

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный
университет

Автомобильно-дорожный факультет

Кафедра наземных транспортно-технологических машин

В. Н. Добромиров

Анализ основных эксплуатационных свойств и расчет отдельных элементов конструкции грузового автомобиля

Методические указания к выполнению курсовой работы по
дисциплине «Автотракторный транспорт»

Санкт-Петербург

2018

Анализ основных эксплуатационных свойств и расчет отдельных элементов конструкции грузового автомобиля: метод. указания / сост.: В.Н.Добромиров; СПбГАСУ. – СПб., 2018. – 42 с.

Методические указания предназначены для работы студентов специалитета и бакалавриата, обучающихся по специальностям 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства, 23.03.02 - Наземные транспортно-технологические комплексы, 15.03.03 – Прикладная механика при изучении дисциплины «Автотракторный транспорт». Указания могут быть использованы студентами магистратуры, обучающимися по направлению подготовки 23.04.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, по направленности образовательной программы – Эксплуатация транспортных средств, дорожных и строительных машин при изучении дисциплины «Современные проблемы и направления развития конструкций транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования».

Содержание

Введение.....	4
1. Общие требования к выполнению курсовой работы. Варианты заданий	5
2. Образец выполнения курсовой работы.....	8
2.1 Анализ конструктивных особенностей автомобиля.....	10
2.2 Обоснование выбора силовой установки.....	15
2.3 Расчет показателей эксплуатационных свойств автомобиля.....	19
2.4 Расчет основных параметров агрегатов трансмиссии.....	33
2.5 Расчет параметров подвески.....	39
2.6 Расчет параметров механизмов управления.....	40
2.7 Заключение.....	41
3. Информационное обеспечение дисциплины.....	41

Введение

Тема курсовой работы: «Анализ основных эксплуатационных свойств и расчет отдельных элементов конструкции грузового автомобиля».

Курсовая работа выполняется в 7-м семестре студентами, обучающимися по специальности 23.05.01 – Наземные транспортно – технологические средства, по специализации – Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование в рамках изучения дисциплина Б1.Б.30 «Автотракторный транспорт», являющейся дисциплиной базовой части учебного плана.

Курсовая работа выполняется в 7-м семестре студентами, обучающимися по направлению подготовки 15.03.03 – Прикладная механика, по профилю – Вычислительная механика и компьютерный инжиниринг в рамках изучения дисциплины Б1.В.ОД.13 «Автотракторный транспорт», являющейся обязательной дисциплиной вариативной части учебного плана.

Курсовая работа выполняется в 7-м семестре студентами, обучающимися по направлению подготовки 23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы, по профилю – Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование в рамках изучения дисциплины Б1.В.ОД.19 «Автотракторный транспорт», являющейся обязательной дисциплиной вариативной части учебного плана.

Работа выполняется в расчетно-графическом виде. Пояснительная записка включает исследовательскую часть, расчетную оценку параметров тягово-динамических свойств автотранспортного средства и расчет отдельных элементов его конструкции. Графические материалы иллюстрируют результаты расчетов, выполняются на листах формата А4 и располагаются в пояснительной записке непосредственно за результатами вычислений.

1. Общие требования к выполнению курсовой работы.

Варианты заданий.

Содержание курсовой работы. Работа должна включать следующие основные положения:

- *Введение:* назначение машины, завод-производитель, с какого времени выпускается.
- *Определение категории, вида и класса АТС:* представить по заданной марке АТС его категорию, вид и класс по международной (Правила ЕЭК ООН) и национальной (ОН 025 270 – 66) классификациям.
- *Техническая характеристика АТС:* дать развернутую техническую характеристику АТС в виде сводной таблицы (по данным технической литературы) с обязательными сведениями о полной массе машины, типе и мощности двигателя и его характеристиках, передаточных числах всех агрегатов трансмиссии, максимальной скорости и максимальном угле преодолеваемого подъема, типе и марке шин.
- *Общие конструктивные решения АТС:* представить присущую заданной машине совокупность общих конструктивных решений и их схемное отображение в символикe системы сжатия инженерной информации.
- *Кинематическая схема трансмиссии АТС:* разработать подробную кинематическую схему раздачи мощности в трансмиссии АТС с детализацией по коробке передач, раздаточной коробке и ведущим мостам.
- *Обоснование и расчет характеристик силовой установки:* провести расчетное определение мощности двигателя по формуле Лейдермана, построить графики расчетной внешней скоростной характеристики ДВС и реальной для штатного двигателя исследуемого автомобиля (находится в справочной литературе).

- *Тягово-динамический расчет автомобиля:* провести тягово-динамический расчет автомобиля (по расчетной внешней скоростной характеристике штатного ДВС) с построением динамической характеристики, номограммы нагрузок, графиков ускорений, топливной характеристики установившегося движения и мощностного баланса.

- *Анализ полученных результатов:* провести анализ полученных результатов, сформулировать выводы о тяговых, динамических возможностях автомобиля и его топливной экономичности.

- *Расчет отдельных элементов конструкции АТС:* провести расчет основных параметров сцепления, коробки передач, карданных валов, подвески, рулевого и тормозного управления.

Объем работы. Пояснительная записка – 45 ... 50 страниц. Количество чертежей – не предусмотрены.

Оформление работы. Все рисунки, графики, таблицы, список литературы и текст работы оформляются в компьютерном виде с соблюдением требований кафедры НТТМ по оформлению курсовых работ и проектов.

Варианты заданий для выполнения курсовой работы

Вариант задания на выполнение работы определяется преподавателем дисциплины.

№ вар.	Марка АТС	№ вар.	Марка АТС	№ вар.	Марка АТС	№ вар.	Марка АТС
1	КамАЗ-4308	14	КамАЗ-65201	27	УРАЛ-6464	40	МАЗ-54321
2	КамАЗ-4310	15	КамАЗ-65222	28	УРАЛ-5557	41	МАЗ-63031
3	КамАЗ-43114	16	КамАЗ-6540	29	УРАЛ-55571	42	МАЗ-631019
4	КамАЗ-43118	17	КамАЗ-6522	30	УРАЛ-43206	43	МАЗ-6516
5	КамАЗ-43253	18	КамАЗ-5308	31	УРАЛ-532301	44	МАЗ-5551
6	КамАЗ-4326	19	КамАЗ-5320	32	УРАЛ-6367	45	МАЗ-447137
7	КамАЗ-44108	20	КамАЗ-53212	33	УРАЛ-44202	46	МАЗ-64221
8	КамАЗ-5410	21	КамАЗ-53215	34	УРАЛ-542362	47	МАЗ-53371
9	КамАЗ-45141	22	КамАЗ-5360	35	УРАЛ-6563	48	МАЗ-437041
10	КамАЗ-45142	23	КамАЗ-63501	36	УРАЛ-4320	49	МАЗ-6317
11	КамАЗ-45143	24	КамАЗ-5460	37	УРАЛ-4320-48	50	МАЗ-6501
12	КамАЗ-55111	25	КамАЗ-5490	38	УРАЛ-6470	51	МАЗ-5440
13	КамАЗ-65111	26	КамАЗ-6460	39	КамАЗ-6520	52	КамАЗ-65115

2. Образец выполнения курсовой работы.

Ниже представлен вариант исполнения курсовой работы на тему «Анализ основных эксплуатационных свойств и расчет отдельных элементов конструкции грузового автомобиля КамАЗ-6522».

Введение

Автомобиль КамАЗ-6522 представляет собой грузовой автомобиль с самосвальной платформой, кабина которого оснащена гидроподъемником. Этот автомобиль разработан на базе 20-тонного самосвала КамАЗ-6520. Особенностью полноприводного самосвала КамАЗ-6522 с колесной формулой 6х6 является раздаточная коробка фирмы ZF STEYR, импортные карданные валы, 16-ступенчатая коробка передач ZF модели 16S151. Автомобиль очень привлекателен как самосвал для перевозки сыпучих строительных грузов своей грузоподъемностью и объемом кузова. Полный привод позволяет использовать машину в тяжелых дорожных условиях.

2.1 Анализ конструктивных особенностей автомобиля

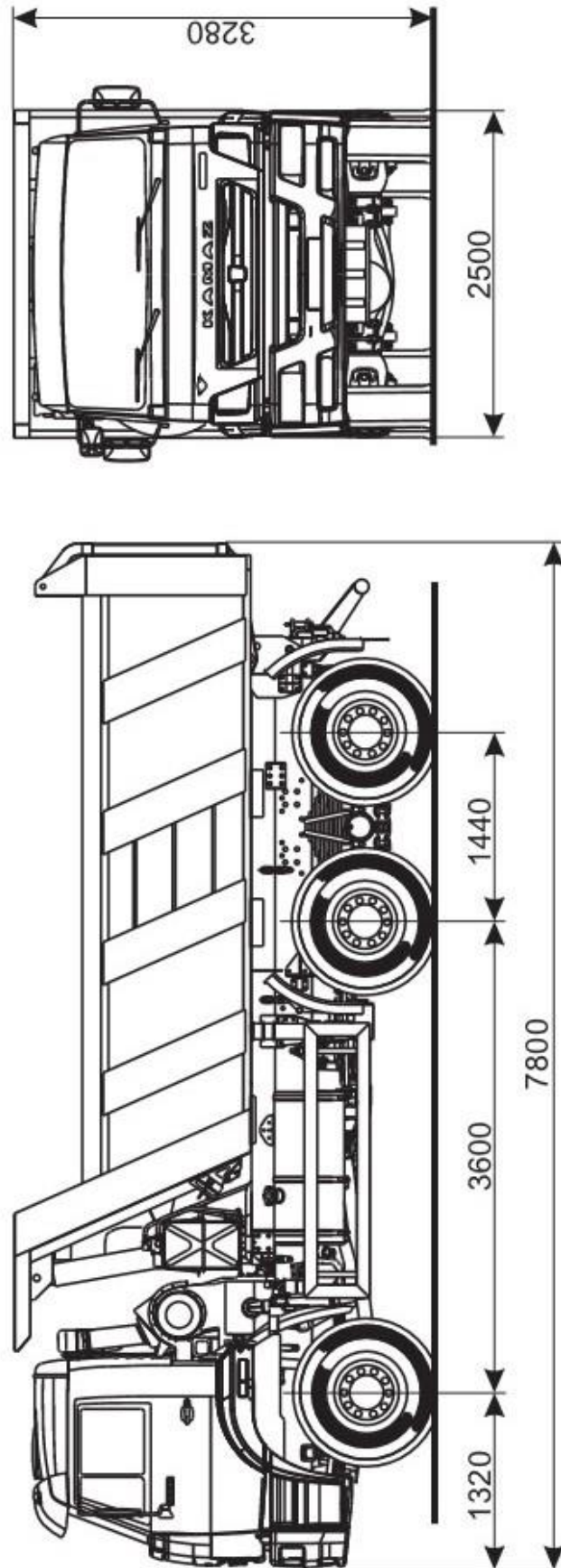
2.1.1 Внешний вид автомобиля.



