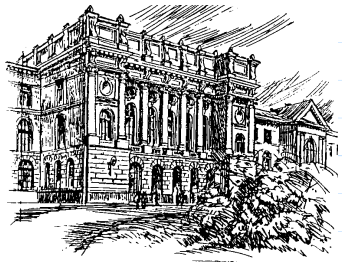


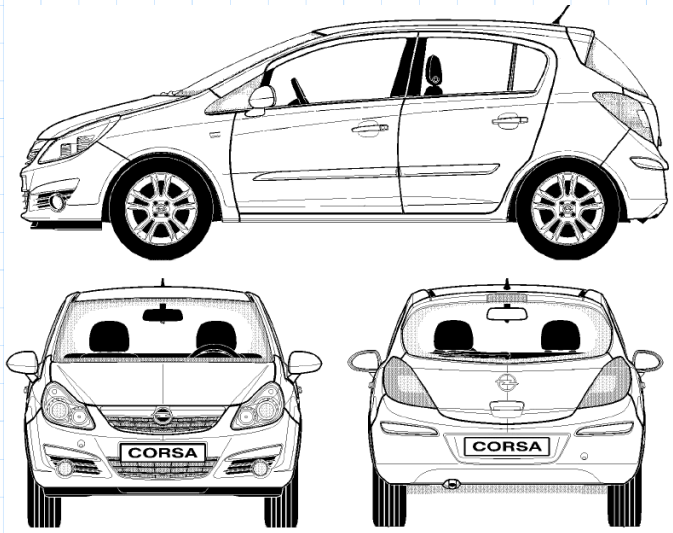
Министерство образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

Кафедра: "Инжиниринг силовых установок и транспортных средств"

Курсовая работа №1

"Тяговый расчет автомобиля с гидромеханической трансмиссией"
(Opel Corsa X14XE)



Группа: 33225/5

Студент: Пуказов Я. Г.

Преподаватель: Добрецов Р.Ю.

Санкт-Петербург
2018

1.1 Исходные данные

Ведущие колеса: *передние*

Полная масса, кг: $m_a := 1425\,кг$

База, мм: $L := 2.445\,м$
Ширина, мм: $B := 1.610\,м$
Высота, мм: $H := 1.420\,м$

Максимальная скорость автомобиля: $V_{max} := 45.3\ \frac{м}{с}$

Время разгона до 100км/ч, с: $T_{разгона} := 14\,с$

Максимальная мощность двигателя, кВт: $N_{emax} := 6.6 \cdot 10^4\,Вт$

Передаточные числа $iКП_1 := 3.73$ $iКП_2 := 2.14$ $iКП_3 := 1.41$ $iКП_4 := 1.12$ $iКП_5 := 0.89$ $iКП_6 := -3.31$

Передаточное число главной передачи: $i_{ГП} := 3.74$

(Таблица 1) Эффективная характеристика двигателя

Opel
X14XE
1,389 л.

ω $\left(\frac{rad}{s}\right)$	M $(N \cdot m)$	N (kW)
360	123	44
400	124	49
440	124	54
480	123	59
520	120	62
560	115	64
600	109	65
630	102	66

$g := 9.8\ \frac{м}{с}$

$f := 0.02$

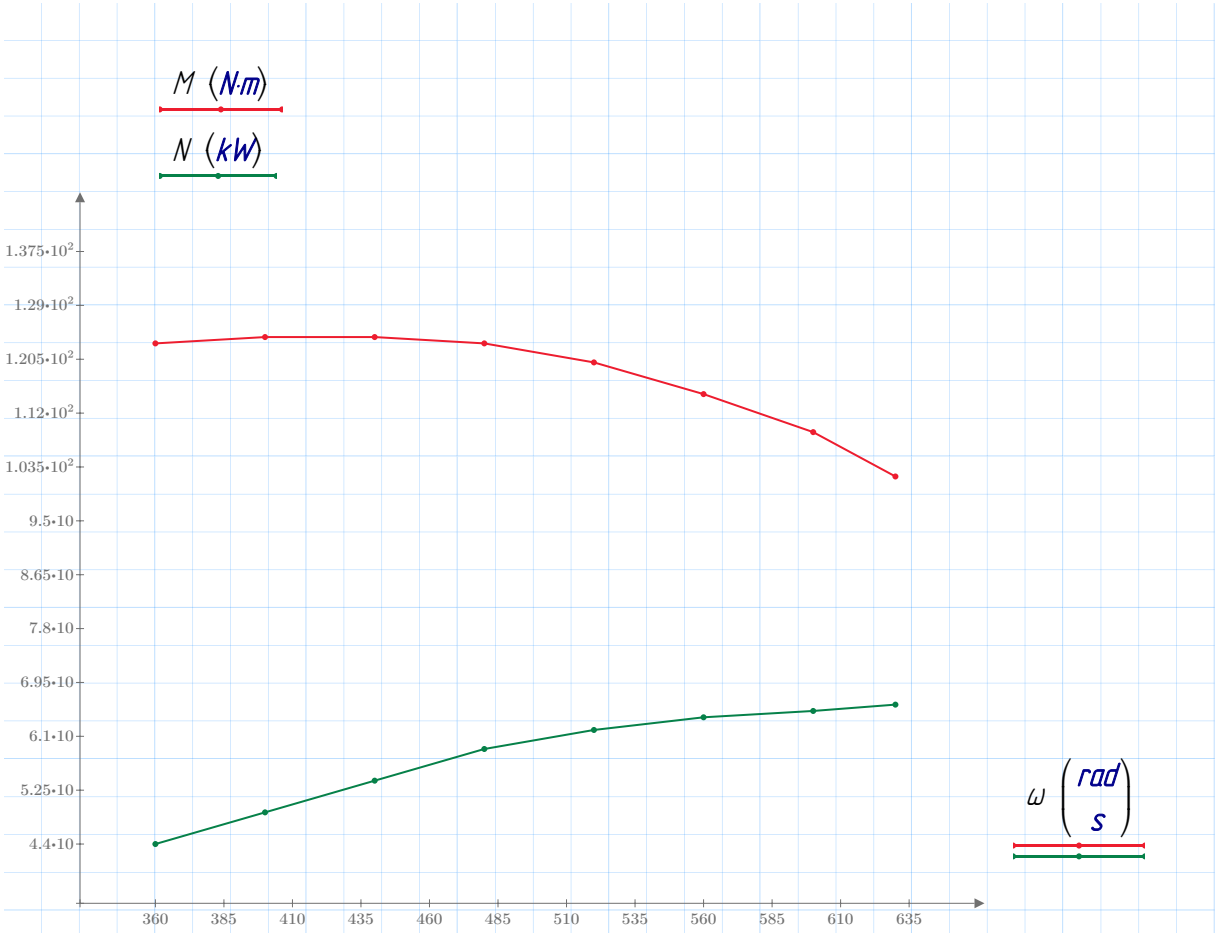
$\psi := f = 0.02$

$c := 0.15$

$\rho := 1.25\ \frac{кг}{м^3}$

$F := 0.85 \cdot B \cdot H$ *explicit, ALL* $\rightarrow 0.85 \cdot 1.610 \cdot 1.420 = 1.943\ м^2$

$F := \text{round}(F, 3) = 1.943\ м^2$



(Рис.1) Эффективная характеристика двигателя

1.2 Выбор двигателя

1.2.1 Определение потребной мощности двигателя

Определение **потребной мощности** двигателя производится из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля при движении по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием:

$K_з := 1.1$ – коэффициент запаса

$P_\psi := \psi \cdot m_a \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 0.02 \cdot 1425 \cdot 9.8 = 279.3$ Н

$P_\psi := \text{round}(P_\psi, 3) = 279.3$ Н – сила сопротивления дороги

$P_w := c \cdot \rho \cdot F \cdot V_{max}^{\ 2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 0.15 \cdot 1.25 \cdot 1.943 \cdot 45.3^2 = 747.602$ Н

$P_w := \text{round}(P_w, 3) = 747.602$ Н – сила сопротивления воздух

$\eta_{мех} := 0.92$ – КПД механической части трансмиссии

$\eta_{ГУ} := 1$ – КПД гидротрансформатора

$\eta_{мУ} := 0.89$ – КПД моторной установки

$$N_{епотр} := \frac{V_{max} \cdot (P_\psi + P_w)}{\eta_{мех} \cdot \eta_{ГУ} \cdot \eta_{мУ}} \cdot K_з \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{45.3 \cdot (279.3 + 747.602)}{0.92 \cdot 0.89} \cdot 1.1 = 6.249 \cdot 10^4 \text{ Вт}$$

$N_{епотр} := \text{round}(N_{епотр}, 3) = 6.249 \cdot 10^4$ Вт

1.2.2. Выбор типа и характеристик двигателя

1.2.3. Расчет и построение свободной характеристики двигателя

Потери мощности в моторной установке $N_{му}$ определяют суммированием потерь мощности в отдельных ее системах

$N_{ВО} = 0.02 \cdot N_{emax} \cdot \left(\frac{\omega_Д}{\omega_N}\right)^2$ – потери мощности в воздухоочистителе

$N_{вент} = 0.08 \cdot N_{emax} \cdot \left(\frac{\omega_Д}{\omega_N}\right)^3$ – мощность, требуемая для привода вентилятора

$N_{глуш} = 0.03 \cdot N_{emax} \cdot \left(\frac{\omega_Д}{\omega_N}\right)^2$ – потери мощности в глушителе

$N_{ген} := 400$ Вт – потери мощности на привод генератора

$N_н = 0.01 \cdot N_{emax} \cdot \left(\frac{\omega_Д}{\omega_N}\right)$ – потери мощности на привод масляного насоса автоматической коробки передач.

$$N_{му} = N_{ВО} + N_{вент} + N_{глуш} + N_{ген} + N_н$$

Вычислим **свободную мощность двигателя**. Свободная мощность – эта та мощность, которая снимается с вала двигателя и может быть использована для движения транспортного средства.

$$N_Д = N_e - N_{му}$$

Соответствующий этой мощности **крутящий момент** называют свободным моментом

$$M_Д = \frac{N_Д}{\omega_Д}$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 2

(Таблица 2) Свободная и эффективная характеристика двигателя

ωд	Ne	ωд/ ωN	Nво	Nген	Nн	Nвент	Nглуш	Nму	Nд	Mд	Me
рад/сек	кВт	–	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	Н*м	Н*м
360,00	44,00	0,67	0,59	0,40	0,44	1,56	0,88	3,87	40,13	111,47	123,00
400,00	49,00	0,74	0,73	0,40	0,49	2,16	1,09	4,87	44,13	110,33	124,00
440,00	54,00	0,82	0,88	0,40	0,54	2,89	1,33	6,04	47,96	109,00	124,00
480,00	59,00	0,89	1,05	0,40	0,59	3,77	1,58	7,40	51,60	107,50	123,00
520,00	62,00	0,94	1,16	0,40	0,62	4,38	1,75	8,31	53,69	103,25	120,00
560,00	64,00	0,97	1,24	0,40	0,64	4,81	1,86	8,96	55,04	98,29	115,00
600,00	65,00	0,98	1,28	0,40	0,65	5,04	1,92	9,29	55,71	92,84	109,00
630,00	66,00	1,00	1,32	0,40	0,66	5,28	1,98	9,64	56,36	89,46	102,00

