8. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения взрывчатых веществ. 9. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения радиоактивных веществ. 10. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения биологических веществ.

4. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для перемещения грузов. 5. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения жидкостей и газов. 6. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения твердых тел. 7. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения легковоспламеняющихся жидкостей. 8. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения взрывчатых веществ. 9. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения радиоактивных веществ. 10. При эксплуатации изделия запрещается использовать его для хранения биологических веществ.

ИЗМ.	№ 1
ИЗМ.	№ 2
ИЗМ.	№ 3
ИЗМ.	№ 4
ИЗМ.	№ 5
ИЗМ.	№ 6
ИЗМ.	№ 7
ИЗМ.	№ 8
ИЗМ.	№ 9
ИЗМ.	№ 10
ИЗМ.	№ 11
ИЗМ.	№ 12
ИЗМ.	№ 13
ИЗМ.	№ 14
ИЗМ.	№ 15
ИЗМ.	№ 16
ИЗМ.	№ 17
ИЗМ.	№ 18
ИЗМ.	№ 19
ИЗМ.	№ 20
ИЗМ.	№ 21
ИЗМ.	№ 22
ИЗМ.	№ 23
ИЗМ.	№ 24
ИЗМ.	№ 25
ИЗМ.	№ 26
ИЗМ.	№ 27
ИЗМ.	№ 28
ИЗМ.	№ 29
ИЗМ.	№ 30
ИЗМ.	№ 31
ИЗМ.	№ 32
ИЗМ.	№ 33
ИЗМ.	№ 34
ИЗМ.	№ 35
ИЗМ.	№ 36
ИЗМ.	№ 37
ИЗМ.	№ 38
ИЗМ.	№ 39
ИЗМ.	№ 40
ИЗМ.	№ 41
ИЗМ.	№ 42
ИЗМ.	№ 43
ИЗМ.	№ 44
ИЗМ.	№ 45
ИЗМ.	№ 46
ИЗМ.	№ 47
ИЗМ.	№ 48
ИЗМ.	№ 49
ИЗМ.	№ 50
ИЗМ.	№ 51
ИЗМ.	№ 52
ИЗМ.	№ 53
ИЗМ.	№ 54
ИЗМ.	№ 55
ИЗМ.	№ 56
ИЗМ.	№ 57



6. Варианты заданий на курсовую работу по К и РА

№	Техн. данные Номер варианта	1	2	3	4	5	6
1	Мощность (кВт).	132кВт при 2100 об/мин. (v-6).	220кВт при 2100 об/мин. (v-8).	243кВт при 2100 об/мин. (v-8).	265кВт при 2100 об/мин.	312кВт при 2100 об/мин.	110кВт при 3200 об/мин.
2	Момент крутящий (Н*м).	667 при 1350 об/мин.	1180 при 1300 об/мин.	1225 при 1300 об/мин.	1510 при 1350 об/мин.	1686 при 1400 об/мин.	402 при 1900 об/мин.
3	Полная масса (кг).	28000 (автоп). 16000 (автом).	36380 (автоп). 16380 (автом).	40000 (автоп.).	40000 (автоп.)	40000 (автоп).	10400
4	Нагрузка на переднюю ось (кг).	6000	6000	6000	6380	6380	2510
5	Нагрузка на заднюю ось (кг).	10000	10000	18000	18000	18120	7890
6	База (м).	3,95	4,9	3,6	3,6	3,6	3,8
7	Колея (м).	2,032	2,032	2,032	1,984	1,984	1,8
8	Высота (м).	2,9	4,0	4,0	4,0	4,0	2,4
9	Размер шин H/B=0,95.	300R508	300R508	300R508	300R508	300R508	260R508
10	Макс. скорость (км./ч)	85	100	95	100	100	90
11	Высота центра масс (м).	1,4	1,4	1,47	1,47	1,43	1,45
12	Коэффициент полезного действия трансмиссии	0,8	0,85	0,82	0,84	0,83	0,86
13	Коэффициент обтекаемости	0,6	0,7	0,5	0,6	0,5	0,55
14	Коэффициент коррекции	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
15	Коэффициент сопротивления качению	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011
16	Мин. удельный расход топлива г/кВт*ч.	216	204	208	202	209	299
17	Прототип	МАЗ 53371 (4*2,2)	МАЗ 53362 (4*2,2)	МАЗ64229 (6*4,2) Сед. тягач	МАЗ64221 (6*4,2) Сед. тягач	МАЗ64224 (6*4,2) Сед. тягач	ЗИЛ431410 (4*2,2)
18	Разработка, модернизация. Чертежи деталей	Коробка передач.	Ведущий мост.	Коробка передач.	Ведущий мост.	Коробка передач.	Ведущий мост.