Рис. 1. Внешний вид автомобиля

2.1.2 Общий вид автомобиля.

Чертеж общего вида автомобиля представлен на рис. 2.



Размеры даны для автомобиля снаряженной массы

Рис. 2. Общий вид автомобиля

2.1.3 Классификационные признаки АТС.

По международной классификации: согласно Правилам ЕЭК ООН АТС принадлежит к категории N3 - грузовые, специальные, специализированные автомобили, автотягачи полной массой более 12 т. (полная масса из технической характеристики - 27500 кг)

По национальной классификации, установленной отраслевой нормалью ОН 025 270 -66, по цифровой части обозначения КамАЗ-6522 принадлежит к 6 классу полной массы (20,0т-40,0т), вид АТС- автосамосвал, порядковый заводской номер модели - 22.

2.4 Техническая характеристика АТС.

Параметр	Показатель
Колесная формула	6х6
Допустимая полная масса автомобиля, кг	27500
Допустимая нагрузка на переднюю ось, кг	7500
Допустимая нагрузка на заднюю ось, кг	20000
Масса снаряженного автомобиля, кг	13950
Допустимая грузоподъемность, кг	13400
Максимальная скорость, км/ч	85
Тип и марка двигателя	740.51-320(Евро-3) дизельный с турбонаддувом, с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	235(320), при частоте вращения 1900 об/мин
Максимальный момент двигателя, Нм	1373, при частоте вращения 1300 об/мин
Тип и марка коробки передач	ZF 16S 151 механическая
Число передач КП	16
Передаточные числа КП, РК и ГП	$i_{ГП} = 6,88$; $i_{РКн} = 1,536$; $i_{РКв} = 0,89$ Передаточные числа КП приведены в таблице 1
Тип, марка и размерность шин	Пневматические камерные Размер обода 8.5-20 (216-508) Размер шин 12.00 R20 (320 R508)

	$r_{cm} = 0,526m$
--	-------------------

Таблица 1 Передаточные числа КП ZF 16S 151

КП	1	2	3	4	5	6	7	8
Н	13,8	9,49	6,53	4,57	3,02	2,08	1,43	1,00
В	11,54	7,93	5,46	3,82	2,53	1,74	1,2	0,84

2.1.4 Общие конструктивные решения и их отображение в символике сжатия инженерной информации.

Схемное изображение	КФ	ФП	ОФ	ФУ
	6x6	123	1-23	1 - 00

2.1.5 Кинематическая схема трансмиссии.

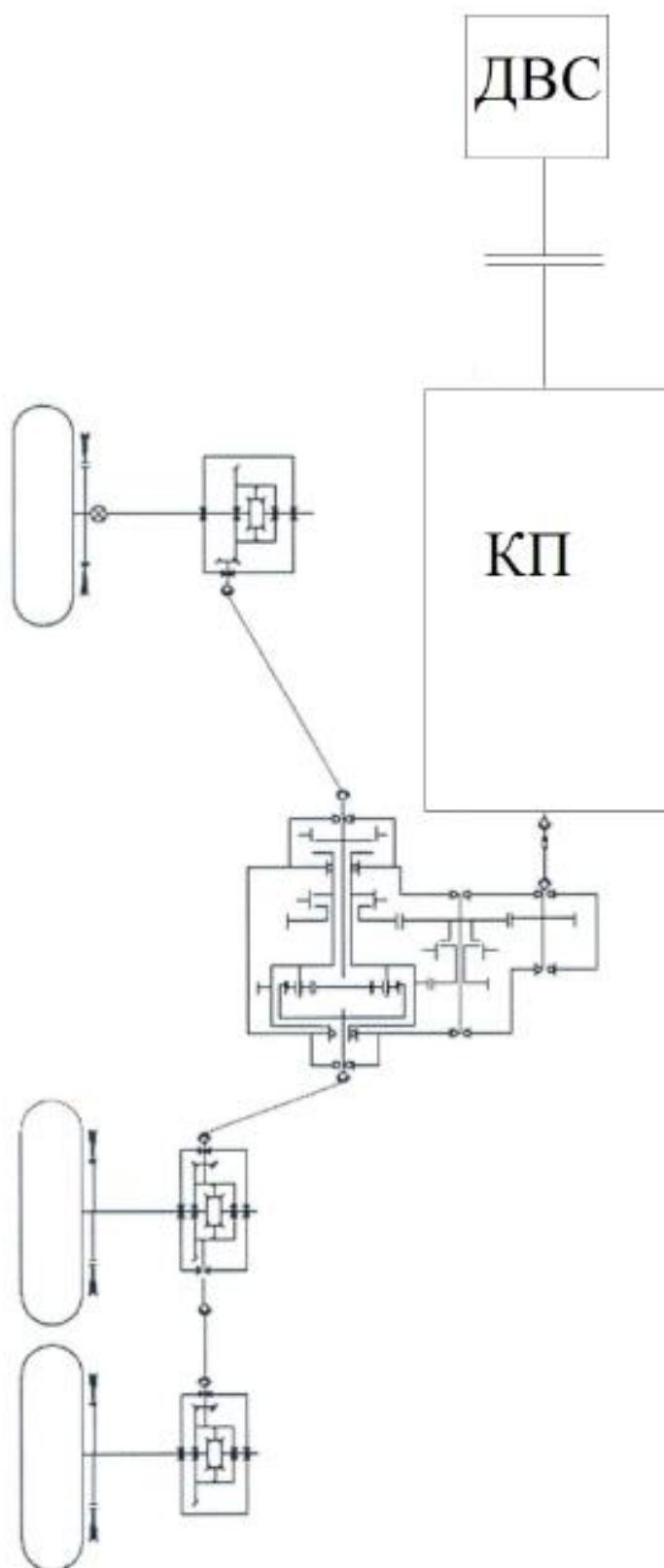


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии автосамосвала КамАЗ 6522

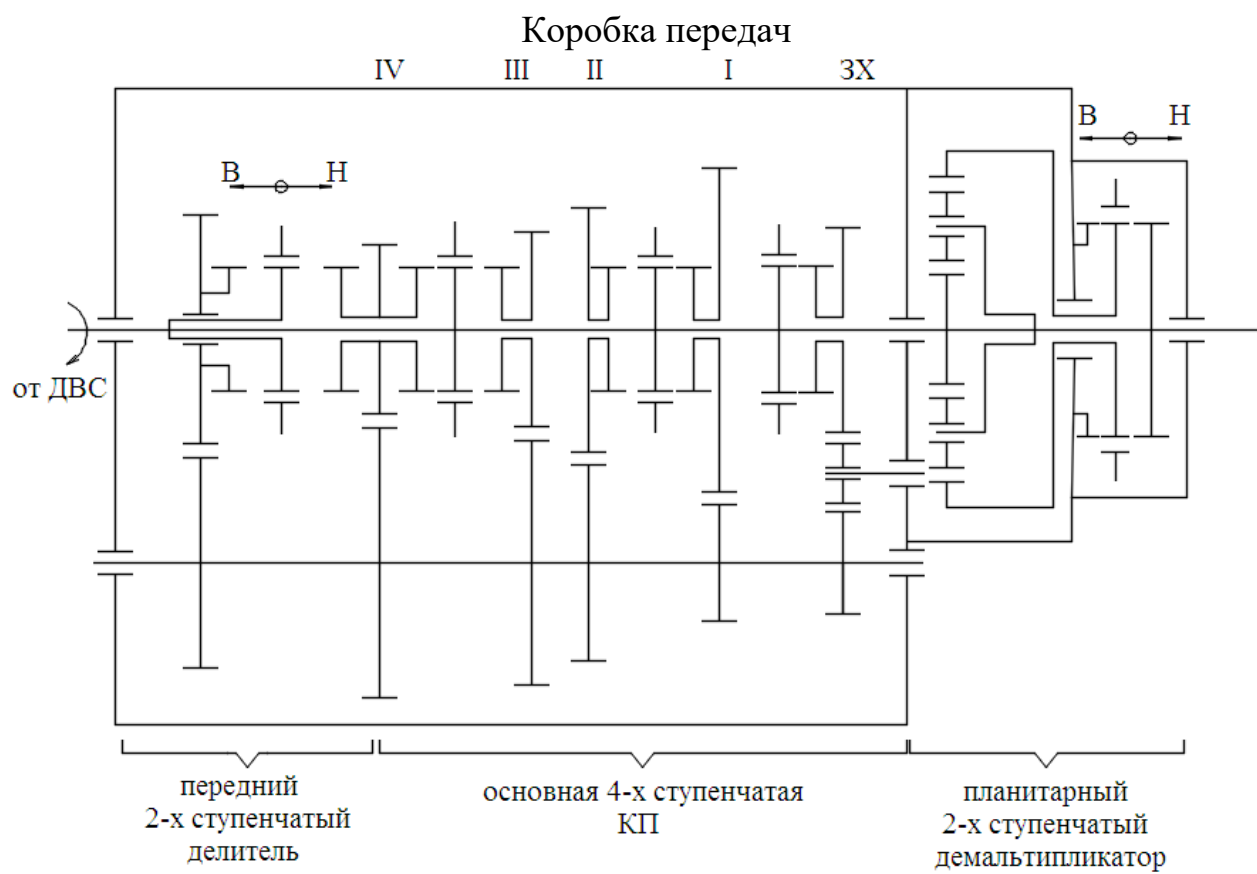


Рис. 4. Кинематическая схема коробки передач ZF 16S 151

2.2 Обоснование выбора силовой установки.

Определение параметров двигателя включает:

- определение максимальной мощности ($N_{ДВ\max}$);
- определение эффективной мощности (N_e);
- определение эффективного момента (M_e);
- построение внешней скоростной характеристики двигателя $N_e = f(\omega_e)$ и $M_e = f(\omega_e)$.

3.1 Максимальная мощность двигателя (определяем из формулы Лейдермана).

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

где

a, b, c – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа двигателя (для дизеля: $a=0,53$; $b=1,56$; $c=1,09$)

ω_e – текущее значение угловой скорости коленчатого вала, с^{-1}

ω_N – угловая скорость к.в. при максимальной мощности двигателя, с^{-1}

Для случая максимальной мощности принимаем $\omega_e = \omega_N$, т.е. $\omega_e / \omega_N = 1$

Тогда при условии $N_{ДВ} = 235$ кВт (см. техническую характеристику машины)

$$N_{ДВ\max} = 235 / [0,53 \cdot 1 + 1,56 \cdot (1)^2 - 1,09 \cdot (1)^3] = 235,0 \text{ кВт}.$$

В соответствии с полученным значением $N_{ДВ\max}$ строится внешняя скоростная характеристика двигателя – зависимость эффективной мощности N_e и эффективного момента M_e от угловой скорости к.в.