(Рис.2) Свободная и эффективаня характеристика двигателя

1.3. Выбор гидротрансформатора

Для полного использования скоростного и силового диапазонов двигателя **потребное значение прозрачности**:

По свободной характеристике определим :

$M_{Дmax} := 111.469$ Нм

$M_{Дω} := 89.46$ Нм

$\omega_{Дmax} := 630$ рад/с

$\omega_{ДМ} := 360$ рад/с

$$K_M := \frac{M_{Дmax}}{M_{Дω}} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{111.469}{89.46} = 1.246$$

$K_M := \text{round}(K_M, 3) = 1.246$, силовой диапазон двигателя по свободной характеристике

$$K_\omega := \frac{\omega_{Дmax}}{\omega_{ДМ}} \xrightarrow{explicit,\ ALL} \frac{630}{360} = 1.75$$

$K_\omega := \mathrm{round}(K_\omega, 3) = 1.75$, скоростной диапазон двигателя по свободной характеристик

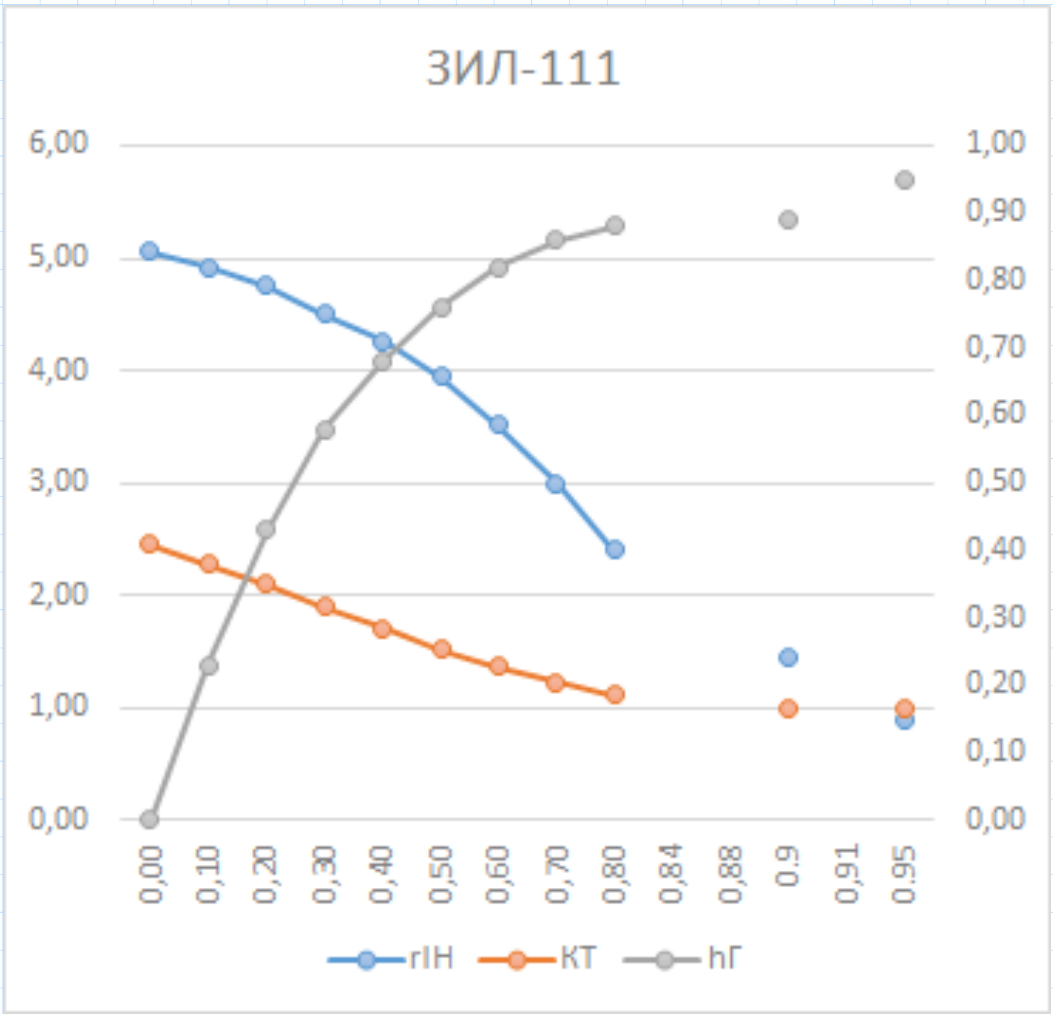
$$П_{потр} := K_M \cdot K_\omega^{\,2} \xrightarrow{explicit,\ ALL} 1.246 \cdot 1.75^2 = 3.816$$

$$П_{потр} := \mathrm{round}(П_{потр}, 3) = 3.816$$

Выбираем гидротрансформатор. Возьмём гидротрансформатор ЗИЛ-111, у которого $П := 3.49$, при этом (П<Ппотр) будет неполное использование диапазонов двигателя.

(Таблица 3) Характеристика гидротрансформатора

Зил-111	rIH	5,06	4,92	4,75	4,50	4,26	3,94	3,51	3,00	2,40			1,45		0,88
	КТ	2,45	2,28	2,10	1,90	1,71	1,52	1,37	1,23	1,11			1		1,00
	hГ	0,00	0,23	0,43	0,58	0,68	0,76	0,82	0,86	0,88			0,89		0,95



(Рис. 3) Характеристика гидротрансформатора

Прозрачность гидротрансформатора определяется как отношение безразмерных коэффициентов момента насоса гидротрансформатора

где г – плотность рабочей жидкости

$\rho\lambda_{H0} := 5.06$ – коэффициент момента насоса гидротрансформатора при 1/i2o

$\rho\lambda_{HC} := 1.45$ – коэффициент момента насоса гидротрансформатора при 1/i2C

$$П := \frac{\rho\lambda_{H0}}{\rho\lambda_{HC}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{5.06}{1.45} = 3.49$$

$$П := \text{round}(П, 3) = 3.49$$

1.4. Согласование характеристик совместной работы двигателя и гидротрансформатор при П<Потр

1.4.1 Определение активного диаметра гидротрансформатора

Активный диаметр гидротрансформатора *Da* определяется по следующей формуле для обеспечения максимальной экономичности:

$$D_a := \sqrt[5]{\frac{M_{Дmax}}{\rho\lambda_{H0} \cdot \omega_{ДМ}^{\ 2}}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \sqrt[5]{\frac{111.469}{5.06 \cdot 360^2}} = 0.176$$

$$D_a := \text{round}(D_a, 3) = 0.176$$

Окружная скорость насоса:

$$V_{Hmax} := \omega_{Дmax} \cdot \frac{D_a}{2} \text{ explicit, ALL} \rightarrow 630 \cdot \frac{0.176}{2} = 55.44 \ < 70 \text{ м/с}$$

1.4.2. Определение передаточного отношения главной передачи

В общем случае максимальные скорости вращения турбины и двигателя связаны зависимостью:

$$\omega_{Tmax} := \omega_{Дmax} = 630$$

Предположим, что для построения гидромеханической трансмиссии будет использоваться второй алгоритм, т.е. гидротрансформатор будет блокироваться на высших передачах, 1/iГw=1. При отсутствии согласующего редуктора 1/iср=1.

Передаточное отношение механической части трансмиссии, расположенной за гидротрансформатором, на высшей передаче с номером m определяется выражением

где ω_{Tmax} – максимальная угловая скорость турбины гидротрансформатора;

Размер шины 165/70 R13

$d_{диска} := 13\ in = 0.33\ m$ – посадочный диаметр

$d_{диска} := 0.33$ м

$\gamma := 0.92$ коэфициент смятия шины

$h := \frac{165 \cdot 0.7}{1000} = 0.116$ $h := \mathrm{round}(h, 3) = 0.115$

$r_к := \gamma \cdot \left(\frac{d_{диска}}{2} + h \right)$ *explicit*, *ALL* $\rightarrow 0.92 \cdot \left(\frac{0.33}{2} + 0.115 \right) = 0.258$

$r_к := \mathrm{round}(r_к, 3) = 0.258$

$V_{max} = 45.3$ м/с

$$i_{мехт} := \frac{\omega_{Tmax} \cdot r_к}{V_{max}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{630 \cdot 0.258}{45.3} = 3.588$$

$i_{мехт} := \mathrm{round}(i_{мехт}, 3) = 3.588$

Искомое передаточное отношение главной передачи определяется по формуле:

В первом приближении можно принять, что высшая расчетная передача является либо прямой, либо, по крайней мере, имеет передаточное отношение очень близкое к $i_{КПт} := 1$

$$i_{ГП} := \frac{i_{мехт}}{i_{КПт}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{3.588}{1} = 3.588$$

$i_{ГП} := \mathrm{round}(i_{ГП}, 3) = 3.588$

Передаточное отношение главной передачи на основании опыта конструирования трансмиссии должно находиться в следующем диапазоне:

$i_{ГП}$=3...5 – для легковых автомобилей.

Полученное передаточное отношение $i_{ГП}$ принадлежит соответствующему диапазону.

1.5. Расчет и построение характеристики согласования совместной работы двигателя и гидротрансформатора

Для каждой точки *j* строится приведенная к валу двигателя нагрузочная парабола насоса с номером *j*. Используется формула

$D_д = 0.176$

$$\omega_Д = \begin{bmatrix} 360 \\ 400 \\ 440 \\ 480 \\ 520 \\ 560 \\ 600 \\ 630 \end{bmatrix}$$