№	Техн. данные	7	8	9	10	11	12
1	Мощность (кВт).	88,5кВт при 3200 об/мин.	54,0кВт при 5800 об/мин.	58,8кВт при 5600 об/мин.	115кВт при 3300 об/мин.	136кВт при 2800 об/мин.	60кВт при 5600 об/мин.
2	Момент крутящий (Н*м).	284,5 при 2400 об/мин.	105,8 при 3500 об/мин.	106 при 3500 об/мин.	410 при 2000 об/мин.	510 при 1500 об/мин.	105 при 3500 об/мин.
3	Полная масса (кг).	7850	1615	1445	10185	11725	1630
4	Нагрузка на переднюю ось (кг).	1875	615	660	3060	3725	770
5	Нагрузка на заднюю ось (кг).	5975	1000	785	7125	8000	860
6	База (м).	3,77	2,4	2,424	3,975	4,5	2,7
7	Колея (м).	1,63	1,27	1,321	1,820	1,93	1,44
8	Высота (м).	2,35	1,825	1,388	2,510	3,4	1,453
9	Размер шин H/B=0,95.	240R508	175/80R13	165/R13	320-508	260R508	165/80R14
10	Макс. скорость (км./ч)	90	125	154	85	95	143
11	Высота центра масс (м).	1,365	0,565	0,5	1,49	1,4	
12	Коэффициент полезного действия трансмиссии	0,85	0,87	0,86	0,83	0,88	0,83
13	Коэффициент обтекаемости	0,65	0,3	0,32	0,67	0,7	0,3
14	Коэффициент коррекции	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
15	Коэффициент сопротивления качению	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011
16	Мин. удельный расход топлива г/кВт*ч.	300	306	300	299	217	300
17	Прототип	ГАЗ 3307 (4*2,2)	ИЖ 2715 (4*2).	ВАЗ2106 (4*2).	ЗИЛ131 (6*6).	Зил43310 (4*2,2).	АЗЛК2335 (2*4).
18	Разработка, модернизация. Чертежи деталей	Коробка передач	Ведущий мост.	Коробка передач.	Раздаточ- ная коробка.	Ведущий мост	Коробка передач.

№	Техн. данные	13	14	15	16	17	18
1	Мощность (кВт).	176кВт при 2100 об/мин.	110кВт при 3200 об/мин.	100кВт при 2200 об/мин.	186кВт при 2100 об/мин.	60кВт при 5600 об/мин.	161,8 при 4200 об/мин.
2	Момент крутящий (Н*м).	883 при 1350 об/мин.	402 при 1900 об/мин.	460 при 1400 об/мин.	880 при 1300 об/мин.	114 при 3400 об/мин.	451,1 при 2750 об/мин.
3	Полная масса (кг).	24000	18560	10100	34000	1550	3175
4	Нагрузка на переднюю ось (кг).	6000	2560	3650	6000	750	1550
5	Нагрузка на заднюю ось (кг).	18000	8000	6450	10000	800	1625
6	База (м).	4,9	3,3	4,2	3,75	2,20	3,45
7	Колея (м).	1,97	1,8	2,2	2,06	1,43	1,58
8	Высота (м).	3,8	3,95	3,55	3,4	1,64	1,525
9	Размер шин H/B=0,95.	300R508	260R508	235/75R 17,5	12.00R 20	175/80 R16	210-380
10	Макс. скорость (км./ч)	75	70	100	70	132	175
11	Высота центра масс (м).	1,28	1,45	1,15	1,74		
12	Коэффициент полезного действия трансмиссии	0,88	0,86	0,83	0,85	0,86	0,84
13	Коэффициент обтекаемости	0,75	0,65	0,74	0,77	0,24	Из таблицы.
14	Коэффициент коррекции	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
15	Коэффициент сопротивления качению	0,011	0,011	0,011	Из таблицы	Из таблицы	Из таблицы.
16	Мин. удельный расход топлива г/кВт*ч.	216	299		202	299	600
17	Прототип	КРА3250 6*4,2	ЗИЛ ММЗ 4413 4*2,2	МАЗ 437040 4*2	МАЗ 5434 4*4,2	ВАЗ-2121 4*4	ГАЗ-14 «Чайка»
18	Разработка, модернизация. Чертежи деталей.	Коробка передач.	Ведущий мост.	Коробка передач.	Ведущий мост	Раздаточ- ная коробка.	Ведущий мост.