3.2 Эффективная мощность двигателя (определяется по формуле Лейдермана).

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

Определяем N_e для значений $\omega_e / \omega_N = 0,2$; $0,4$; $0,6$; $0,8$; $1,0$

$$N_e = 235,0 \cdot [0,53 \cdot 0,2 + 1,56 \cdot (0,2)^2 - 1,09 \cdot (0,2)^3] = 36,1148 \text{ кВт}$$

Остальные значения N_e для соответствующих отношений ω_e / ω_N рассчитываются аналогично.

3.3 Эффективный крутящий момент двигателя.

Определяется по зависимости

$$M_e = 1000 \cdot N_e / \omega_e, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Обоснование выбора текущих значений угловой скорости к.в. ω_e для определения M_e :

Задаем значение ω_N (т.е. ω_e при максимальной мощности). Принимаем $\omega_N = 198,9 \text{ с}^{-1}$ (1900 мин^{-1} , см. техническую характеристику машины). Из ω_e / ω_N определяем ω_e :

- при $\omega_e / \omega_N = 0,2$; $\omega_N = 0,2\omega_e$;
- при $\omega_e / \omega_N = 0,4$; $\omega_N = 0,4\omega_e$ и т.д.

Результаты расчётов сведены в таблицу. По её данным строим скоростную характеристику двигателя.

3.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя.

Таблица 2

Скоростная характеристика двигателя

$\frac{\omega_e}{\omega_N}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\omega_e, 1/\text{с}$	39,77	79,55	119,32	159,09	198,87
$n, \text{об}/\text{мин}$	380	760	1140	1520	1900
$N_e, \text{кВт}$	36,1148	92,0824	151,3776	203,1152	235
$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	908,09	1157,54	1268,67	1276,73	1181,68

На скоростной характеристике отмечаем:

ω_M - угловая скорость коленчатого вала при $M_{\max}$;

ω_N - угловая скорость коленчатого вала при $N_{\max}$;

$$K_M = M_{\max} / M_N;$$

$$K_\omega = \omega_N / \omega_M;$$

Значения характерных точек:

$$\omega_M = 136 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_N = 198,9 \text{ с}^{-1};$$

$$K_M = \frac{1276,73}{1181,68} = 1,08;$$

$$K_\omega = \frac{198,9}{136} = 1,46;$$

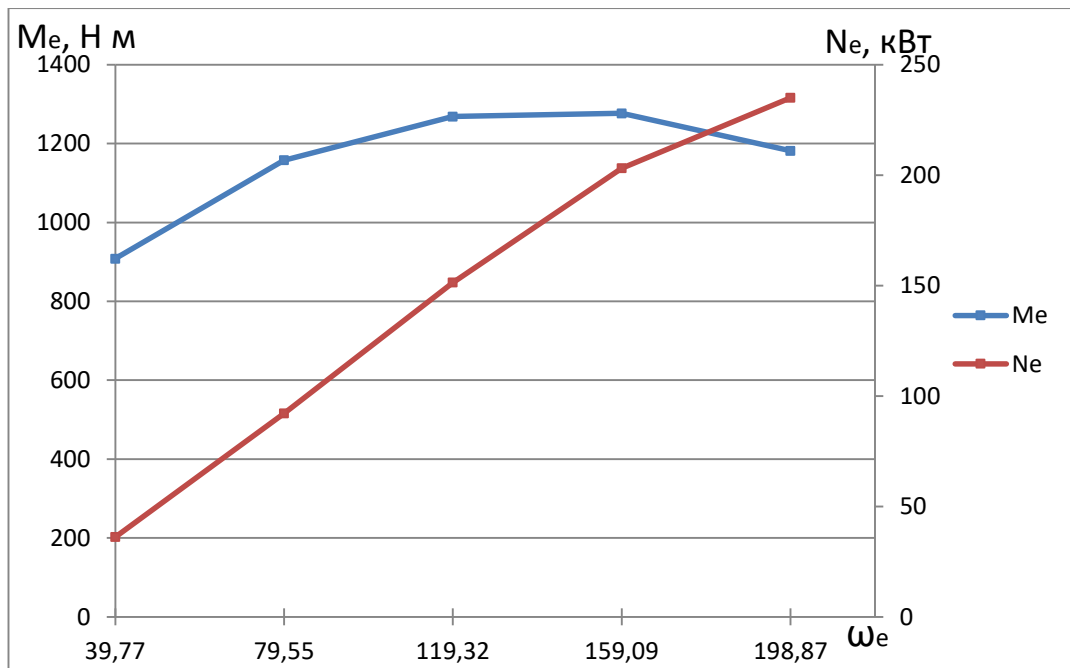


Рис.5. Внешняя скоростная характеристика

3.5 Мощность двигателя для движения в заданных условиях.

Для уточнения значения мощности определим ее при:

- максимальной скорости, приведенной в технической характеристике;
- максимальном угле подъёма, характерном для полноприводных автомобилей.

3.5.1 Мощность двигателя для движения автомобиля с заданной максимальной скоростью.

$$N_{ДВ} = (G_a \cdot \psi_V + K_{\epsilon} \cdot F \cdot V_{max}^2) \cdot V_{max} \cdot 10^{-3} / \eta_{mp}(1 - \delta),$$

где

G_a — полный вес автомобиля, Н ;

ψ_V — коэффициент сопротивления движению при заданных условиях;

K_{ϵ} — коэффициент сопротивления воздуха, Н · с² / м⁴;

$$(K_{\epsilon} = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4)$$

F — лобовая площадь автомобиля, м² (~ 7м²);

V_{max} — максимальная скорость движения автомобиля, м/с;

$$(85 \text{ км/ч} = 24 \text{ м/с})$$

η_{mp} — КПД трансмиссии (~0,85),

δ — коэффициент буксования колес ($\delta \approx 0,15 - 0,20$).

Для случая движения с V_{max} по ровному горизонтальному асфальтобетону (при $\psi_V = 0,017$):

$$N_{max} = (G_a \cdot f + k \cdot F \cdot V_{max}^2) V_{max} \cdot 10^{-3} / \eta_{mp} (1 - \delta) =$$

$$(268775 \cdot 0,017 + 0,3 \cdot 7 \cdot 24^2) \cdot 24 \cdot 10^{-3} / 0,85(1 - 0,2) = 204,56 \text{ кВт} (278,3 \text{ л.с.})$$

Мощности установленного двигателя (235 кВт) достаточно для обеспечения максимальной заданной скорости движения.

3.5.2 Мощность двигателя для движения автомобиля на подъем заданной максимальной крутизны.

Для движения на грунтовый подъем крутизной $\alpha = 30^\circ$ с V_{min}

$$N_{ДВ} = G_a (f + i) \cdot V_{min} \cdot 10^{-3} / \eta_{mp} (1 - \delta),$$

где $f = 0,05$ – для качения по сухому грунтовому основанию;

$i = 0,5$ ($\alpha = 30^\circ$);

$\delta = 0,2$;

$V_{min} = 1,4 \text{ м/с}$ (5 км/ч).

Тогда

$$N_{ДВ} = G_a (f + i) \cdot V_{min} \cdot 10^{-3} / \eta_{mp} (1 - \delta) = 1,4 \cdot 269775 (0,05 + 0,5) 10^{-3} / 0,85(1 - 0,2) =$$

$$= 305,48 (415 \text{ л.с.})$$

Мощности установленного двигателя (235 кВт) недостаточно для преодоления подъема крутизной 30° полностью груженым с заданной скоростью 5 км/ч.

Скорость преодоления заданного подъема при $N_{max} = 235 \text{ кВт}$ составит:

$$V_{min} = \frac{N_{max} \cdot \eta_{mp} (1 - \delta)}{G_a (f + i) \cdot 10^{-3}} = \frac{235 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{269775 \cdot 0,55} = 1,07 \text{ м/с} (3,85 \text{ км/ч})$$

2.3 Расчет показателей эксплуатационных свойств автомобиля.

2.3.1 Динамический паспорт автомобиля.

Динамический паспорт автомобиля – это совокупность динамической характеристики и номограммы нагрузок.

Динамическая характеристика позволяет решать уравнение движения с учётом конструктивных параметров автомобиля (в первую очередь- эффективного момента двигателя M_e), характеристик дороги (ψ и φ - коэффициенты сопротивления движению и коэффициент сцепления соответственно) и нагрузки на автомобиль (полный G_a и снаряженный G_o вес машины).

Динамическая и тягово-скоростная характеристики.

Характеристика строится для автомобиля с полной нагрузкой. С изменением G_a динамический фактор D_a меняется. D_a определяется по формуле:

$$D_a = (P_T - P_W) / G_a,$$

где

P_T - сила тяги, Н;

P_W - сила сопротивления воздуха, Н;

G_a - полный вес автомобиля, Н.

$$P_T = M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp} / r_{cm}, \text{ Н}$$

$$P_W = K_\epsilon \cdot F \cdot V^2, \text{ Н}$$

где

M_e - эффективный момент двигателя (определяется по внешней скоростной характеристике), Н·м;

P_W - передаточное число трансмиссии; $U_{mp} = U_{KPi} \cdot U_{PK} \cdot U_{ГП}$

η_{mp} - К.П.Д. трансмиссии(0,85);

r - радиус колеса, м ($r \cong r_{cm} = 0,526$);

K_ϵ - коэффициент сопротивления воздуха, Н · с² / м⁴;

F - лобовая площадь автомобиля, м²;

V - скорость движения автомобиля, м/с.

Скорость движения автомобиля определяется по зависимости:

$$V = \omega_e \cdot r_{cm} / U_{mp}, \text{ м/с}$$

где ω_e - текущее значение угловой скорости к.в. двигателя,

c^{-1} (определяется по внешней скоростной характеристике двигателя)

Т.к. скоростная характеристика построена по пяти точкам ($\omega_e / \omega_N = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0$) для построения динамической характеристики используем эти же точки со значениями ω_e соответственно 39,77; 79,55; 119,32; 159,09; 198,87 c^{-1} (см. табл. 2).

Проводим расчёты для $\omega_e = 39,77 c^{-1}$, по остальным точкам значения M_e , U_{mp} , V , P_T , P_W и D_a - сводим в таблицу.

Для $\omega_e = 39,77 c^{-1}$ и $M_e = 908,09 H \cdot m$ (рис. 5),

$$V = \frac{50,24 \cdot 0,526}{70,66}$$

P_W рассчитываем при $K_e = 0,3 H \cdot c^2 / m^4$ и $F = 7 m^2$

Тогда

$$P_W = 0,3 \cdot 7 \cdot 0,296^2 = 0,184 H;$$

$$U_{mp1} = U_{KII61} \cdot U_{IIII} \cdot U_{PK6} = 11,54 \cdot 6,88 \cdot 0,89 = 70,66;$$

$$P_T = 908,08 \cdot 70,66 \cdot 0,85 / 0,526 = 103692,3 H;$$

$$D_a = \frac{103692,3 - 0,184}{269775} = 0,384$$

при $G_a = 269775 H$.