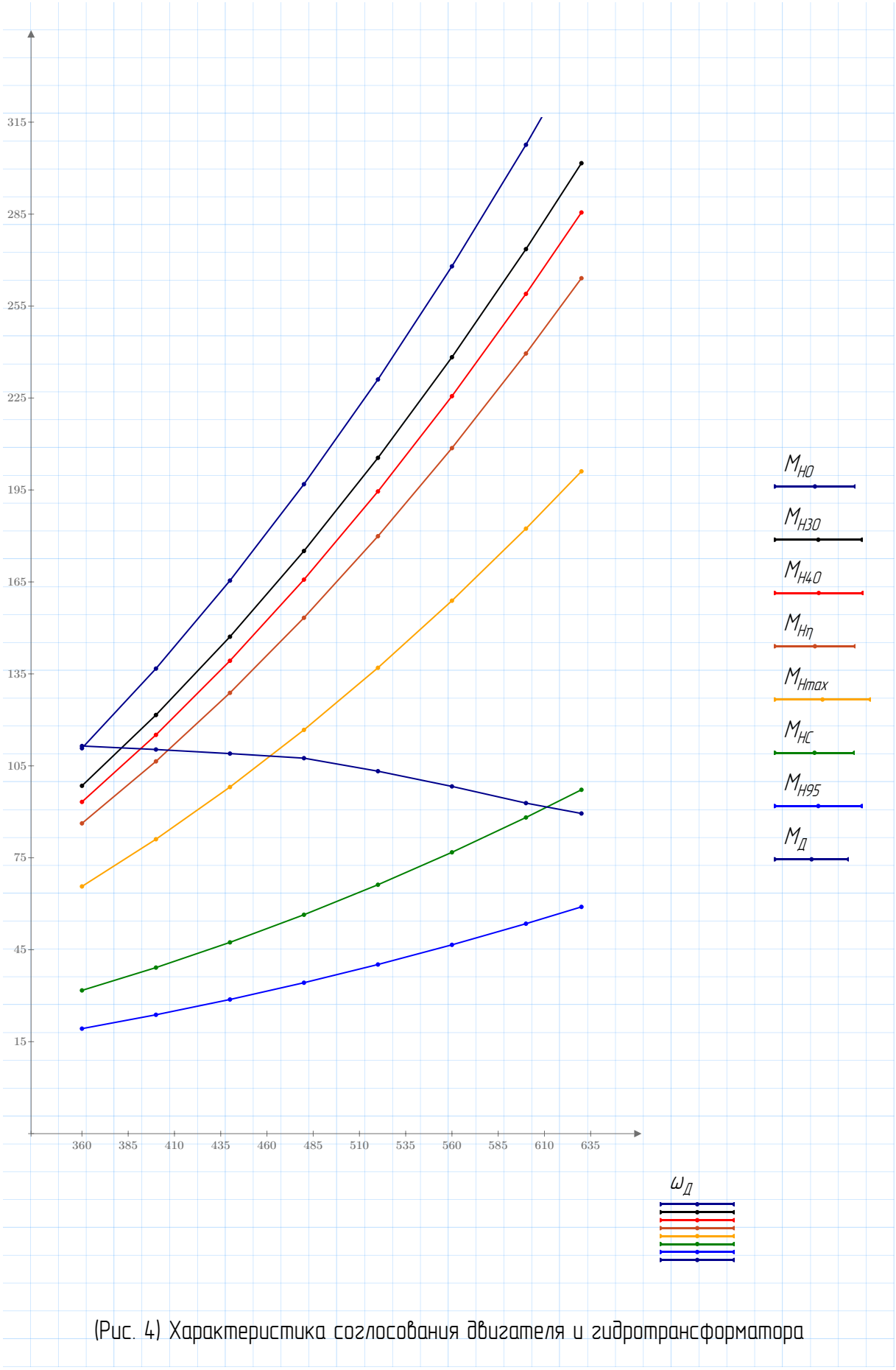
$$M_{Hj} = \rho\lambda_{Hj} \cdot D_д^{5} \cdot \omega_Д^{2}$$

Совокупность нагрузочных парабол, нанесенных на внешнюю характеристику двигателя, и является характеристикой согласования двигателя и гидротрансформатора.

Расчеты M_{Hj} сведены в таблицу 4:

(Таблица 4) Характеристика соглосования двигателя и гидротрансформатора

ωДi	МН0	ρλН0	МН30	ρλН30	МН40	ρλН40	МНη	ρλНη	Мнmax	ρλНmax	МНС	ρλНС	МН95	ρλН95	Мд
рад/с	Н*м	кг/м3	Н*м	кг/м3	Н*м	кг/м3	Н*м	кг/м3	Н*м	кг/м3	Н*м	кг/м3	Н*м	кг/м3	
360,00	110,74	5,06	98,49	4,50	93,23	4,26	86,23	3,94	65,66	3,00	31,73	1,45	19,26	0,88	111,47
400,00	136,72	5,06	121,59	4,50	115,10	4,26	106,46	3,94	81,06	3,00	39,18	1,45	23,78	0,88	110,33
440,00	165,43	5,06	147,12	4,50	139,28	4,26	128,81	3,94	98,08	3,00	47,41	1,45	28,77	0,88	109,00
480,00	196,88	5,06	175,09	4,50	165,75	4,26	153,30	3,94	116,73	3,00	56,42	1,45	34,24	0,88	107,50
520,00	231,06	5,06	205,49	4,50	194,53	4,26	179,91	3,94	136,99	3,00	66,21	1,45	40,18	0,88	103,25
560,00	267,97	5,06	238,32	4,50	225,61	4,26	208,66	3,94	158,88	3,00	76,79	1,45	46,60	0,88	98,29
600,00	307,62	5,06	273,58	4,50	258,99	4,26	239,53	3,94	182,38	3,00	88,15	1,45	53,50	0,88	92,84
630,00	339,15	5,06	301,62	4,50	285,53	4,26	264,08	3,94	201,08	3,00	97,19	1,45	58,98	0,88	89,46



(Рис. 4) Характеристика соглосования двигателя и гидротрансформатора

1.6. Расчет и построение выходной характеристики силового агрегата

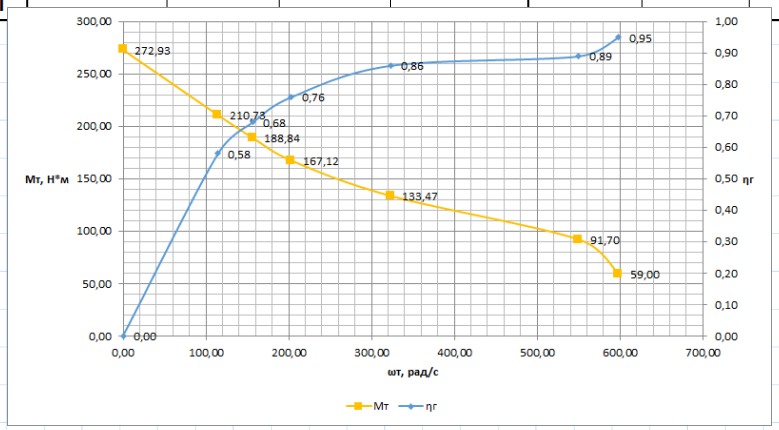
Выходная характеристика строится по координатам полученных на характеристике согласования точек. Выходная характеристика для каждой точки *j* строится в следующей последовательности:

- определяется скорость вращения насоса wн *j* = wд *j*;
- определяется скорость вращения турбины wт *j* = wн *j* / Г *j*;
- определяется момент насоса Мн *j* = Мд *j*;
- определяется момент турбины Мт *j* = Мн *j* . КТ *j*.

Результаты заносятся в таблицу 5:

(Таблица 5) Выходная характеристика силового агрегата

Параметры	Расчетные значения 1/Iг						
	0,00	0,30	0,40	0,50	0,70	0,90	0,95
ρλНj, кг/м3	5,06	4,50	4,26	3,94	3,00	1,45	0,88
МДj, Н*м	111,40	110,91	110,43	109,95	108,51	91,70	59,04
ωДj, рад/с	362,05	381,59	391,75	406,60	461,32	611,39	630,00
КТj	2,45	1,90	1,71	1,52	1,11	1,00	1,00
ηГj	0,00	0,58	0,68	0,76	0,88	0,89	0,95
ωНj, рад/с	362,05	381,59	391,75	406,60	461,32	611,39	630,00
ωТj рад/с	0,00	114,48	156,70	203,30	322,92	550,25	598,50
МНj, Н*м	111,40	110,91	110,43	109,95	108,51	91,70	59,04
МТj, Н*м	272,93	210,73	188,84	167,12	120,45	91,70	59,04



(Рис. 5) Выходная характеристика силового агрегата

1.7. Определение скоростного диапазона автомобиля и разбивка его по передачам

По результатам предыдущих частей работы известно передаточное отношение механической части трансмиссии на расчетной высшей передаче

$$i_{мехт} := i_{ГП} = 3.588 \quad \text{, при } i_{КП} := 1.$$

Из исходных данных известна максимальная скорость автомобиля

$$V_{max} = 45.3 \quad \text{м/с}$$

1.7.1. Определение передаточного отношения и скорости автомобиля на первой передаче

Замечание. Теоретически автомобиль с гидромеханической трансмиссией может двигаться со сколь угодно малой скоростью, поскольку турбина трансформатора создает крутящий момент даже при "стопе ". Поэтому, когда говорят о минимальной скорости автомобиля с гидромеханической трансмиссией, имеют в виду режим вращения турбины с приемлемым КПД.

С учетом указанного замечания передаточное отношение на первой передаче определяется из сравнения двух условий. Этими условиями являются возможность преодоления автомобилем максимального подъема с учетом ограничения по сцеплению и обеспечение маневренности автомобиля на малых скоростях. Из определенных по этим условиям двух передаточных отношений выбирается максимальное:

где

$G_a := 13965$

$\omega_{Tη} := 203.3$ и $M_{Tη} := 167.1$ – скорость вращения и момент турбины гидротрансформатора при $\Gamma = \Gamma h$;

$V_{min1} := 6$ м/с – минимальная скорость маневрирования автомобиля на первой передаче (скорость при $\Gamma = \Gamma h$);

$\eta_{мех} := 0.92$ – КПД механической части трансмиссии;

$\psi_{max} := 0.19$ – максимальный коэффициент сопротивления движению при преодолении автомобилем максимального подъема.

$$i_{мех1} := \frac{\psi_{max} \cdot G_a \cdot r_к}{M_{Tη} \cdot \eta_{мех}} \quad explicit, ALL \rightarrow \frac{0.19 \cdot 13965 \cdot 0.258}{167.1 \cdot 0.92} = 4.453 \quad ,$$

$$i_{мех1} := \frac{\omega_{Tη} \cdot r_к}{V_{min1}} \quad explicit, ALL \rightarrow \frac{203.3 \cdot 0.258}{6} = 8.742$$

$$i_{мех1} := \text{round}\left(i_{мех1}, 3\right) = 8.742$$

Передаточное отношение коробки передач на первой передаче определяется выражением:

$$i_{КП1} := \frac{i_{мех1}}{i_{ГП}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{8.742}{3.588} = 2.436$$

$$i_{КП1} := \text{round}\left(i_{КП1}, 3\right) = 2.436$$

Минимальная и максимальная скорость автомобиля на первой передаче определяется выражениями, при $\omega_{Tmax} := 598.5$ и $\omega_{TC} := 550.25$

$$V_{min1} := \frac{\omega_{Tп} \cdot r_к}{i_{мех1}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{203.3 \cdot 0.258}{8.742} = 6 \text{ м/с}$$

$$V_{min1} := \text{round}\left(V_{min1}, 3\right) = 6 \text{ м/с}$$

$$V_{max1} := V_{min1} \cdot \frac{\omega_{Tmax}}{\omega_{Tп}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow 6 \cdot \frac{598.5}{203.3} = 17.664 \text{ м/с}$$

$$V_{max1} := \text{round}\left(V_{max1}, 3\right) = 17.664 \text{ м/с}$$

$$d_p := \frac{\omega_{Tmax}}{\omega_{Tп}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{598.5}{203.3} = 2.944$$

$$d_p := \text{round}\left(d_p, 3\right) = 2.944$$

$$V_{max1} := V_{min1} \cdot d_p \text{ explicit, ALL} \rightarrow 6 \cdot 2.944 = 17.664 \text{ м/с}$$

$$V_{max1} := \text{round}\left(V_{max1}, 3\right) = 17.664 \text{ м/с}$$

$$d_{p'} := \frac{\omega_{TC}}{\omega_{Tп}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{550.25}{203.3} = 2.707$$

$$d_{p'} := \text{round}\left(d_{p'}, 3\right) = 2.707$$

$$V_{max1} := V_{min1} \cdot d_{p'} \text{ explicit, ALL} \rightarrow 6 \cdot 2.707 = 16.242 \text{ м/с}$$

$$V_{max1} := \text{round}\left(V_{max1}, 3\right) = 16.242 \text{ м/с}$$

$$K_\omega = 1.75$$

1.7.2. Разбивка скоростного диапазона автомобиля по передачам, алгоритм работы которого предполагает блокировку гидротрансформатора при уменьшении скольжения