№	Техн. данные	19	20	21	22	23	24
1	Мощность (кВт).	220,6 при 4400 об/мин.	154 при 2600 об/мин.	132 при 2100 об/мин.	136 при 2800 об/мин.	50 при 5600 об/мин.	66 при 4500
2	Момент крутящий (Н*м).	559 при 2800 об/мин.	637 при 1700 об/мин.	667 при 1350 об/мин.	510 при 1500 об/мин.	100 при 5600 об/мин.	172 при 2600
3	Полная масса (кг).	3255	17835	16080	11725	1370	1790
4	Нагрузка на переднюю ось (кг).	1540	4460	5980	3725	700	900
5	Нагрузка на заднюю ось (кг).	1715	13375	10100	8000	670	890
6	База (м).	3,3	5,310	3,300	4,5	2,46	2,8
7	Колея (м).	1,603	1,835	2,032	1,93	1,4	1,5
8	Высота (м).	1,52	4,5	2,925	4,5	1,402	1,42
9	Размер шин H/B=0,95.	245/70- HR 16	260R508	320R508	260R508	165/70R13	195/65R15
10	Макс. скорость (км./ч)	200	85	83	95	154	147
11	Высота центра масс (м).		0,935	1,35	1,4	0,5	0,55
12	Коэффициент полезного действия трансмиссии						
13	Коэффициент обтекаемости	Из таблицы.	Из таблицы.	Из таблицы.	Из таблицы.	Из таблицы	Из таблицы
14	Коэффициент коррекции	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
15	Коэффициент сопротивления качению	Из таблицы	Из таблица.	Из таблицы.	Из таблицы.	Из таблицы	Из таблицы
16	Мян. удельный расход топлива г/кВт*ч.	292,4	217,6	216	217		
17	Прототип	Зил-117	Зил-133ГЯ 6*4,2	МАЗ-5551 4*2	ЗИЛ-4331 4*2,2	ВАЗ-2109 2*4	ГАЗ-3110 4*2
18	Разработка, модернизация. Чертежи деталей.	Ведущий мост.	Коробка передач.	Ведущий мост.	Коробка передач.	Коробка передач.	Коробка передач.

№	Техн. данные	25	26	27	28	29	30
1	Мощность (кВт).	154 при 2600 об/мин.	162 при 2600 об/мин	52,5 при 4860 об/мин	130кВт при 2100 об/мин. (v-6).	230кВт при 2100 об/мин	136 кВт при 2800 об/мин
2	Момент крутящий (Н*м).	637при 1700 об/мин.	667при 1800 об/мин	115,7при 3000 об/мин	667 при 1350 об/мин.	1180при 1300 об/мин	510 при 1500 об/мин
3	Полная масса (кг).	15305	16000	1395	28000 (автоп). 16000 (автом).	36380 (автоп). 16380 (автом).	11720
4	Нагрузка на переднюю ось (кг).	4375	6000	708	6000	6000	3720
5	Нагрузка на заднюю ось (кг).	10930	10000	687	10000	10000	8000
6	База (м).	3,190	3,5	2,46	3,95	4,9	4,5
7	Колея (м).	2,026	2,012	1,4	2,032	2,032	1,93
8	Высота (м).	4,650	2,685	1,62	2,9	4,0	3,4
9	Размер шин H/B=0,95.	260/508	260/508	175/13	300R508	300R508	260/508
10	Макс. скорость (км./ч)	80	100	155	85	100	95
11	Высота центра масс (м).	1,25	1,3	0,56	1,4	1,4	1,4
12	Коэффициент полезного действия трансмиссии	0,86	0,82	0,88	0,8	0,85	0,86
13	Коэффициент обтекаемости	Из табл.	Из табл.	Из табл.	0,6	0,7	0,7
14	Коэффициент коррекции	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
15	Коэффициент сопротивления качению	Из табл.	Из табл.	Из табл.	0,011	0,011	0,11
16	Мин. удельный расход топлива г/кВт*ч.	217,6		279	216	204	217
17	Прототип	КАМАЗ 5320 6*4	КАМАЗ 5415 4*2	ВАЗ 2115 4*2	МАЗ 53371 (4*2,2)	МАЗ 53362 (4*2,2)	ЗИЛ 43310 (4*2,2)
18	Разработка, модернизация. Чертеж.	Коробка передач	Ведущий мост.	Коробка передач.	Коробка передач.	Ведущий мост.	Сцепление

Список литературы

1. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.
2. Артамонов, М.Д. Теория автомобиля и автомобильного двигателя: учебник для техникумов / М.Д. Артамонов, В.А. Илларионов, М.М. Морин. – М. «Машиностроение», 1968. – 283 с.
3. Борисов, Л.Л. Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля: методические указания / Белорусско-Российский университет. – Минск, 2002. – 15 с.
4. Вахламов, В.К. Автомобили, конструкции и элементы расчёта. Учебник для высших учебных заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.

Учебное издание

Составитель:
Казаков Борис Леонидович

Методические указания

к выполнению курсовой работы
по дисциплине

«Конструкция и расчет автомобилей»

для студентов специальностей

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,

1-37 01 07 «Автосервис»

Ответственный за выпуск: Казаков Б.Л.

Редактор: Боровикова Е.А.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А.П.

Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано в печать 11.12.2017 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага «Performer».
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 3,02. Уч. изд. л. 3,25. Заказ № 1221. Тираж 50 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.