Таблица 3

Динамическая характеристика автомобиля

ω_e, c^{-1}	39,77	79,55	119,32	159,09	198,87
$M_e, H \cdot m$	908,09	1157,54	1268,67	1276,73	1181,68

игр=70,66					
P_{T1}	103692,3	132176,3	144865,9	145786,2	134932,7
$V1, m/c$	0,296045	0,592164	0,888208	1,184253	1,480372
P_W	0,184049	0,736381	1,656719	2,945154	4,602151
D	0,384365	0,489947	0,536982	0,540388	0,500151
игр=48,56					
P_{T2}	71254,73	90828,22	99548,22	100180,7	92722,41
$V2, m/c$	0,430814	0,861736	1,29255	1,723364	2,154286
P_W	0,389761	1,559437	3,50844	6,236965	9,745992
D	0,264125	0,336676	0,368992	0,371326	0,343667
игр=33,43					
P_{T3}	49060,63	62537,47	68541,4	68976,85	63841,66
$V3, m/c$	0,625706	1,251569	1,877275	2,502981	3,128844
P_W	0,822167	3,289493	7,400739	13,15632	20,5583
D	0,181813	0,231636	0,253669	0,254972	0,235537

itp=23,39					
P _{T4}	34324,47	43753,32	47953,87	48258,53	44665,78
V _{4, м/с}	0,894334	1,788892	2,683226	3,577559	4,472118
P _W	1,679648	6,720283	15,11937	26,87775	41,99965
D	0,127227	0,16216	0,177699	0,178785	0,165411
itp=15,49					
P _{T5}	22733,22	28977,98	31760,02	31961,8	29582,31
V _{5, м/с}	1,350338	2,701015	4,051352	5,40169	6,752367
P _W	3,829165	15,32051	34,46826	61,27434	95,74837
D	0,084253	0,107359	0,1176	0,118249	0,109301
itp=10,65					
P _{T6}	15634,71	19929,52	21842,86	21981,63	20345,14
V _{6, м/с}	1,963422	3,927338	5,89076	7,854181	9,818097
P _W	8,095554	32,39036	72,8722	129,5452	202,4296
D	0,057925	0,073755	0,080697	0,081001	0,074665
itp=7,35					
P _{T7}	10782,56	13744,5	15064,04	15159,75	14031,13
V _{7, м/с}	2,846962	5,69464	8,541601	11,38856	14,23624
P _W	17,0209	68,10073	153,2138	272,3687	425,6082
D	0,039906	0,050696	0,055271	0,055184	0,050433
itp=5,14					
P _{T8}	7547,79	9621,149	10544,83	10611,82	9821,793
V _{8, м/с}	4,067088	8,135199	12,20229	16,26938	20,33749
P _W	34,73654	138,9811	312,6812	555,8544	868,5881
D	0,027849	0,035148	0,037928	0,037275	0,033188
itp=84,5					
P _{T9}	123999,4	158061,7	173236,5	174337,1	161358
V _{9, м/с}	0,247562	0,495186	0,742748	0,99031	1,237934
P _W	0,128702	0,514939	1,158516	2,059499	3,218209
D	0,45964	0,5859	0,642147	0,646224	0,598109
itp=58,11					
P _{T10}	85272,06	108696,1	119131,5	119888,3	110962,9
V _{10, м/с}	0,359995	0,720081	1,080076	1,440071	1,800157
P _W	0,272153	1,088885	2,449785	4,354991	6,805186
D	0,316085	0,40291	0,441587	0,444385	0,411291
itp=39,98					
P _{T11}	58675,08	74792,98	81973,5	82494,29	76352,75
V _{11, м/с}	0,523178	1,046488	1,569666	2,092845	2,616155
P _W	0,574803	2,299789	5,17409	9,197998	14,37296
D	0,217494	0,277234	0,30384	0,305755	0,282971
itp=27,98					
P _{T12}	41063,57	52343,63	57368,9	57733,37	53435,23
V _{12, м/с}	0,747561	1,49531	2,242871	2,990432	3,738181

P _w	1,17358	4,6955	10,56399	18,77964	29,3454
D	0,15221	0,19401	0,212615	0,213936	0,197965
i_{гp}=5,1418,49					
P _{T13}	27136,1	34590,32	37911,17	38152,03	35311,69
V _{13, м/с}	1,131243	2,262771	3,394014	4,525257	5,656784
P _w	2,687393	10,75228	24,19059	43,00369	67,19834
D	0,100578	0,128179	0,140439	0,141262	0,130644
i_{гp}=12,74					
P _{T14}	18689,77	23823,8	26111,01	26276,89	24320,63
V _{14, м/с}	1,642478	3,285369	4,927847	6,570325	8,213216
P _w	5,665241	22,66666	50,99572	90,65526	141,6595
D	0,069258	0,088226	0,096599	0,097067	0,089626
i_{гp}=8,76					
P _{T15}	12849,21	16378,86	17951,32	18065,36	16720,43
V _{15, м/с}	2,389059	4,778718	7,167777	9,556836	11,9465
P _w	11,98596	47,95592	107,8918	191,7995	299,7094
D	0,047585	0,060535	0,066142	0,066254	0,060868
i_{гp}=6,12					
P _{T16}	8985,464	11453,75	12553,37	12633,12	11692,61
V _{16, м/с}	3,416354	6,833567	10,24992	13,66628	17,08349
P _w	24,5101	98,06505	220,6279	392,2109	612,8758
D	0,033216	0,042093	0,045715	0,045375	0,04107
i_{гp}=145,83					
P _{T1H}	214003,5	272789,7	298978,9	300878,4	278478,6
V _{1H, м/с}	0,143444	0,286924	0,430368	0,573812	0,717292
P _w	0,04321	0,172884	0,388955	0,691447	1,080468
D	0,793266	1,011175	1,108253	1,115294	1,032262

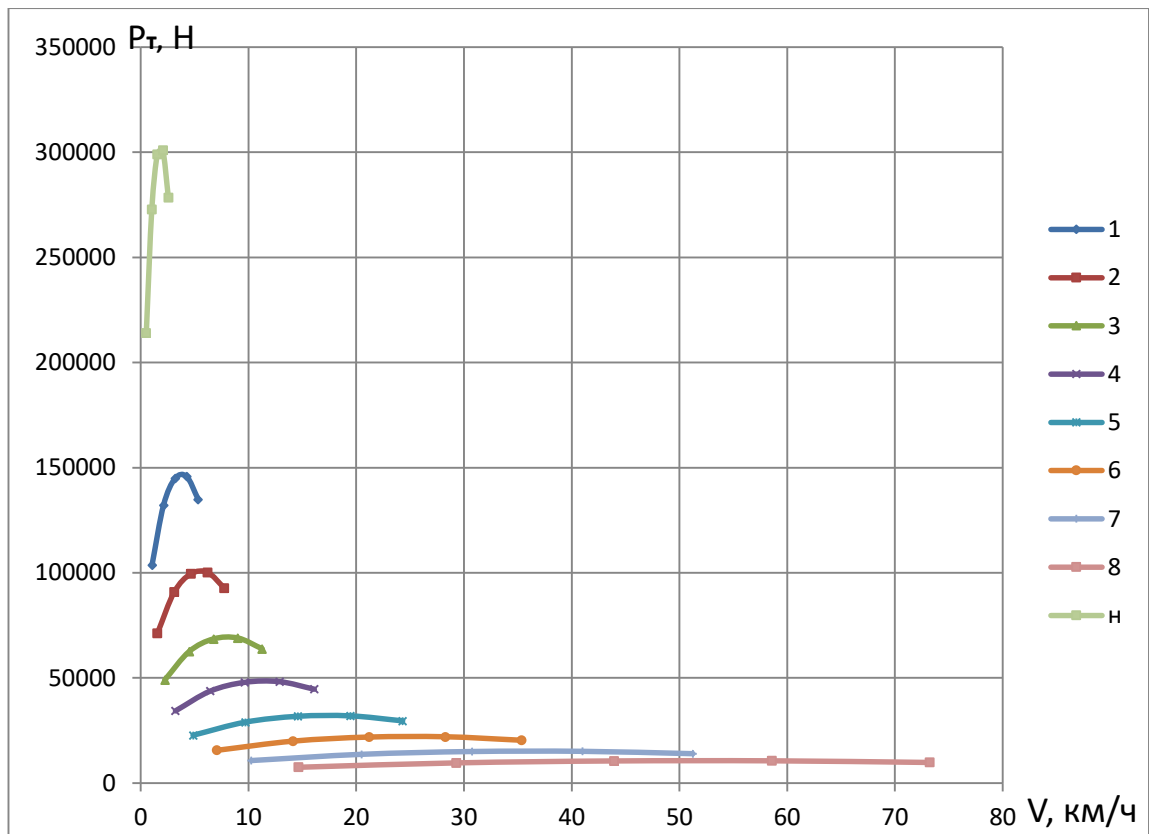


Рис.6. Тягово-скоростная характеристика

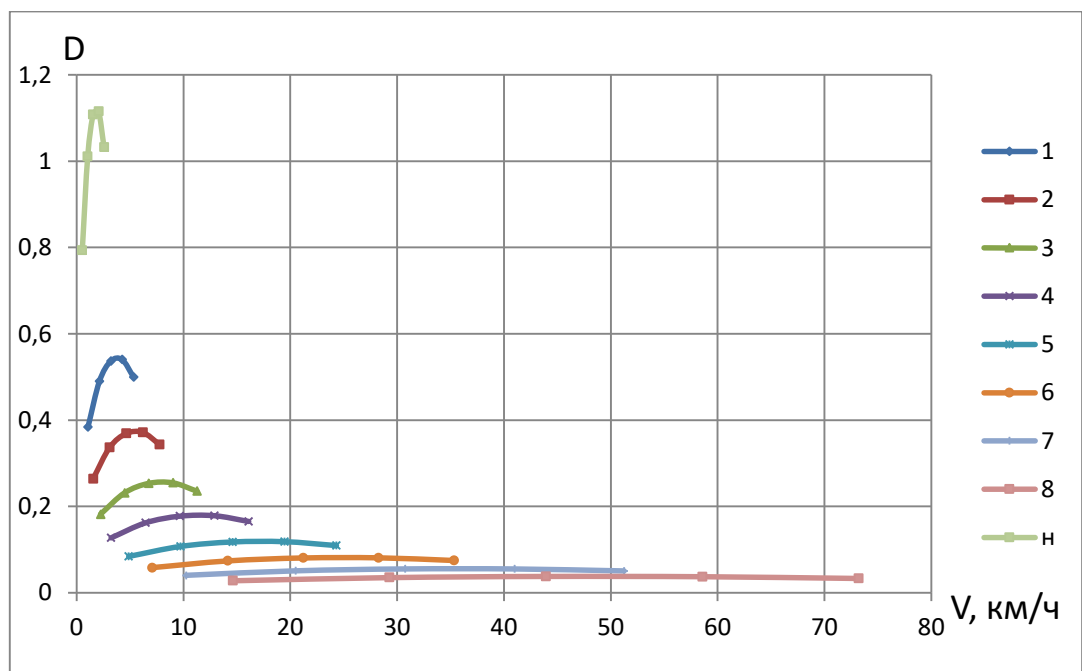


Рис.7. Динамическая характеристика

Номограмма нагрузок.