Потребное число передач:

$V_{maxm} := V_{max} = 45.3$

$$m_{potr} := \frac{\log\left(\frac{V_{maxm}}{V_{max1}}\right)}{\log\left(d_{p'}\right)} + 1 \quad \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} \quad \frac{log\left(\frac{45.3}{16.242}\right)}{log(2.707)} + 1 = 2.03$$

$$m_{potr} := \mathrm{round}\left(m_{potr}\right) = 2$$

После округления числа передач уточняется знаменатель геометрической прогрессии, он же показатель разбивки передач:

$$m := m_{potr} = 2$$

$$q := \sqrt[m-1]{\frac{V_{maxm}}{V_{max1}}} \quad \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} \quad \sqrt[2-1]{\frac{45.3}{16.242}} = 2.789$$

$$q := \mathrm{round}\left(q, 3\right) = 2.789$$

Максимальная скорость автомобиля и передаточные отношения механической части трансмиссии определяются формулами:

$$V_{max2} := q \cdot V_{max1} \quad \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} \quad 2.789 \cdot 16.242 = 45.299$$

$$V_{max2} := \mathrm{round}\left(V_{max2}, 2\right) = 45.3 \ \text{м/с}$$

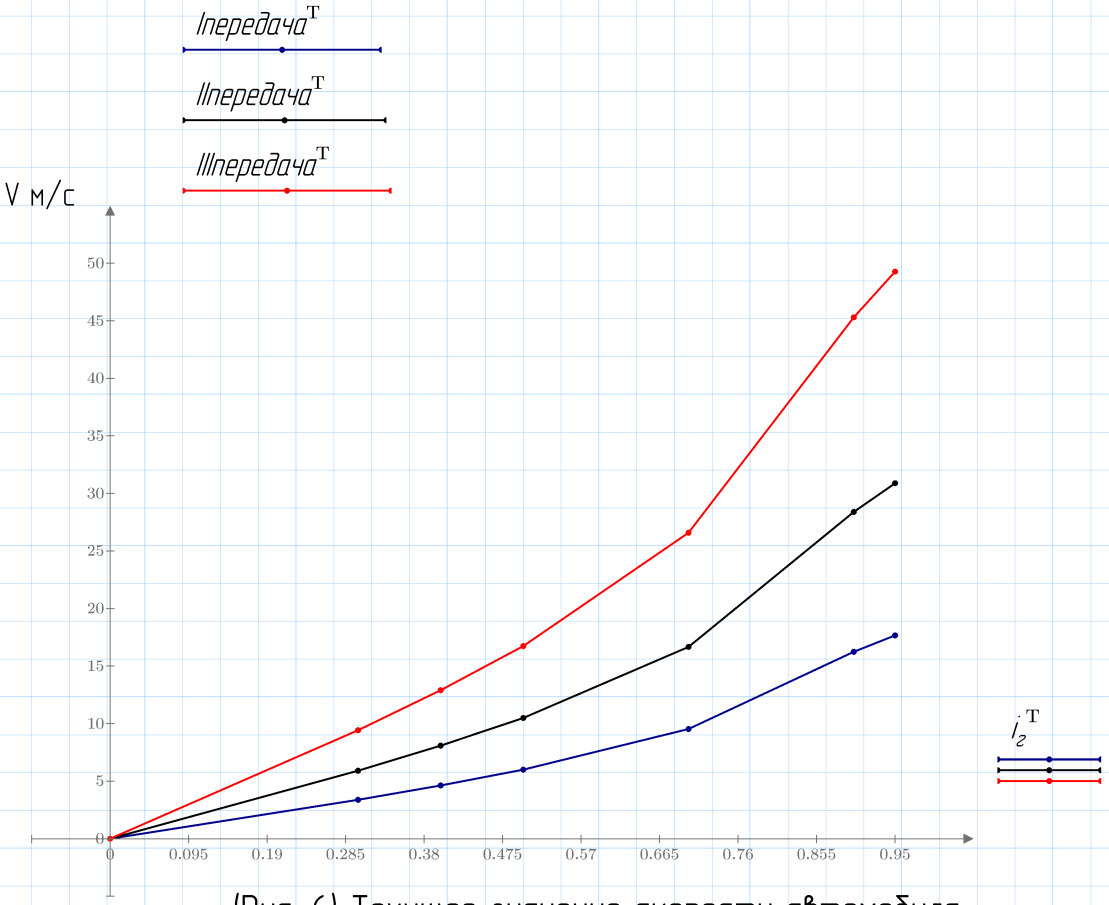
$$i_{mex2} := \frac{i_{mex1}}{q} \quad \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} \quad \frac{8.742}{2.789} = 3.134$$

$$i_{mex2} := \mathrm{round}\left(i_{mex2}, 3\right) = 3.134$$

Текущте значения скорости автомобиля определяются как: $V = \frac{\omega_T \cdot r_K}{i_{mexj}}$

После построения тяговых и разгонных характеристик автомобиля Opel Corsa с ГТК от ЗИЛ-111, был сделан вывод, что в целом автомобилю будет достаточно 2-х передач для размеренного передвижения по дорогам общего пользования. В целях повышения динамических характеристик автомобиля было принято решение включить в трансмиссию 3-ю передачу с передаточным отношением $i_{mex3} := 5$.

№ передачи	Скорость при 1/Iz:						
	0	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	0,95
1	V1T1	V1T2	V1T3	V1T4	V1T5	V1T6	V1T7
	0,0	3,4	4,6	6,0	9,5	16,2	17,7
2	V2T1	V2T2	V2T3	V2T4	V2T5	V2T6	V1T7
	0,0	5,9	8,1	10,5	16,7	28,4	30,9
3	V3T1	V3T2	V3T3	V3T4	V3T5	V3T6	V3T7
	0,0	9,4	12,9	16,7	26,6	45,3	49,3



(Рис. 6) Текущее значение скорости автомобиля

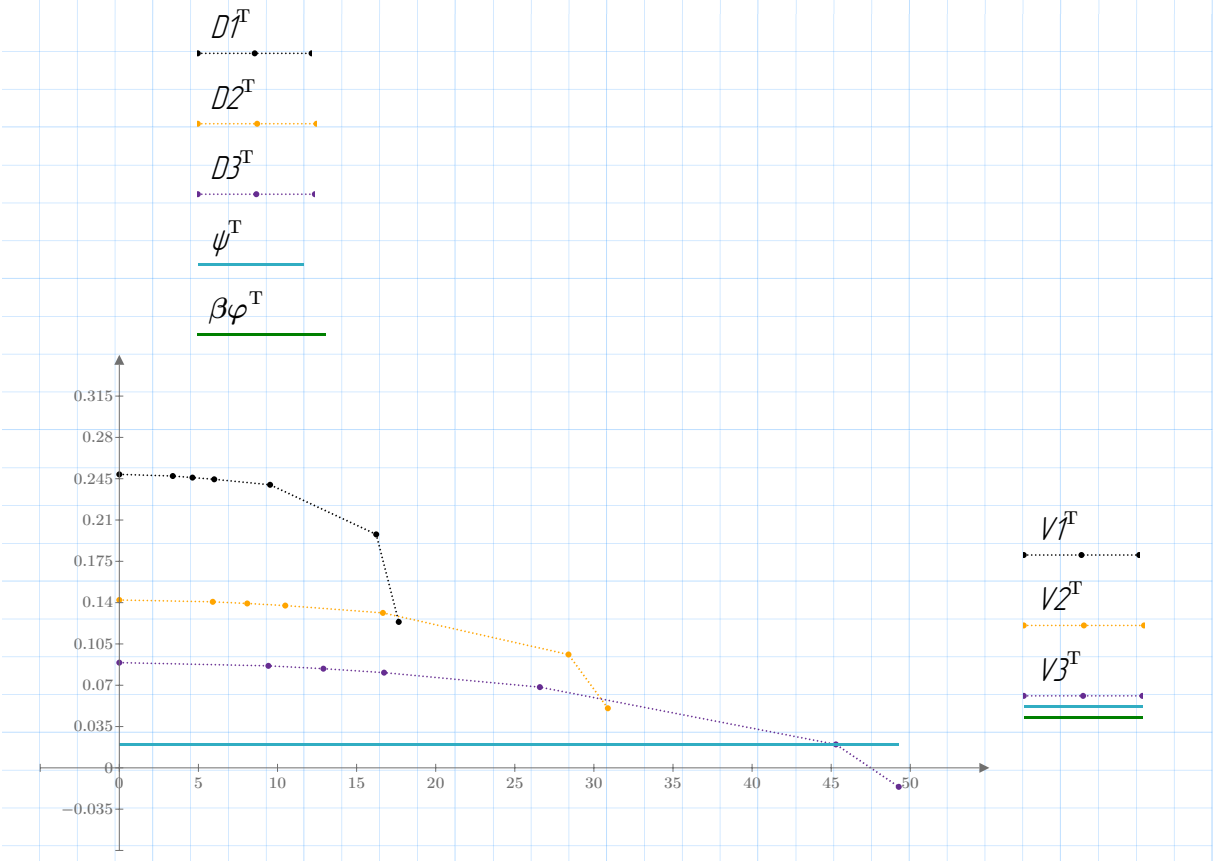
(Таблица 7) Скорость турбины ГТК

0	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	0,95
0,00	114,48	156,70	203,30	322,92	550,25	598,50

1.8. Расчёт и построение динамической характеристики автомобиля

(Таблица 8) Динамическая х-ка автомобиля с ГТК

№ передачи	*Параметры*	*Расчётные значения 1/iГj*						
		0	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	0,95
	ωд, рад/с	362	382	392	407	461	611	630
	Мд, Н*м	111	111	110	110	109	92	59
	ωт, рад/с	0,00	114,48	156,70	203,30	322,92	550,25	598,50
	Kт	2,45	1,90	1,71	1,52	1,11	1,00	1,00
1	V, м/с	0,00	3,38	4,62	6,00	9,53	16,24	17,66
	Pk, Н	3472,67	3457,40	3442,44	3427,47	3382,58	2858,57	1840,46
	Pw, Н	0,00	4,16	7,79	13,11	33,09	96,08	113,66
	D I	0,25	0,25	0,25	0,24	0,24	0,20	0,12
2	V, м/с	0,00	5,91	8,09	10,49	16,66	28,39	30,88
	Pk, Н	1986,20	1977,47	1968,91	1960,35	1934,67	1634,96	1052,65
	Pw, Н	0,00	12,71	23,82	40,09	101,15	293,69	347,46
	D II	0,14	0,14	0,14	0,14	0,13	0,10	0,05
3	V, м/с	0,00	9,42	12,90	16,74	26,58	45,30	49,27
	Pk, Н	1244,95	1239,48	1234,11	1228,75	1212,65	1024,79	659,80
	Pw, Н	0,00	32,36	60,63	102,04	257,46	747,54	884,39
	D III	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,02	-0,02