Для исключения необходимости расчета величины динамического фактора при каждом изменении веса (нагрузки)

автомобиля, его динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок.

Порядок построения номограммы нагрузок (рис.8)

- ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево и откладывают на ней произвольный отрезок;
- на этом отрезке наносим шкалу нагрузок в процентах, %;
- через нулевую точку шкалы нагрузок проводим прямую, параллельную оси D_a ;
- на этой новой ординате наносим шкалу динамического фактора для порожнего автомобиля D_o .

Определение масштаба шкалы - из формулы:

$$D_o = D_a \cdot m_o / m_a, \quad \text{т.е. } D_o / D_a = m_o / m_a = a_o,$$

где

a_o - изменение масштаба шкалы динамического фактора автомобиля с полной нагрузкой по отношению к порожнему автомобилю;

m_a - полная масса автомобиля, кг;

m_o - масса снаряжённого автомобиля, кг.

Равнозначные деления шкал D_a и D_o (например 0,05; 0,1 и т.д.) соединяем прямыми линиями. Эти линии обычно проводят через «круглые» значения динамического фактора.

$$m_o = 13950 \text{ кг}$$

$$m_a = 27500 \text{ кг}$$

$$a_o = 13950 / 27500 = 0,5$$

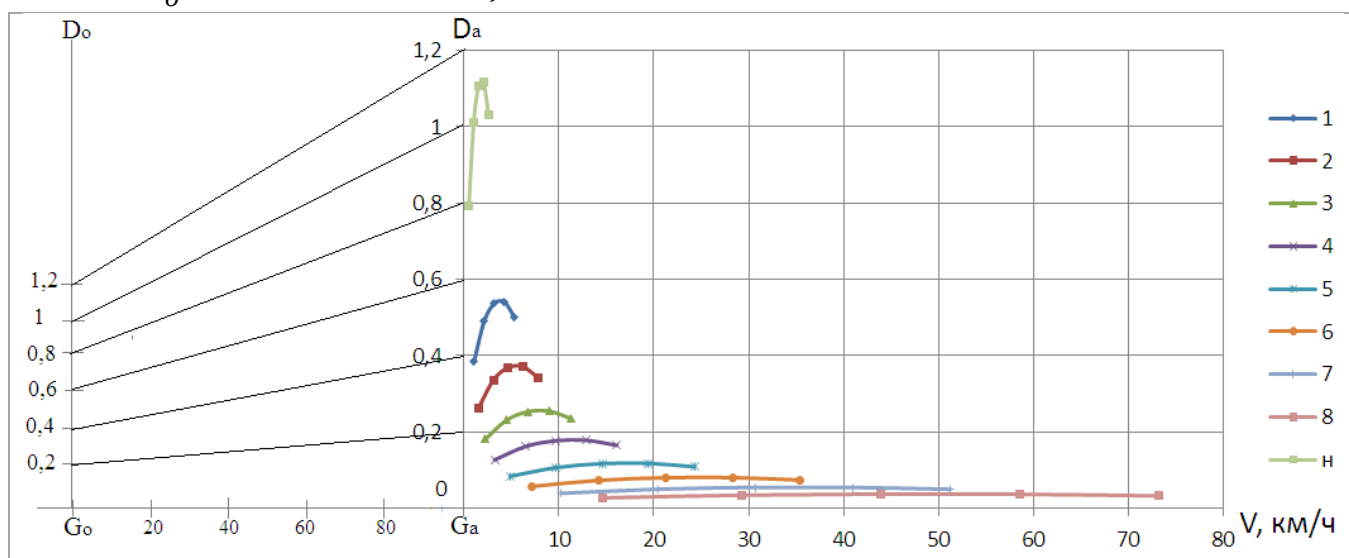


Рис.8.Номограмма нагрузок

2.3.2 Ускорения при разгоне.

Ускорение во время разгона для случая движения на всех передачах трансмиссии:

$$j_i = g(D_{a_i} - \psi_V) / \delta_{ep_i}, \text{ м/с}^2$$

где

i - номер передачи в коробке передач;

ψ_V - коэффициент сопротивления движению при максимальной скорости (для асфальто-бетонного) дорожного покрытия при движении по горизонтальному ровному участку дороги $\psi_V = 0,017$);

δ_{ep_i} - коэффициент учёта вращающихся масс при включённой i - ой передаче в трансмиссии.

$$\delta_{ep_i} = (1 + b) + aU_{mp}^2,$$

где

b - коэффициент, учитывающий влияние кинетической энергии колёс, не зависящий от влияния силовой передачи;

a - коэффициент, учитывающий влияние кинетической энергии силовой установки.

По экспериментальным данным $b = 0,03...0,05$; $a = 0,001...0,002$. Большие значения коэффициентов принимаются для более тяжёлых машин.

Принимаем $\delta_{ep_i} = 1,04 + 0,0015 \cdot U_{mp}^2$.

Для $U_{mp1} = 70,66$ получаем:

$$\delta_{ep1} = 1,04 + 0,0015 \cdot 70,66^2 = 8,53;$$

$$j_1 = 9,81(0,384 - 0,017) / 8,53 = 0,423 \text{ м/с}^2.$$

Результаты расчёта для всех контрольных точек на всех передачах в трансмиссии сводим в таблицу и по этим данным строим график ускорений автомобиля.

Таблица 4

Разгонная характеристика автомобиля

$\delta_{в1}$	8,52962				
$g_{в1}$	0,42251	0,543941	0,598036	0,601954	0,555676
$\delta_{в2}$	4,57667				
$g_{в2}$	0,529708	0,685218	0,754487	0,75949	0,700203
$\delta_{в3}$	2,716615				
$g_{в3}$	0,595159	0,775073	0,854637	0,859343	0,789161

δ_{B4}	1,860682				
g_{B4}	0,581148	0,765319	0,847247	0,852971	0,782462
δ_{B5}	1,399989				
g_{B5}	0,471256	0,633161	0,704925	0,709469	0,646768
δ_{B6}	1,210273				
g_{B6}	0,331719	0,46003	0,516302	0,518768	0,467409
δ_{B7}	1,120986				
g_{B7}	0,200452	0,294877	0,334921	0,33416	0,292578
δ_{B8}	1,079683				
g_{B8}	0,098577	0,164897	0,190156	0,184222	0,147081
δ_{B9}	11,75042				
g_{B9}	0,369544	0,474954	0,521913	0,525316	0,485147
δ_{B10}	6,105013				
g_{B10}	0,480592	0,620109	0,682258	0,686755	0,633577
δ_{B11}	3,43814				
g_{B11}	0,572068	0,742521	0,818436	0,823901	0,75889
δ_{B12}	2,214574				
g_{B12}	0,598945	0,784107	0,866527	0,872376	0,801627
δ_{B13}	1,552935				
g_{B13}	0,527968	0,702328	0,779774	0,784974	0,717897
δ_{B14}	1,283318				
g_{B14}	0,399474	0,544468	0,608475	0,612051	0,555174
δ_{B15}	1,155006				
g_{B15}	0,259772	0,369765	0,417385	0,418334	0,372593
δ_{B16}	1,09624				
g_{B16}	0,145117	0,224553	0,256963	0,253917	0,215399
δ_{H1}	32,94133				
g_{H1}	0,231174	0,296067	0,324978	0,327074	0,302347

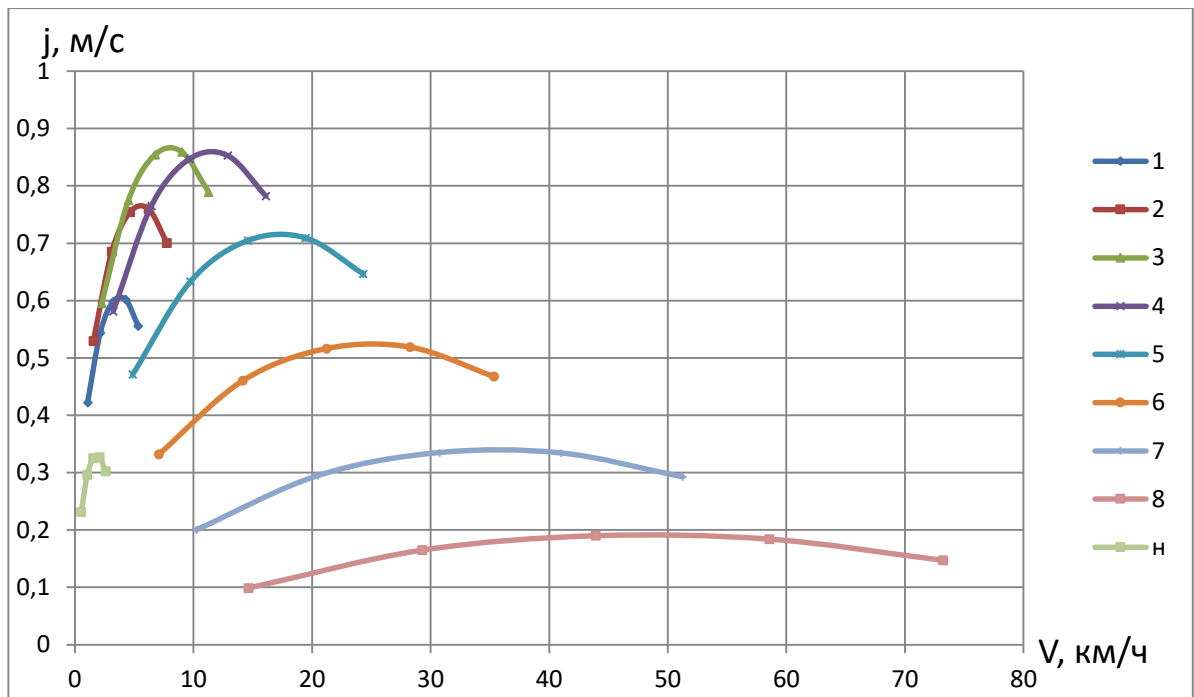


Рис.9. Ускорение при разгоне

2.3.3 Топливная экономичность автомобиля.