(Рис. 7) Динамическая х-ка автомобиля с ГТК

Пример расчёта (первая передача):

$$M_Д := M_Д^{T} = \begin{bmatrix} 111.4 \\ 110.91 \\ 110.43 \\ 109.95 \\ 108.51 \\ 91.7 \\ 59.04 \end{bmatrix}$$

$$P_{k1} := \frac{M_Д \cdot i_{мех1} \cdot \eta_{мех}}{r_к} \quad explicit, ALL \rightarrow \frac{\begin{bmatrix} 111.4 \\ 110.91 \\ 110.43 \\ 109.95 \\ 108.51 \\ 91.7 \\ 59.04 \end{bmatrix} \cdot 8.742 \cdot 0.92}{0.258} = \begin{bmatrix} 3.473 \cdot 10^3 \\ 3.457 \cdot 10^3 \\ 3.442 \cdot 10^3 \\ 3.427 \cdot 10^3 \\ 3.383 \cdot 10^3 \\ 2.859 \cdot 10^3 \\ 1.84 \cdot 10^3 \end{bmatrix}$$

$c = 0.15$
$p = 1.25$
$F = 1.943$

$$V1 := V1^{T} = \begin{bmatrix} 0 \\ 3.379 \\ 4.625 \\ 6 \\ 9.53 \\ 16.239 \\ 17.663 \end{bmatrix}$$

$$P_{w1} := c \cdot p \cdot F \cdot V1^2 \quad explicit, ALL \rightarrow 0.15 \cdot 1.25 \cdot 1.943 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 3.3785250514756342 \\ 4.6246396705559372 \\ 5.9999313658201787 \\ 9.5303582704186667 \\ 16.23939121482498 \\ 17.663349347975291 \end{bmatrix}^2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 4.158 \\ 7.792 \\ 13.115 \\ 33.09 \\ 96.076 \\ 113.663 \end{bmatrix}$$

$$D1 := \frac{P_{k1} - P_{w1}}{m_a \cdot g} \quad explicit, ALL \rightarrow \frac{\begin{bmatrix} 3472.6747906976752 \\ 3457.4000093023255 \\ 3442.4369581395358 \\ 3427.4739069767447 \\ 3382.5847534883728 \\ 2858.5662325581397 \\ 1840.455293023256 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 4.1584200843863091 \\ 7.7916578467983966 \\ 13.114949950240517 \\ 33.089676934801936 \\ 96.07570085918735 \\ 113.66328140559133 \end{bmatrix}}{1425 \cdot 9.8} = \begin{bmatrix} 0.249 \\ 0.247 \\ 0.246 \\ 0.244 \\ 0.24 \\ 0.198 \\ 0.124 \end{bmatrix}$$

1.9. Расчёт и построение разгонных характеристик

1.9.1 Расчёт и построение динамической характеристики

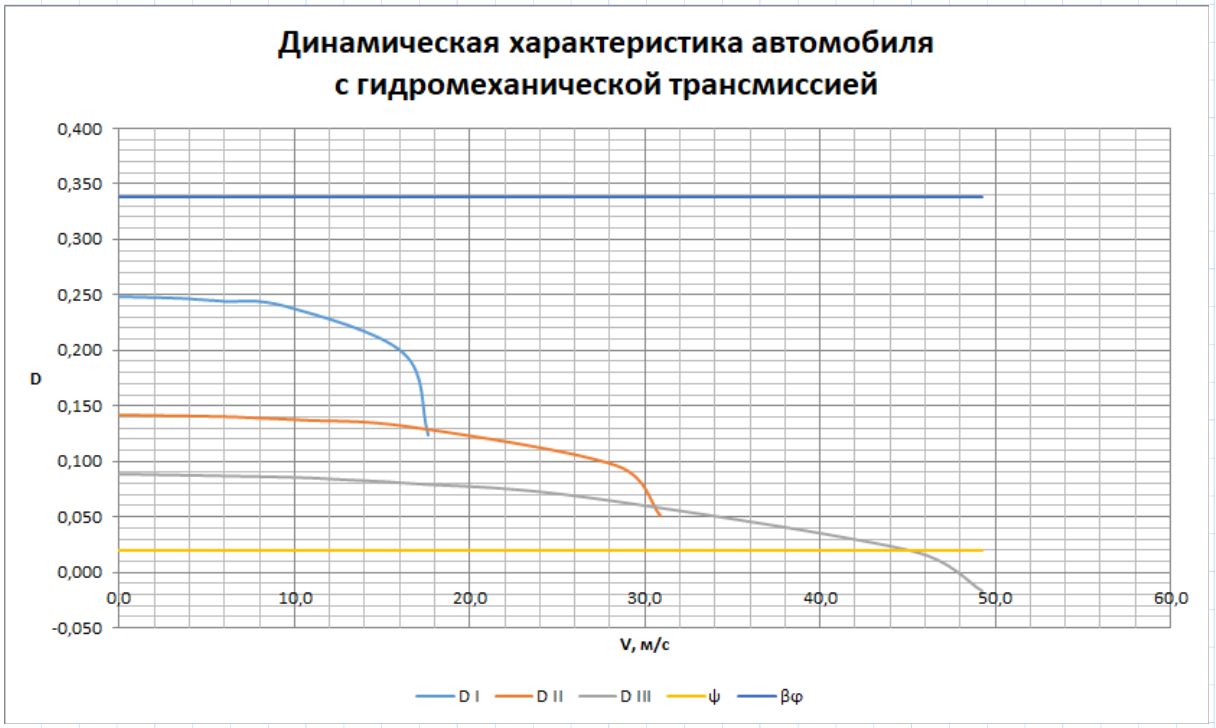
Динамическая характеристика – это зависимость динамического фактора автомобиля от скорости.

Значения динамического фактора рассчитываются по формуле:

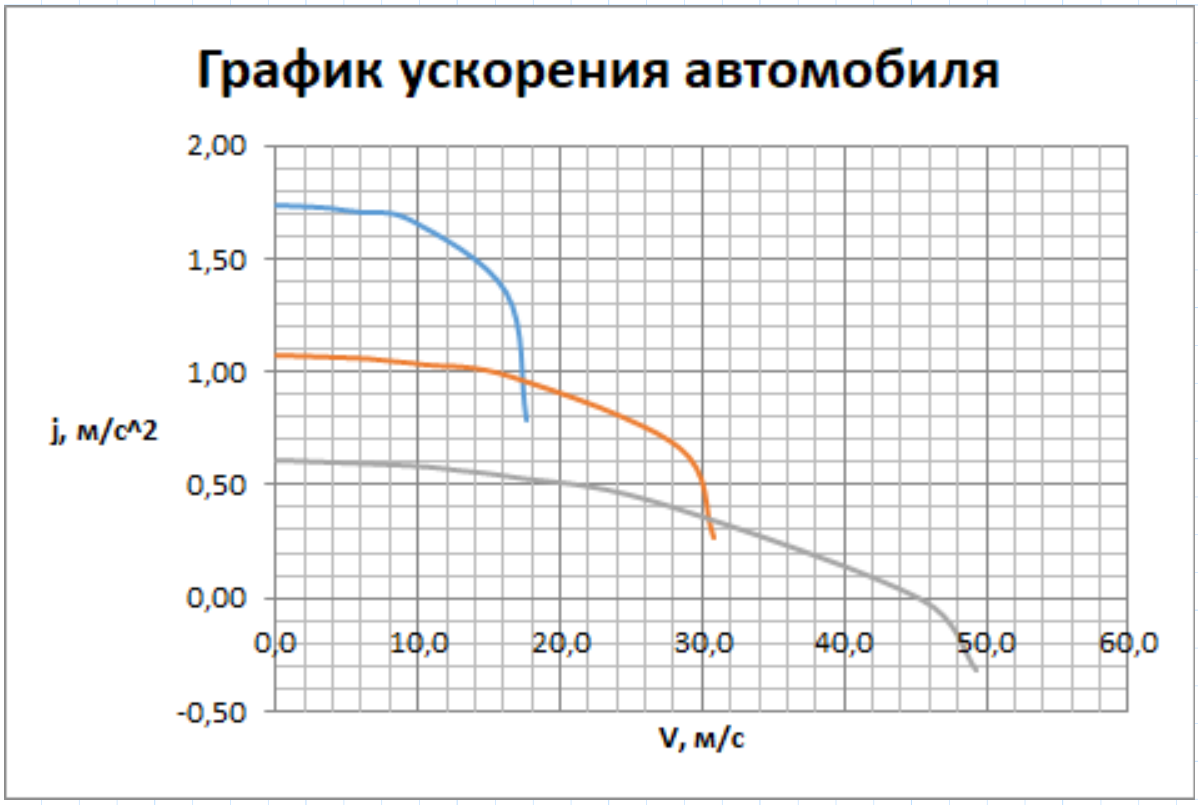
$$D = \frac{P_k - P_w}{m_a \cdot g}$$

(Таблица 9) Тяговые и разгонные х-ки автомобиля с ГТК

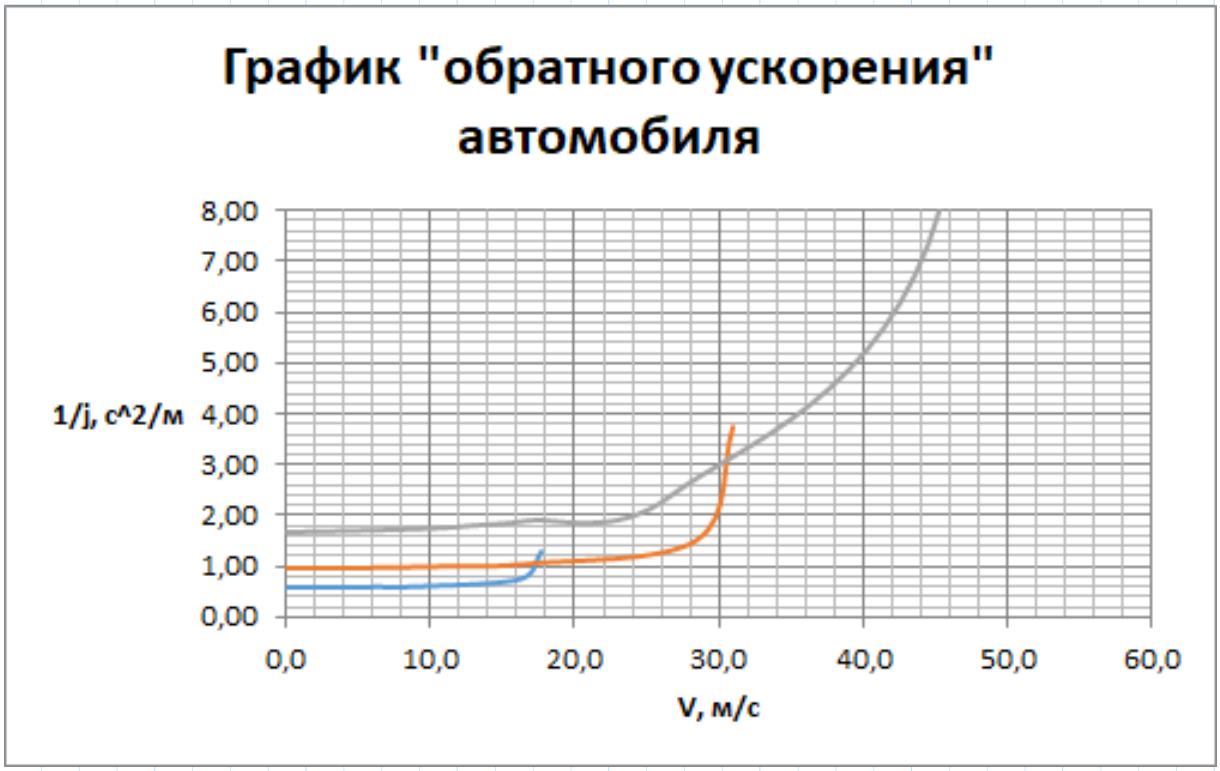
№ передачи	ωd, рад/с	Md, Н*м/с	Mm, Н*м/с	V, м/с	Pк, Н	Pψ, Н	Pw, Н	D	j, м/с^2	1/j, с^2/м	Δtp, с	S, м	Pψ+Pw
1	362	111,4	272,9	0,0	3472,7	279,3	0,0	0,249	1,74	0,58	0,00	0,00	279,3
	382	110,9	210,7	3,4	3457,4	279,3	4,2	0,247	1,73	0,58	1,96	3,30	283,5
	392	110,4	188,8	4,6	3442,4	279,3	7,8	0,246	1,72	0,58	2,69	6,23	287,1
	407	110,0	167,1	6,0	3427,5	279,3	13,1	0,244	1,71	0,59	3,52	10,55	292,4
	461	108,5	120,4	9,5	3382,6	279,3	33,1	0,240	1,67	0,60	5,70	27,18	312,4
	611	91,7	91,7	16,2	2858,6	279,3	96,1	0,198	1,35	0,74	12,02	97,59	375,4
	630	59,0	59,0	17,7	1840,5	279,3	113,7	0,124	0,79	1,27	22,43	198,06	393,0
2	362	111,4	272,9	0,0	1986,2	279,3	0,0	0,142	1,07	0,94	0,76	0,00	279,3
	382	110,9	210,7	5,9	1977,5	279,3	12,7	0,141	1,06	0,95	6,67	19,70	292,0
	392	110,4	188,8	8,1	1968,9	279,3	23,8	0,139	1,04	0,96	8,86	35,81	303,1
	407	110,0	167,1	10,5	1960,3	279,3	40,1	0,138	1,03	0,97	11,27	59,11	319,4
	461	108,5	120,4	16,7	1934,7	279,3	101,2	0,131	0,97	1,03	17,48	145,60	380,5
	611	91,7	91,7	28,4	1635,0	279,3	293,7	0,096	0,66	1,50	29,52	419,01	573,0
	630	59,0	59,0	30,9	1052,7	279,3	347,5	0,050	0,27	3,75	33,39	515,63	626,8
3	362	111,4	272,9	0,0	1245,0	279,3	0,0	0,089	0,60	1,65	1,30	0,00	279,3
	382	110,9	210,7	9,4	1239,5	279,3	32,4	0,086	0,58	1,72	10,76	50,70	311,7
	392	110,4	188,8	12,9	1234,1	279,3	60,6	0,084	0,56	1,79	14,27	92,06	339,9
	407	110,0	167,1	16,7	1228,7	279,3	102,0	0,081	0,53	1,89	18,17	152,01	381,3
	461	108,5	120,4	26,6	1212,7	279,3	257,5	0,068	0,42	2,36	28,28	375,89	536,8
	611	91,7	91,7	45,3	1024,8	279,3	747,5	0,020	0,00	8,00	50,05	1133,60	1026,8
	630	59,0	59,0	49,3	659,8	279,3	884,4	-0,016	-0,32	25,00	63,65	1567,92	1163,7



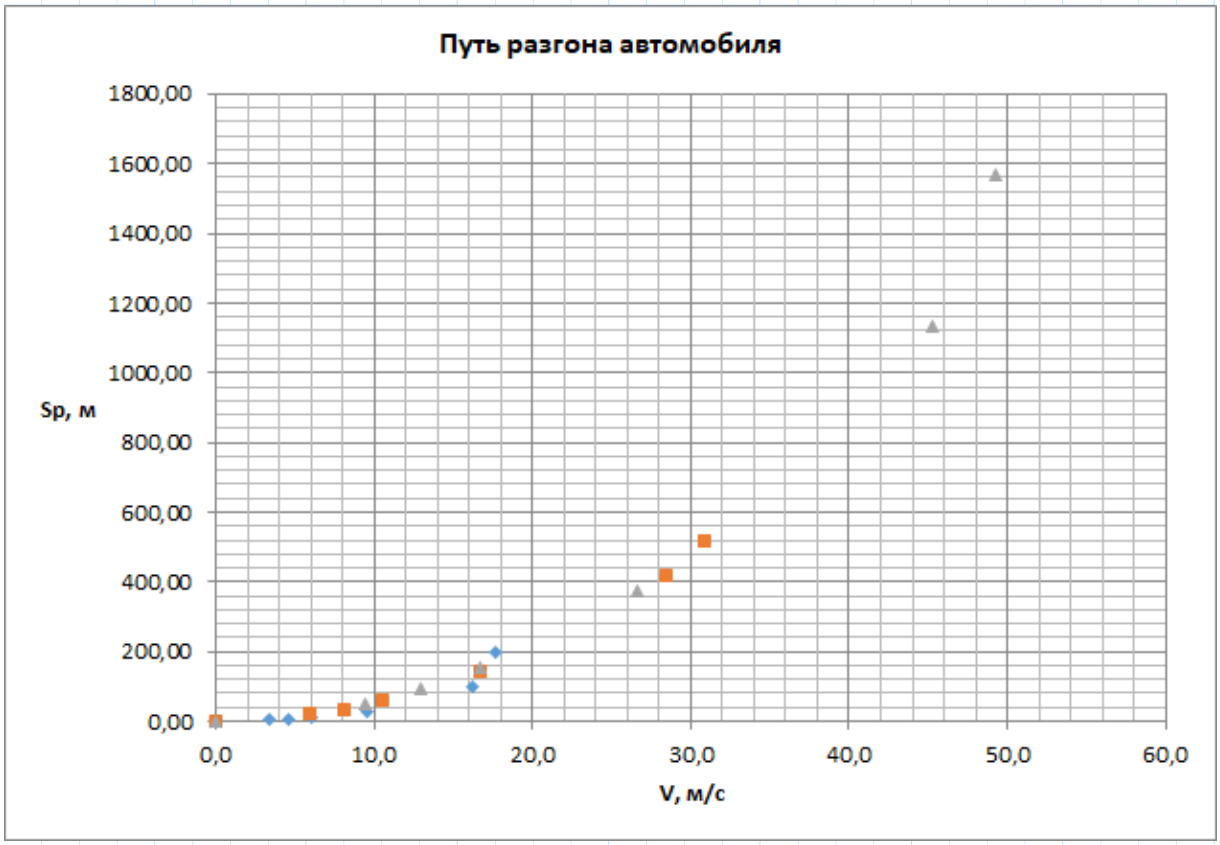
(Рис. 8) Динамическая характеристика автомобиля с ГТК



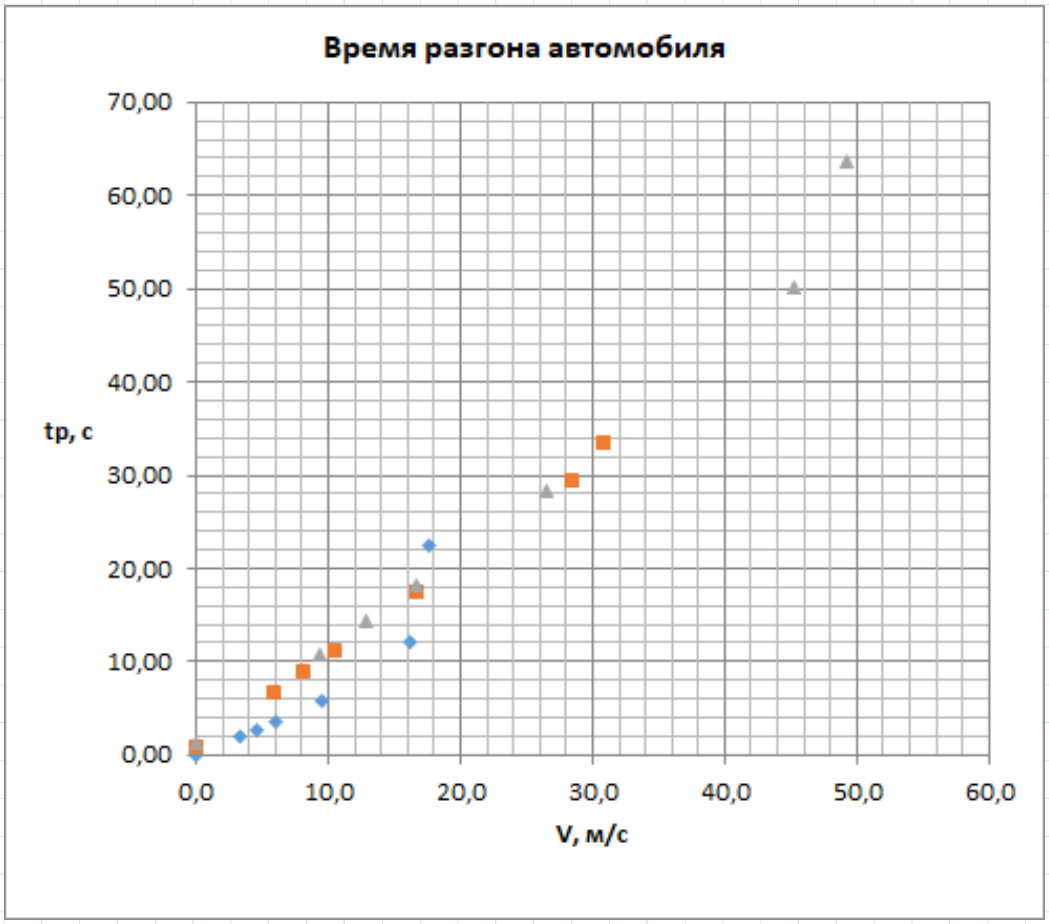
(Рис. 9) График ускарения автомобиля с ГТК