Показателем топливной экономичности автомобиля в эксплуатации служит контрольный расход топлива, т.е. путевой расход в литрах на 100 км пробега g_{II} . Расчет производится для случая движения машины на восьмой передаче в трансмиссии.

$$g_{II} = g_{emin} \cdot K_N \cdot K_{\omega} (N_{\psi} + N_W) / (36 \cdot V \cdot \rho_T \cdot \eta_{mp}), \text{ л/100км}$$

где

g_{emin} - минимальный удельный эффективный расход топлива, $г / кВт \cdot ч$, из технической характеристики принимаем для расчёта $g_{emin} = 210 г / кВт \cdot ч$;

K_N - коэффициент использования мощности двигателя:

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

где I - степень использования мощности двигателя,

$$I = (N_{\psi} + N_W) / N_T,$$

где $(N_{\psi} + N_W)$ - мощность, проводимая в трансмиссию, кВт;

$$N_{\psi} = 10^{-3} \cdot G_a \cdot \psi_V \cdot V, \text{ кВт}$$

где

ψ_V - сопротивление движению при максимальной скорости (при движении по ровному горизонтальному асфальто-бетонному шоссе, $\psi_V = 0,017$).

$$N_W = 10^{-3} \cdot K \cdot F \cdot V^3, \text{ кВт}$$

N_T - тяговая мощность двигателя, кВт:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{mp}$$

где

N_e - мощность двигателя по внешней скоростной характеристике, кВт;

η_{mp} - КПД трансмиссии, ($\eta_{mp} = 0,85$);

K_ω - коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала:

$$K_\omega = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3$$

где E - степень использования оборотов двигателя,

$$E = \omega_e / \omega_N,$$

где

ω_e - текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя, c^{-1} ;

ω_N - номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя, c^{-1} ;

ρ_T - плотность топлива, $кг/дм^3$. Для дизельного топлива $\rho_T = 0,86 кг / дм^3$;

V - скорость движения автомобиля, м/с.

Для высшей 8-й передачи, для точки $\omega_e / \omega_N = 0,2$, $V = 4,07$ м/с).

$$N_W = 10^{-3} \cdot 0,3 \cdot 7 \cdot 4,07^3 = 0,14 \text{ кВт};$$

$$N_\psi = 10^{-3} \cdot 269775 \cdot 0,017 \cdot 4,07 = 18,67 \text{ кВт};$$

$$N_T = 36,11 \cdot 0,85 = 30,69 \text{ кВт};$$

$$II = (N_\psi + N_W) / N_T = \frac{18,67 + 0,14}{30,69} = 0,95,$$

$$E = 0,2;$$

$$K_\omega = 1,25 - 0,99 \cdot 0,2 + 0,98 \cdot 0,2^2 - 0,24 \cdot 0,2^3 = 1,089$$

$$g_{II} = 210 \cdot 0,95 \cdot \frac{1,089(18,67 + 0,14)}{36 \cdot 4,07 \cdot 0,86 \cdot 0,85} = 38 \text{ л/100км}$$

Результаты расчёта сводим в таблицу.

Таблица 5

Топливная характеристика установившегося движения автомобиля

ω_e / ω_N	0,2	0,4	0,6	0,8	1
N_e , кВт	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
N_T , кВт	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75

Е	0,2	0,4	0,6	0,8	1
K_{ω}	1,08928	0,99544	0,95696	0,96232	1
$V, \text{м/с}$	4,06709	8,1352	12,202	16,269	20,337
$N_w, \text{кВт}$	0,1412766	1,130639	3,815426	9,043405	17,6649
$N_{\psi}, \text{кВт}$	18,652379	37,30945	55,96183	74,61421	93,27127
И	0,6122194	0,491121	0,464575	0,484556	0,555375
K_N	0,9460706	1,007546	1,02294	1,011313	0,972657
$g_{\Pi}, \text{л/100 км}$	38,000575	37,81774	38,2682	39,93367	42,33845

По данным таблицы строим график топливной характеристики установившегося движения (Рис. 10). График отображает зависимость расхода топлива от скорости движения на высшей передаче по равной горизонтальной асфальто-бетонной дороге.

По графику определяем контрольный расход топлива. При M_a более 27,5 т и $V_{a\max}$ более 70 км/ч контрольный расход топлива определяется для $V = 60 \text{ км/ч}$ и $V = 70 \text{ км/ч}$.

В нашем случае:

$$g_{\Pi 60} = 40,1 \text{ л/100км};$$

$$g_{\Pi 70} = 41,6 \text{ л/100км}.$$

Кроме того, по графику может быть определена скорость $V_{\text{э}}$, соответствующая минимальному расходу топлива. В нашем случае $V_{\text{э}} = 30 \text{ км/ч}$, при этом расход топлива $g_{\Pi \text{э}}$ составит 37,8 л/100км.

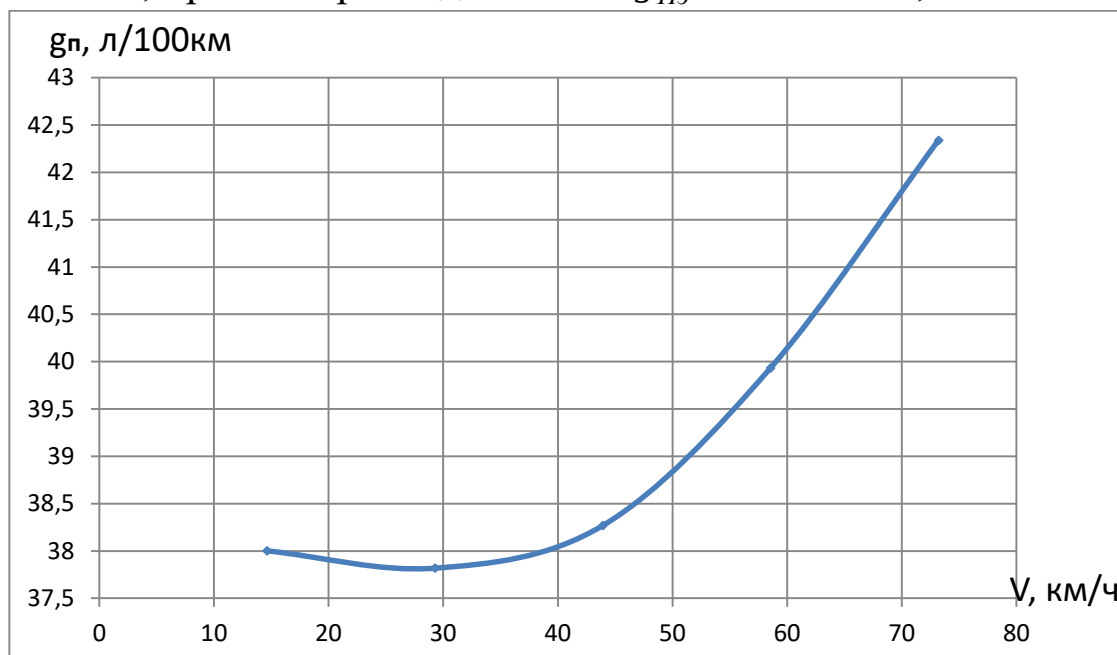


Рис.10. Топливная характеристика установившегося движения автомобиля.

2.3.4 Мощностной баланс автомобиля.

Уравнение мощностного баланса одиночной машины, для движения по горизонтальному шоссе имеет вид

$$N_T = N_\psi + N_W$$

Находим:

$$N_\psi = 10^{-3} \cdot G_a \cdot \psi_V \cdot V, \text{ кВт}$$

где

ψ_V - сопротивление движению при максимальной скорости (при движении по ровному горизонтальному асфальто-бетонному шоссе, $\psi_V = 0,017$).

$$N_W = 10^{-3} \cdot K \cdot F \cdot V^3, \text{ кВт}$$

Тяговая мощность двигателя:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{mp}, \text{ кВт}$$

где

N_e - мощность двигателя по внешней скоростной характеристике, кВт;

η_{mp} - КПД трансмиссии, ($\eta_{mp} = 0,85$).

Расчет мощностного баланса выполняем для передач высшего ряда в КП и включенной высшей передачи в РК, а также для 1-й передачи низшего ряда в КП и низшей в РК.

Результаты сведены в таблицу 6.

Таблица 6

Мощностной баланс автомобиля

ω_e/ω_N	0,2	0,4	0,6	0,8	1
1-я передача					
$N_e, \text{ кВт}$	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
$N_T, \text{ кВт}$	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
$V, \text{ м/с}$	0,296045	0,592164	0,888208	1,184253	1,480372
2-я передача					
$N_e, \text{ кВт}$	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
$N_T, \text{ кВт}$	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
$V, \text{ м/с}$	0,430814	0,861736	1,29255	1,723364	2,154286
3-я передача					
$N_e, \text{ кВт}$	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
$N_T, \text{ кВт}$	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
$V, \text{ м/с}$	0,625706	1,251569	1,877275	2,502981	3,128844
4-я передача					

N_e , кВт	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
N_T , кВт	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
V , м/с	0,894334	1,788892	2,683226	3,577559	4,472118
5-я передача					
N_e , кВт	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
N_T , кВт	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
V , м/с	1,350338	2,701015	4,051352	5,40169	6,752367
6-я передача					
N_e , кВт	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
N_T , кВт	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
V , м/с	1,963422	3,927338	5,89076	7,854181	9,818097
7-я передача					
N_e , кВт	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
N_T , кВт	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
V , м/с	2,846962	5,69464	8,541601	11,38856	14,23624
8-я передача					
N_e , кВт	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
N_T , кВт	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
V , м/с	4,067088	8,135199	12,20229	16,26938	20,33749
N_W	0,1412766	1,1306388	3,815426295	9,043404982	17,6649
N_ψ	18,652379	37,309448	55,96182647	74,61420528	93,27127
$N_W + N_\psi$	18,793655	38,440086	59,77725277	83,65761026	110,9362
1-я низшая в КП и низшая в РК					
N_e , кВт	36,1148	92,082	151,38	203,12	235
N_T , кВт	30,69758	78,27004	128,671	172,6479	199,75
V , м/с	0,143444	0,286924	0,430368	0,573812	0,717292

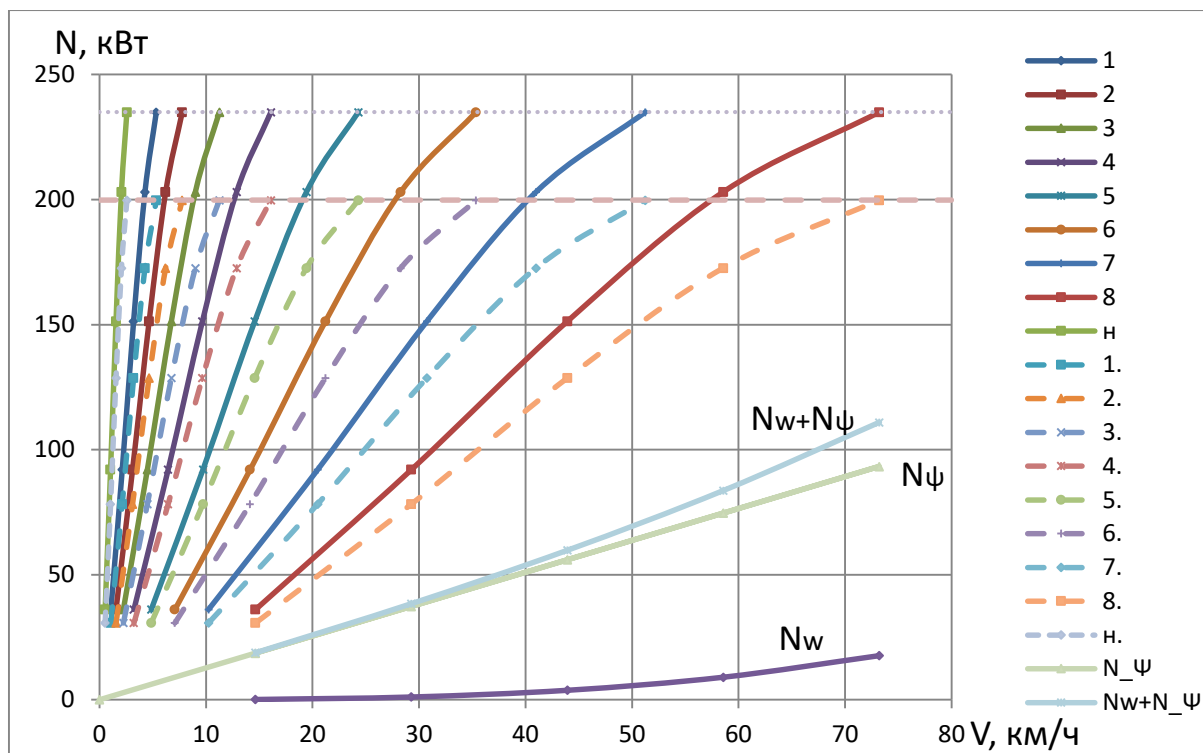


Рис.11. График мощностного баланса автомобиля

2.3.5 Выводы.

1. Максимальная мощность выбранного для установки на автомобиль двигателя по внешней скоростной характеристике составляет 235 кВт при частоте вращения 1900 мин^{-1} , что совпадает с максимальной мощностью штатного двигателя, а рассчитанный максимальный крутящий момент $1276 \text{ Н} \cdot \text{м}$ достигается при частоте вращения 1520 мин^{-1} . При этом у штатного двигателя максимальная момент $1373 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при частоте вращения 1300 мин^{-1} , что превышает расчетное значение на 7%.

2. В соответствии с динамическим паспортом автомобиля ограничение возможности движения гружёного автомобиля по сцеплению на горизонтальной сухой асфальто-бетонной дороге ($\varphi = 0,8$) имеет место при включённых низших передачах в КП и РК. Ограничение по сцеплению по сухой укатанной грунтовой дороге имеют ($\varphi = 0,5$) место на всех передачах ниже 2-й в КП и при высшей в РК.

Заданный в техническом задании угол подъёма 30° автомобиль в гружёном состоянии может преодолевать по укатанной грунтовой дороге при включённых низших передачах в КП и РК со скоростью не более 3,85 км/ч.

3. Расчёт ускорений при разгоне на разных передачах показал, что максимальное ускорение достигается при разгоне на 3-й передаче в КП и высшей в РК.

4. В соответствии с графиком топливной характеристики установившегося движения контрольный расход топлива при скоростях 60 и 70 км/ч составляет соответственно 40,1 и 40,6 л/100 км. Экономичная скорость установившегося движения составляет 30 км/ч, при расходе топлива 37,8 л/100 км

5. В соответствии с графиком мощностного баланса максимальная скорость движения автомобиля составляет 73,2 км/ч, что не соответствует требованию технического задания - 85 км/ч. Выявленное несоответствие объясняется применением главной передачи с завышенным значением передаточного числа ($i_{гп} = 6,88$), выбранной из типоразмерного ряда серийно выпускаемых конических пар.

2.4 Расчет основных параметров агрегатов трансмиссии.

2.4.1 Расчет сцепления.

Максимальный момент, передаваемый сцеплением:

$$M_c = M_{e_{max}} \cdot \beta, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где

$M_{e_{max}}$ – максимальный эффективный момент двигателя (определяется по внешней скоростной характеристике двигателя), Н·м;

β – коэффициент запаса сцепления (для сцеплений с современными фрикционными материалами $\beta = 1,25 \dots 1,3$).

Для двигателя ($M_{e_{max}} = 1276,73 \text{ Н} \cdot \text{м}$), принимаем равным 1,3.

Тогда

$$M_c = 1276,73 \cdot 1,3 = 1569,749, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Наружный диаметр фрикционного диска:

Так как $M_{e_{max}} > 600 \text{ Н} \cdot \text{м}$ то рекомендуется применять 2-х дисковое сцепление. В этом случае

$$D_{cц} = 0,0188 \sqrt{0,5 \cdot M_{e_{max}}}, \text{ м}$$

$$D_{cц} = 0,0188 \sqrt{0,5 \cdot 1276,73} = 0,47 \text{ м}$$

Внутренний диаметр фрикционного диска:

$$d_{cц} = 0,6 \cdot D_{cц}, \text{ м}$$

$$d_{cy} = 0,6 \cdot 0,47 = 0,282, \text{ м}$$

Усилие прижатия дисков:

$$P_n = M_c / Z \cdot \mu \cdot R_c, \text{ Н}$$

где

Z – количество пар поверхностей трения;

μ – коэффициент трения ($\mu = 0,25$);

R_{cp} – средний радиус трения, м.

$$R_{cp} = \frac{R_{cy} + r_{cy}}{2}, \text{ м}$$

где

R_{cy}, r_{cy} – наружный и внутренний радиусы фрикционного диска, м

$$R_{cp} = \frac{0,223 + 0,141}{2} = 0,182$$

Для однодискового сцепления $Z=4$.

$$P_n = \frac{1569,749}{4 \cdot 0,25 \cdot 0,182} = 8624,99 \text{ Н}$$

Таблица 7

Выбор марки сцепления по результатам рассмотрения аналогов

Параметры сцепления	Расчетные значения	Модель MFZ - 430
Тип сцепления	Фрикционное сухое двухдисковое	диафрагменное, однодисковое
Максимальный передаваемый момент, $M_c, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	1569,749	1600
Число трущихся поверхностей, Z	4	2
Диаметр фрикционных дисков, мм		
наружный	470	430
внутренний	282	240
Усилие прижатия пар трения, Н	8625	28000

Расчетные данные сцепления практически совпали с данными сцепления по техническим данным автомобиля. В технических данных автомобиля обеспечивается максимальный передаваемый момент с меньшими размерами фрикционных дисков и с большим усилием прижатия пар трения.

2.4.2 Расчет ступенчатых КП.

Расчет передаточных чисел коробки передач.

Определение передаточного отношения трансмиссии на низших передачах (определяем по условию сцепления):

$$\varphi \cdot G_{cy} \cdot r_{cm} = M_{emax} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{mp_n},$$

$$i_{mp_n} = \frac{\varphi \cdot G_{cy} \cdot r_{cm}}{M_{emax} \cdot \eta_{mp}} = \frac{0,85 \cdot 269775 \cdot 0,526}{1276,73 \cdot 0,85} = 111,1$$

где

M_{emax} – максимальный эффективный момент двигателя, Н·м;

G_{cy} – полная масса автомобиля;

r – радиус колеса, м ($r \cong r_{cm} = 0,526$);

$\varphi = 0,85$;

$\eta_{mp} = 0,85$.

$$i_n = \frac{111,1}{1,536} = 72,4$$

Определение передаточного отношения трансмиссии на высшей передаче:

$$i_{mp_e} = i_{КП_6} \cdot i_{ГП} \cdot i_{РК_6},$$

где

i_{mp_e} – передаточное число трансмиссии на высшей передачи;

$i_{КП_6}$ – передаточное число коробки передач на высшей передачи (0,84);

$i_{ГП}$ – передаточное число главной передачи (6,88);

$i_{РК_6}$ – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче.

$$i_{mp_e} = 0,84 \cdot 0,89 \cdot 6,88 = 5,14$$

Определение кинематического диапазона передаточных чисел в КП:

$$d_k = \frac{i_{mp_H}}{i_{mp_6}} = \frac{72,4}{5,14} = 14,09$$

Определение знаменателя прогрессии для разметки передач:

$$q = \frac{\omega_N}{\omega_M} = \frac{198,87}{136,07} = 1,5$$

Определение максимальной скорости на каждой передаче:

$$V_{p_{max}} = \omega_{e_{max}} \cdot \frac{r_{cm}}{i_{mp_6}} = 198,87 \cdot \frac{0,526}{5,14} = 20,35 \text{ м/с или } 73,26 \text{ км/ч}$$

$$V_{p-1} = \frac{V_{p_{max}}}{q} = \frac{73,26}{1,5} = 48,84 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-2} = \frac{V_{p-1}}{q} = \frac{48,84}{1,5} = 32,56 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-3} = \frac{V_{p-2}}{q} = \frac{32,56}{1,5} = 21,7 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-4} = 14,47 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-5} = 9,65 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-6} = 6,43 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-7} = 4,29 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-8} = 2,86 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-9} = 1,91 \text{ км/ч,}$$

$$V_{p-10} = 1,27 \text{ км/ч.}$$

Для обеспечения диапазона скоростей машины от 0,9 км/ч до 73 км/ч достаточно 11 передач.

Определение передаточного отношения в КП для каждой из передач высшего ряда:

$i_p = 0,84$ – передаточное отношение повышающей передачи в КП (по данным аналогов)

$$i_{p-1} = i_p \cdot q = 0,84 \cdot 1,5 = 1,26$$

$$i_{p-2} = i_{p-1} \cdot q = 1,26 \cdot 1,5 = 1,89$$

$$i_{p-3} = i_{p-2} \cdot q = 1,89 \cdot 1,5 = 2,84$$

$$i_{p-4} = i_{p-3} \cdot q = 2,84 \cdot 1,5 = 4,25$$

$$i_{p-5} = i_{p-4} \cdot q = 4,25 \cdot 1,5 = 6,38$$

$$i_{p-6} = i_{p-5} \cdot q = 6,38 \cdot 1,5 = 9,57$$

$$i_{p-7} = i_{p-6} \cdot q = 9,57 \cdot 1,5 = 14,4.$$

Полученные значения передаточных отношений сводим в таблицу.