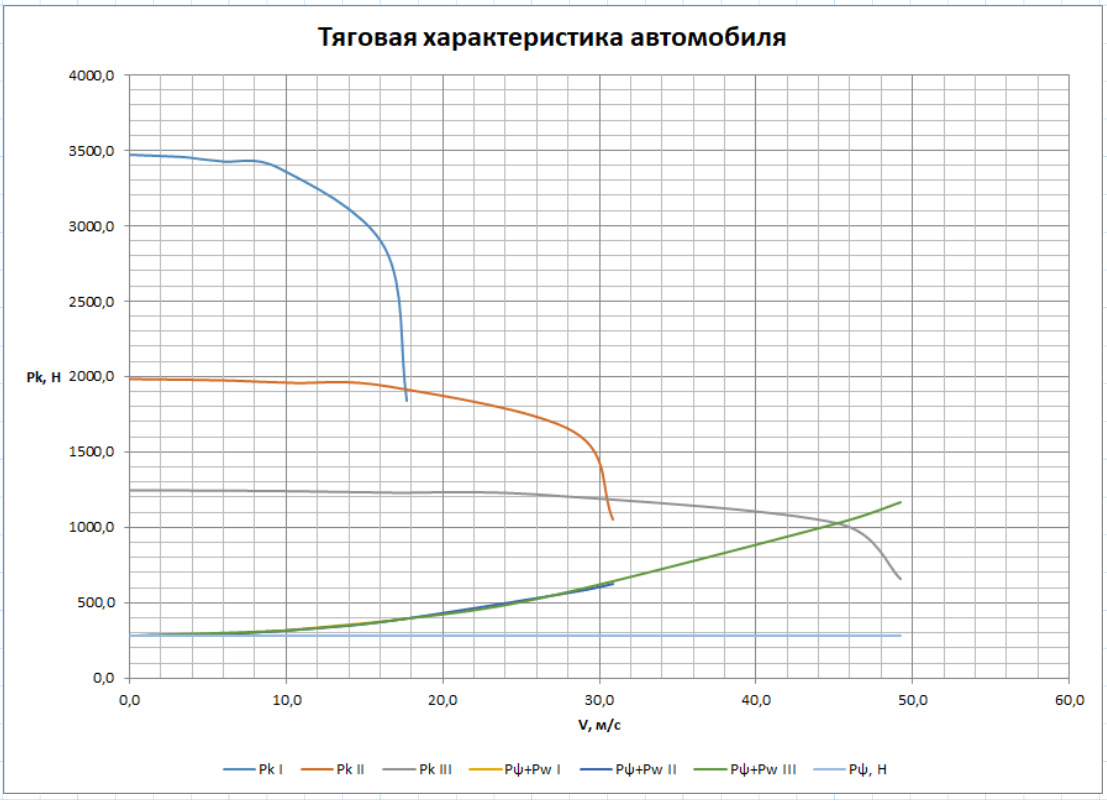
(Рис. 10) График "обратного" ускарения автомобиля с ГТК



(Рис. 11) Путь разгона автомобиля с ГТК



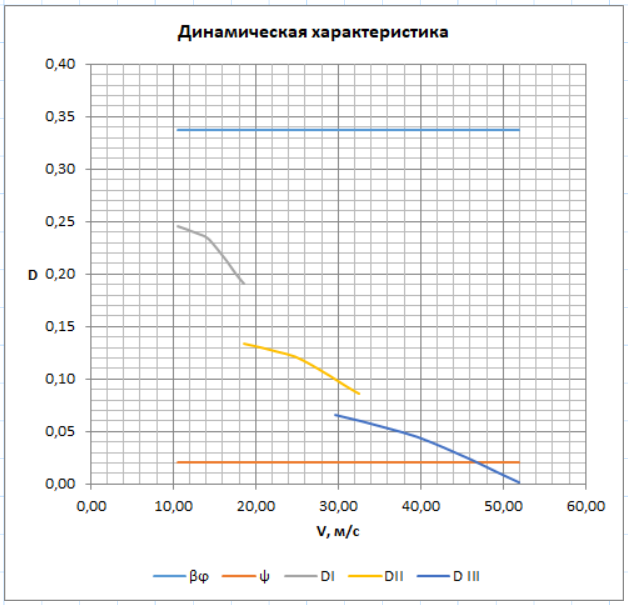
(Рис. 12) Время разгона автомобиля с ГТК



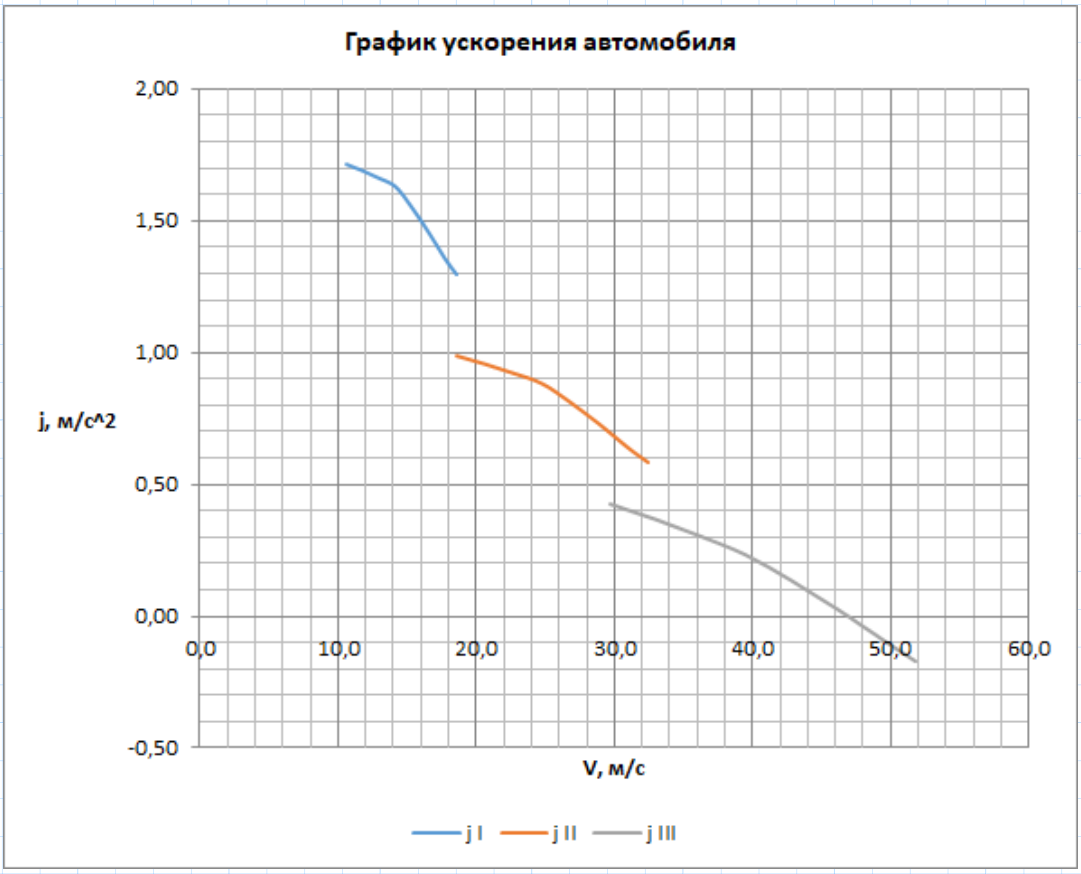
(Рис. 13) Тяговая характеристика автомобиля с ГТК

(Таблица 10) Тяговые и разгонные х-ки автомобиля без ГТК

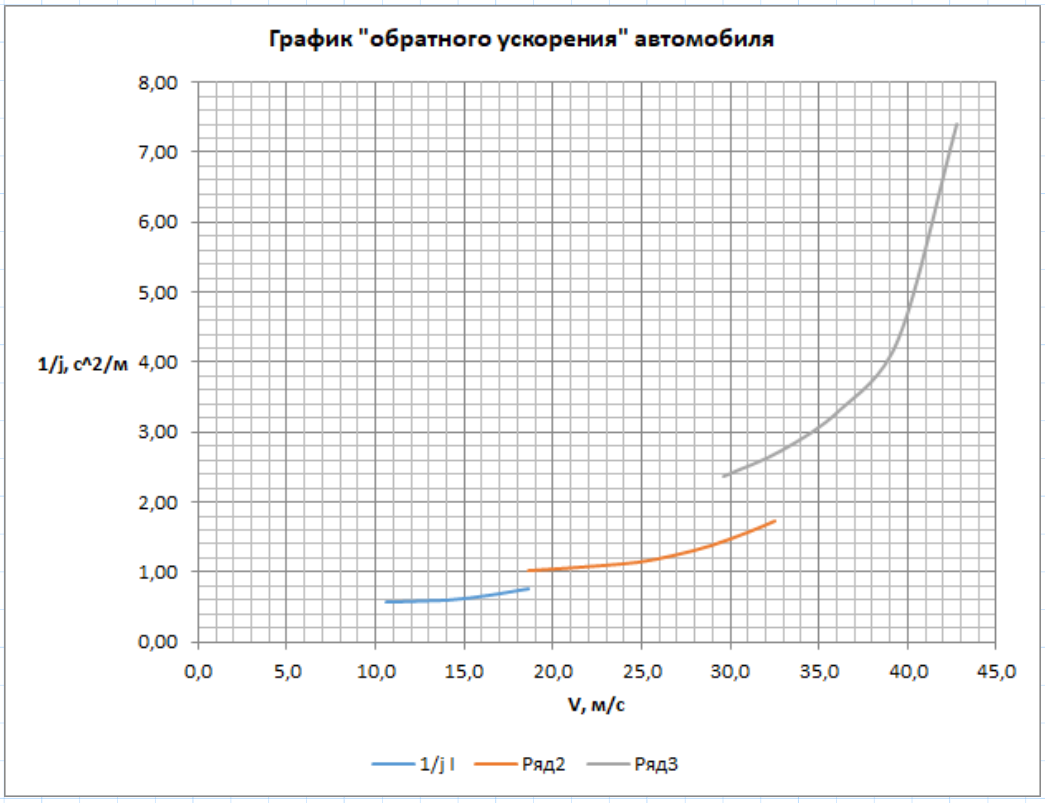
№ передачи	ωд, рад/с	Мд, Н*м/с	V, м/с	Pк, Н	Pψ, Н	Pw, Н	D	j, м/с^2	1/j, с^2/м	Δtp, с	S, м
1	360	111,5	10,6	3474,8	279,6	41,1	0,246	1,71	0,58	6,20	32,92
	400	110,3	11,8	3439,2	279,6	50,8	0,242	1,69	0,59	6,99	41,23
	440	109,0	13,0	3397,8	279,6	61,4	0,239	1,66	0,60	7,82	50,74
	480	107,5	14,2	3351,2	279,6	73,1	0,234	1,63	0,61	8,69	61,56
	520	103,3	15,3	3218,7	279,6	85,8	0,224	1,55	0,64	9,89	75,92
	560	98,3	16,5	3064,0	279,6	99,5	0,212	1,46	0,69	11,32	93,58
	600	92,8	17,7	2894,2	279,6	114,2	0,199	1,36	0,74	13,03	115,35
	630	89,5	18,6	2788,7	279,6	126,0	0,190	1,30	0,77	14,35	133,43
2	360	111,5	18,6	1987,4	279,6	125,7	0,133	0,99	1,01	18,77	174,37
	400	110,3	20,6	1967,1	279,6	155,2	0,130	0,96	1,04	21,54	222,28
	440	109,0	22,7	1943,4	279,6	187,8	0,126	0,92	1,08	24,60	279,22
	480	107,5	24,8	1916,7	279,6	223,5	0,121	0,88	1,13	28,02	346,95
	520	103,3	26,8	1840,9	279,6	262,3	0,113	0,81	1,23	33,03	443,11
	560	98,3	28,9	1752,5	279,6	304,2	0,104	0,73	1,37	39,54	571,23
	600	92,8	31,0	1655,3	279,6	349,2	0,093	0,64	1,56	48,23	746,55
	630	89,5	32,5	1595,0	279,6	385,0	0,087	0,58	1,72	55,87	908,09
3	360	111,5	29,6	1245,7	279,6	320,0	0,066	0,42	2,36	70,09	1038,53
	400	110,3	32,9	1232,9	279,6	395,1	0,060	0,37	2,74	90,13	1483,88
	440	109,0	36,2	1218,1	279,6	478,1	0,053	0,30	3,32	120,20	2176,89
	480	107,5	39,5	1201,4	279,6	568,9	0,045	0,23	4,33	171,10	3380,54
	520	103,3	42,8	1153,9	279,6	667,7	0,035	0,14	7,40	316,59	6776,34
	560	98,3	46,1	1098,4	279,6	774,4	0,023	0,03	34,35	1583,55	36501,44
	600	92,8	49,4	1037,6	279,6	889,0	0,011	-0,09	-11,67	-576,24	-14231,32
	630	89,5	51,9	999,8	279,6	980,1	0,001	-0,17	-5,88	-304,92	-7907,07