Передача в КП	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
КП расчётная	14,4	9,57	6,38	4,25	2,84	1,89	1,26	0,84
КП серийная ZF 16S 151	11,54	7,93	5,46	3,82	2,53	1,7	1,2	0,84

Вывод:

Анализ данных таблицы показывает, что число передач расчётной КП равно 8, а серийной (см. табл. 1) равно $8 \times 2 = 16$ передач за счет использования делителя. Данное конструкторское решение принято для обеспечения экономичного использования машины и повышения ее тяговых возможностей при эксплуатации автомобиля самосвала в широком диапазоне дорожных условий от движения по местности до движения по асфальто-бетонным дорогам, как с прицепом, так и без него.

Расчет межосевого расстояния валов КП.

$$C = 10^{-3} \cdot K \cdot \sqrt[3]{M_{e_{\max}} \cdot U_{\text{КПН}}}, \text{ м}$$

где

K- коэффициент, зависящий от типа автомобиля (для легковых автомобилей $K = 8,9 \dots 9,3$; для грузовых – $K = 8,6 \dots 9,6$).

$$C = \frac{8,6 \sqrt[3]{1276,73 \cdot 13,8}}{1000} = 0,22 \text{ м.}$$

В связи с выбором, проведенным ранее, обосновано применение коробки передач ZF 16S 151. Поэтому значение $C = 0,22 \text{ м}$ носит справочный характер.

2.4.3 Расчет карданной передачи.

Критическая угловая скорость карданного вала:

$$\omega_{\text{КВкр}} = \left(1,185 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{D_{\text{КВ}}^2 + d_{\text{КВ}}^2} \right) / L_{\text{КВ}}^2, \text{ с}^{-1}$$

где

$D_{\text{кв}}$ и $d_{\text{кв}}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры карданного вала, м (для грузовых автомобилей $d = 0,06 \dots 0,1$ м).

$$D_{\text{кв}} = d_{\text{кв}} + 2\delta_{\text{кв}},$$

где

δ – толщина стенки вала, м (для грузовых автомобилей $\delta = 0,002 \dots 0,006$ м);

$L_{\text{кв}}$ – длина карданного вала, м ($L_{\text{кв}}$ выбирается на основе анализа конструкций прототипов).

Для автомобилей КАМАЗ 6522 6х6 $L_{\text{кв}}$ самого длинного карданного вала привода переднего моста составляет 1519 мм.

Приняв $d_{\text{кв}} = 0,09$ м и $\delta_{\text{кв}} = 0,006$ м получаем:

$$D_{\text{кв}} = 0,09 + 2 \cdot 0,006 = 0,102 \text{ м.}$$

С учетом этих исходных данных:

$$\omega_{\text{квкр}} = (1,185 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{0,102^2 + 0,09^2}) / 1,519^2 = 698,61 \text{ с}^{-1}$$

Максимальная угловая скорость карданных валов привода ведущих мостов:

$$\omega_{\text{квmax}} = V_{\text{max}} \cdot U_{\text{гп}} / r_{\text{ст}}, \text{ с}^{-1}$$

где V_{max} – максимальная скорость движения автомобиля, м/с (по тягово-динамической характеристике $V = 20,34$ м/с;

$r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса, м ($r_{\text{ст}} = 0,526$ м);

$U_{\text{гп}}$ – передаточное число высшей передачи трансмиссии, соответствующее передаточным числам агрегатов трансмиссии, расположенных между рассчитываемым карданным валом и ведущими колесами автомобиля. Для карданных валов привода ведущих мостов – это передаточное отношение главной передачи $U_{\text{гп}} = 6,88$.

$$\omega_{\text{квmax}} = 20,34 \cdot 6,88 / 0,526 = 266,04, \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_{\text{квкр}} / \omega_{\text{квmax}} = 698,61 / 266,04 = 2,5$$

Вал имеет необходимый запас по критической частоте вращения, так как нормативное значение запаса составляет $2,0 \dots 2,5$.

Вывод:

Карданные валы с выбранными конструктивными параметрами обладают более чем двукратным запасом по критической частоте вращения.

2.5 Расчет параметров подвески автомобиля.

2.5.1 Жесткость подвески.

$$C_{ni} = m_i \cdot \omega_n^2, \text{ Н/м}$$

где

C_{ni} – жесткость подвески i -го моста;

m_i – подрессоренная масса автомобиля, приходящаяся на i -й мост;

ω_N – угловая частота собственных вертикальных колебаний подрессоренных масс. Для грузовых автомобилей $\omega_N = 10 \dots 15 \text{ с}^{-1}$.

Приняв ориентировочно массу ведущего моста равной 300 кг, получаем:

$$m_1 = 7500 - 300 = 7200 \text{ кг}$$

$$m_{23} = 2000 - 600 = 1400 \text{ кг}$$

Жесткость подвески переднего моста при $\omega_N = 11 \text{ с}^{-1}$

$$C_{n_1} = 7200 \cdot 11^2 = 871200 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Статический ход подвески переднего моста:

$$f_{\text{ст}_1} = \frac{g \cdot m_1}{C_{n_1}}, \text{ м}$$

$$f_{\text{ст}_1} = \frac{9,81 \cdot 7200}{871200} = 0,081 \text{ м}$$

Статический ход подвески задней тележки:

$$f_{\text{ст}_{3\text{м}}} = (0,7 \dots 1,0) \cdot f_{\text{ст}_1}$$

$$f_{\text{ст}_{3\text{м}}} = 0,9 \cdot 0,081 = 0,073 \text{ м}$$

2.5.2 Динамические хода подвески.

$$f_{\text{дин}_i} = R_{\text{дин}_i} \cdot f_{\text{ст}_i}$$

Для грузовых автомобилей $R_{\text{дин}} = 0,8 \dots 1,1$.

Меньшие значения принимаются для передних подвесок, большие – для задних:

$$f_{\text{дин}_1} = 0,9 \cdot 0,081 = 0,073 \text{ м}$$

$$f_{\text{дин}_{3\text{м}}} = 1,1 \cdot 0,073 = 0,08 \text{ м}$$

6.3 Техническая частота колебаний.

$$n = 300 / \sqrt{f_{\text{ст}}}, \text{ колеб/мин}$$

где $f_{\text{ст}}$ – статический ход подвески, см

$$n_1 = 300 / \sqrt{8,1} = 105,3 \text{ колеб/мин}$$

$$n_{зм} = 300 / \sqrt{7,3} = 111,1 \text{ колеб/мин.}$$

Рекомендуемые значения n для грузовых автомобилей – 100...120 колеб/мин.

Полученные значения технических частот колебаний передней и задней подвесок находятся в диапазоне допустимых частот и являются приемлемыми.

2.6. Расчет параметров систем управления.

2.6.1 Расчет параметров рулевого управления.

Момент сопротивления повороту управляемых колес определяется по зависимости:

$$M_{\alpha} = G_{a_1} (f \cdot a + 0,14 \cdot r_{ст} \cdot \varphi) / \eta_{ру}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где

G_{a_1} - полный вес автомобиля, приходящийся на управляемые колеса, Н;

f – коэффициент сопротивления качению ($f = 0,02$);

a - плечо обкатки, м ($a \approx 0,06$);

$r_{ст}$ – статический радиус колеса, м ($r_{ст} = 0,526$ м);

φ - коэффициент сцепления шин с дорогой ($\varphi = 0,8$);

$\eta_{ру}$ - к.п.д. рулевого управления ($\eta_{ру} = 0,8$)

$$M_{\alpha} = 73575 \cdot \frac{(0,02 \cdot 0,06 + 0,14 \cdot 0,526 \cdot 0,8)}{0,8} = 5528,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Полученное значение момента сопротивления повороту управляемых колес служит исходными значениями для расчета всех элементов рулевого привода.

2.6.2 Расчет параметров тормозного управления.

Максимальный тормозной момент на колесах:

$$M_{T_{max}} = G_i \cdot \varphi \cdot r_{ст} \cdot m_{п}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где

G_i – полный вес, приходящийся на тормозящее колесо, Н

$$G_i = G_{a_i} / K, \text{ Н}$$

где

G_{a_i} – полный вес, приходящийся на i -й мост, Н;

K - количество колес на i -м мосту (сдвоенные колеса рассматриваются как одно колесо, так как они имеют один общий тормозной барабан).

φ - коэффициент сцепления шин с дорогой ($\varphi = 0,8$);
 $r_{ст}$ - статический радиус колеса, м ($r_{ст} = 0,526$ м);
 $m_{п}$ - коэффициент перераспределения масс при торможении
 (для передних тормозов $m_{п} = 1,5 \dots 2,0$; для задних – $0,5 \dots 0,7$)

$$G_1 = G_{a_1} / 2 = 73575 / 2 = 36787,5 \text{ Н};$$

$$G_{23} = G_{a_{23}} / 2 = 196200 / 2 = 98100 \text{ Н};$$

$$M_{T_{max_1}} = 36787,5 \cdot 0,8 \cdot 0,526 \cdot 1,7 = 26316,306 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{T_{max_{23}}} = 98100 \cdot 0,8 \cdot 0,526 \cdot 0,6 = 24768,289 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Полученные значения максимальных тормозных моментов являются исходными для расчета тормозных барабанов и усилий в тормозном приводе.

2.7 Заключение.

В данной курсовой работе проведен анализ эксплуатационных свойств автомобиля - самосвала марки КамАЗ-6522. В результате расчета и оценки эксплуатационных свойств установлено, что основные параметры силовой установки, агрегатов трансмиссии, рулевого и тормозного управления и подвески обеспечивают выполнение требований технического задания на разработку этой машины.

3. Информационное обеспечение дисциплины

№ п/п	Автор, название, место издания, издательство, год издания учебной и учебно-методической литературы	Количество Экземпляров / ЭБС*
Основная литература		
1	Иванов А. Автомобили: теория эксплуатационных свойств / А.Иванов, А.Нарбут, А.Паршин, А. Солнцев, В.Гаевский, под общ.ред. А. Иванова. М.: Академия, 2013. -176 с.	51
2	Леонтьев К. Устройство автомобиля /К.Леонтьев, В. Стуканов. М.: Форум, 2017. -496 с.	20
3	Поливаев О. Теория трактора и автомобиля. Учебник /О.Поливаев, В.Гребнев, А.Ворохобин. Минск: Из – во «Лань», 2016. -232 с.	10
4	Добромиров В.Н. Учебно – методическое пособие: Основы теории эксплуатационных свойств и расчета элементов конструкции автомобильных базовых шасси специализированного подвижного состава:	В электронном виде в системе дистанционного обучения

	учебно – методическое пособие / сост.: В.Н.Добромиров, В.И.Алейник; под общ. ред. В.Н.Добромирова; СПбГАСУ. – СПб., 2016. – 58 с.	Moodl.
Дополнительная литература		
5	Кутьков Г.М., Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. Учебник для высших учебных заведений/ Г.М.Кутьков. М.: Колос, 2004. – 504 с.	50
6	Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп./ В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.	10