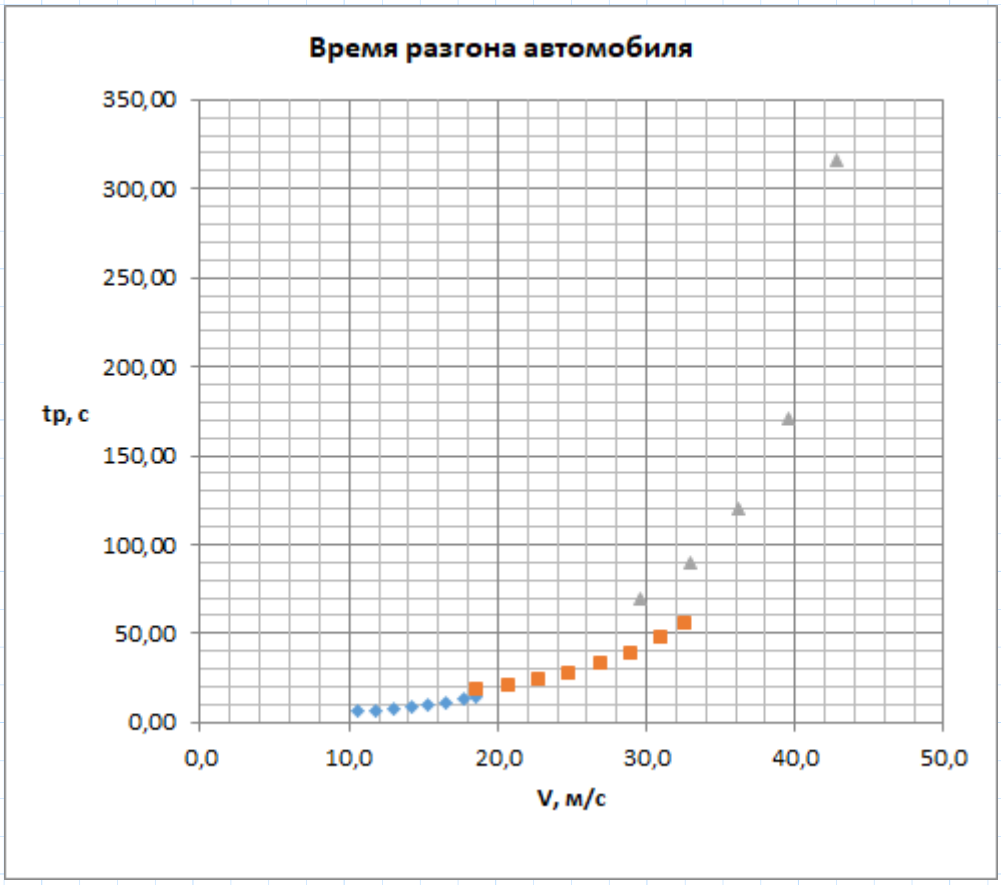
(Рис. 14) Динамическая характеристика автомобиля без ГТК



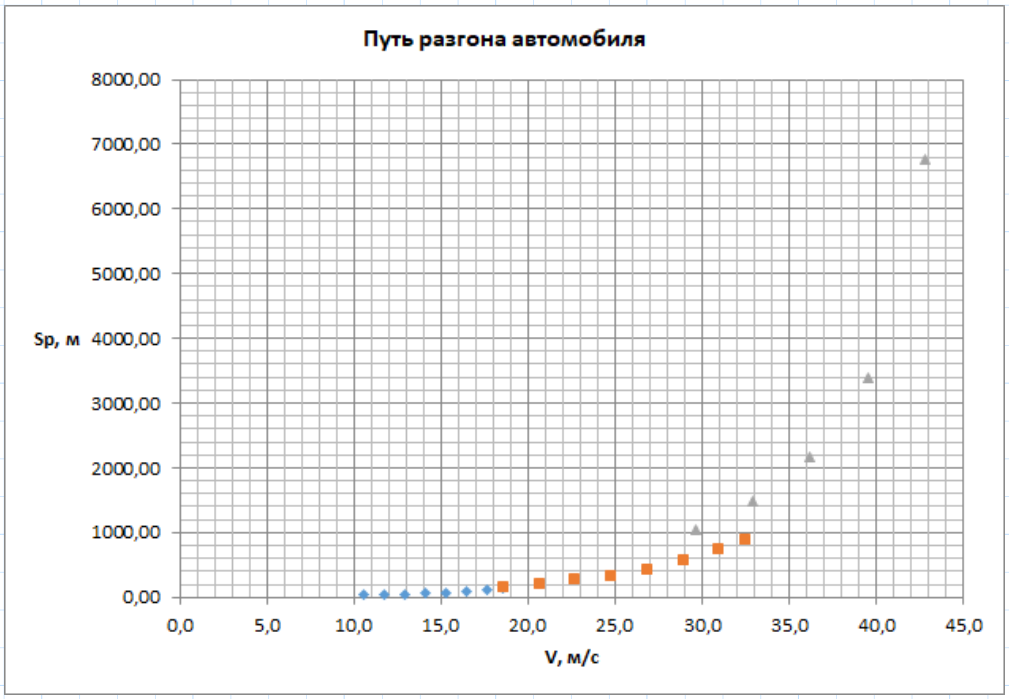
(Рис. 15) График ускорения автомобиля без ГТК



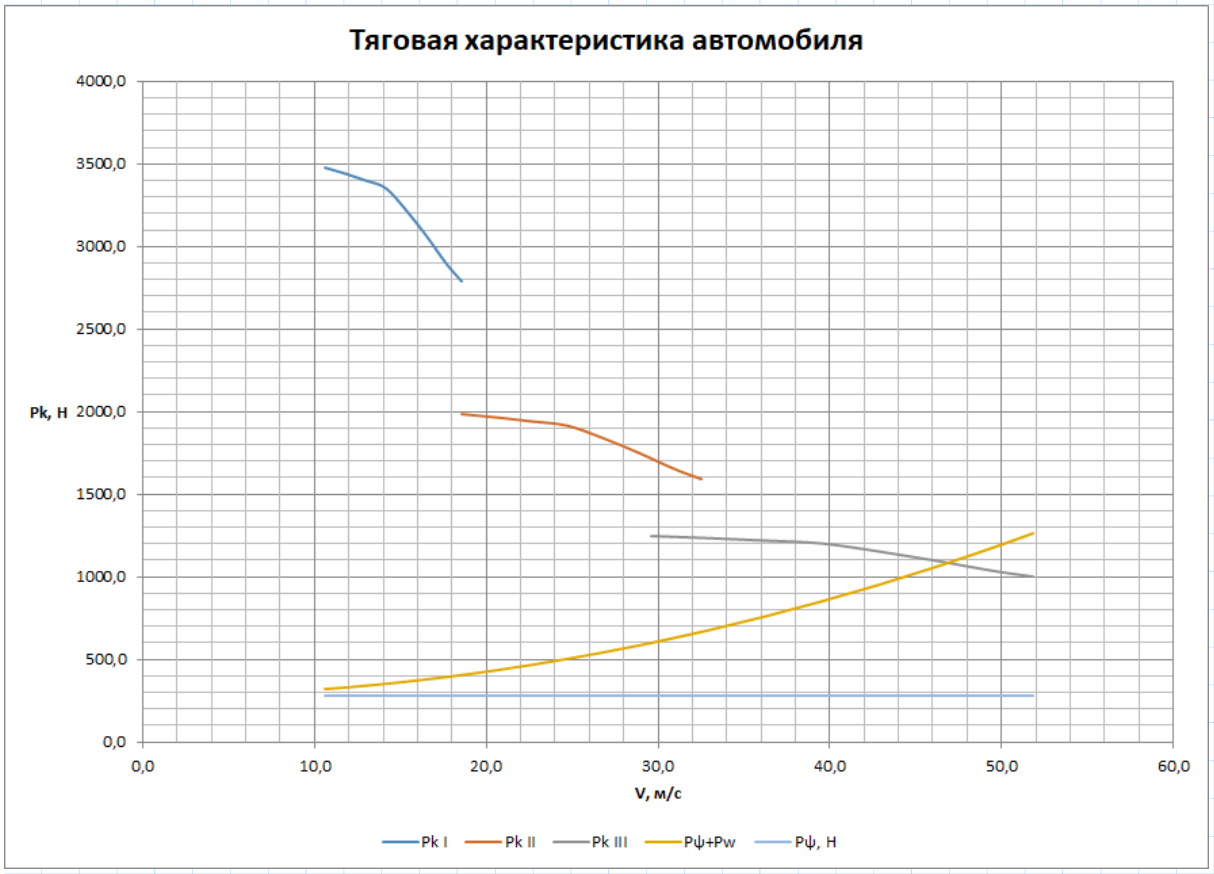
(Рис. 16) График "обратного" ускорения автомобиля без ГТК



(Рис. 17) Время разгона автомобиля без ГТК



(Рис. 18) Пить разгона автомобиля без ГТК



(Рис. 19) Тяговая характеристика автомобиля без ГТК

1.9.2 Ускорение автомобиля

Ускорение автомобиля определяется по формуле:

$$j = \frac{g}{\delta}(D - \psi)$$

где δ – коэффициент вращающихся масс, который можно определить по формуле: $\delta = 1{,}04 + 0{,}04 i_{\text{КП}}^2$.

1.9.3. Время разгона автомобиля

Время разгона tр «с места» до скорости V определяют интегрированием функции 1/j(V):

$$t_{\text{р}} = \int_0^V \frac{1}{j} dV$$

1.9.4. Путь разгона автомобиля

Путь разгона определяют графическим интегрированием функции V(tp) аналогично тому, как это делалось для определения времени разгона:

$$S_{\text{p}} = \int_0^{t_{\text{p}}} V dt$$

10. Выводы о проделанной работе

В результате проделанной работы был согласован гидротрансформатор «ЗиЛ-111» с двигателем внутреннего сгорания «**Opel X14XE**» для обеспечения приемлемых характеристик автомобиля Opel Corsa 1.4.

Также были определены передаточные числа коробки переключения передач, необходимые для проектирования гидромеханической трансмиссии для автомобиля Opel Corsa 1.4.

В ходе проделанной работы был определён оптимальный баланс работы двигателя и трансмиссии, удовлетворяющий показателям мощности и экономичности

Необходимость использования ГТК

ГТК позволяет *отказаться от педали сцепления, обеспечивает плавность разгона* и как дополнительная опция – *увеличивает крутящий момент при разгоне*, также *позволяет двигателю работать во время остановки при включённой передаче*.

Выходные характеристики

Передаточные числа трансмиссии

iкп1	2,50
iкп2	1,43
iкп3	0,9
iгп	3,49

Список использованной литературы:

1. Бойков А.В. Тяговый расчёт автомобиля: учебное пособие/ Бойков А.В., Поршнев Г.П., Шеломов В.Б. – С.-Петербург: СПБГТУ, 2001. – 83 с.