



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И МОЛОДЕЖИ РЕСПУБЛИКИ КРЫМ

Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
Республики Крым

«Крымский инженерно-педагогический университет имени Февзи Якубова»  
(ГБОУВО РК КИПУ имени Февзи Якубова)

Кафедра автомобильного транспорта

СОГЛАСОВАНО

Руководитель ОПОП

\_\_\_\_\_  
(подпись) С.А. Феватов  
(инициалы, фамилия)

13 марта 2025 года

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_  
(подпись) У.А. Абдулгасис  
(инициалы, фамилия)

13 марта 2025 года

## МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

к курсовому проекту по дисциплине  
«Конструкция и эксплуатационные свойства  
автомобильного транспорта»

направление подготовки

**23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов**

профиль «Автомобили и автомобильное хозяйство»

факультет инженерно-технологический

Симферополь, 2025г.

**Лист согласования**  
методических рекомендаций  
к курсовому проекту по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства  
автомобильного транспорта»

Составитель методических рекомендаций

\_\_\_\_\_ М.К. Эреджепов, старший преподаватель  
(подпись) (инициалы, фамилия, должность, ученая степень, звание (при наличии))

Методические рекомендации рассмотрены и одобрены на заседании кафедры  
автомобильного транспорта

(протокол от 12 марта 2025 г. № 10)

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ У.А. Абдулгазис  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Методические рекомендации рассмотрены и одобрены на заседании УМК  
инженерно-технологического факультета

(протокол от 13 марта 2025 г. № 4)

Председатель УМК \_\_\_\_\_ Э.Р. Шарипова  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Методические рекомендации рекомендованы к использованию ученым  
советом инженерно-технологического факультета  
(протокол от 20 марта 2025 г. № 8)

Председатель ученого совета факультета \_\_\_\_\_ А.И. Алиев  
(подпись) (инициалы, фамилия)

## **1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ**

Целью выполнения курсового проекта является закрепление теоретических знаний, полученных при изучении дисциплины «Автомобили. Теория эксплуатационных свойств»

Курсовой проект выполняется на основе данных задания на проектирование автомобиля и в соответствии с настоящими методическими указаниями.

Пояснительная записка выполняется на листах формата А4 в объеме 25...30 листов и оформляется по ГОСТ 2.105-95. Графическая часть выполняется в объеме 2 листов формата А1, на миллиметровой бумаге.

В пояснительной записке материал должен излагаться в следующей последовательности:

1. Содержание

2. Введение

3. Тяговый расчет автомобиля

3.1. Обоснование выбора автомобиля-прототипа (аналога) и его краткая техническая характеристика

3.2. Выбор основных параметров автомобиля

3.3. Определение мощности двигателя и расчет внешней скоростной характеристики

3.4. Выбор параметров трансмиссии

3.5. Оценка тягово-скоростных свойств

4. Определение показателей тормозных свойств

5. Оценка топливной экономичности

6. Заключение

7. Перечень ссылок

Задание на курсовое проектирование выдается преподавателем оформленном на бланке.

## **2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ**

Тяговой расчет автомобиля выполняется при проектировании нового или модернизации существующего автомобиля.

Целями тягового расчета автомобиля являются предварительный выбор внешней скоростной характеристики двигателя и передаточных чисел трансмиссии, обеспечивающих требуемые тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля в соответствии с заданием на его проектирование.

В ходе выполнения проектировочного расчета решаются следующие задачи:

- выбор основных весовых и геометрических параметров автомобиля, необходимых для выполнения тягового расчета;

- определение максимальной мощности двигателя и расчет его внешней скоростной характеристики;
- расчет передаточных чисел трансмиссии (главной передачи коробки передач, дополнительных коробок);
- оценка тягово-скоростных свойств автомобиля методами силового баланса, мощностного баланса, динамического фактора автомобиля;
- расчет времени и пути разгона, оценка приемистости автомобиля на основе построения и анализа графиков ускорения, времени и пути разгона;
- анализ времени и пути торможения автомобиля;
- расчет и построение топливно-экономической характеристики автомобиля.

По результатам расчетов и графиков анализируются тягово-скоростные и топливно-экономические показатели проектируемого автомобиля.

## 2.1. Выбор основных параметров

Первым этапом проектирования является выбор основных весовых и геометрических параметров проектируемого автомобиля. На этом этапе, на основе анализа технических характеристик выпускаемых автомобилей, близких по назначению и техническим характеристикам к проектируемому, производится выбор весовых, геометрических и компоновочных параметров проектируемого автомобиля. К этим параметрам относятся: полная масса автомобиля  $m_a$ ; общее число мостов; распределение масс по мостам; ширина  $B$  и высота  $H$  автомобиля; размер и тип шин; коэффициент полезного действия трансмиссии  $\eta_{mp}$ ; коэффициент обтекаемости  $K_v$ .

Полная масса автомобиля определяется по формулам:

- для грузовых автомобилей:

$$m_a = m_o + m_z + m_k(n + 1) + m_b, \quad (\text{кг});$$

- для легковых автомобилей:

$$m_a = m_o + m_k n + m_b, \quad (\text{кг});$$

где:  $m_o$  - масса снаряженного автомобиля, кг; (снаряженным автомобилем считается автомобиль заправленный топливом, смазывающими, охлаждающими и др. жидкостями, укомплектованный запасным колесом и инструментами, но без водителя и пассажиров);

$m_z$  - грузоподъемность автомобиля, кг;

$m_k$  - масса одного человека, в проекте принимается:  $m_k = 75$  кг;

$n$  - число мест для сидения пассажиров, для легкового автомобиля включая место водителя;

$m_6=5$  кг- масса багажа для водителя и пассажиров грузовых автомобилей; для легковых автомобилей  $m_6 = 10$  кг- на одного человека.

Масса снаряженного автомобиля  $m_0$  принимается равной - массе автомобиля-прототипа. Краткая техническая характеристика некоторых автомобилей, которые могут быть приняты в качестве прототипа приведены в приложении 3.

Тип и размер шин выбираются и принимаются по автомобилю прототипу).

Кинематический радиус качения колеса определяется по формуле:

$$r_k = (0,5d_0 + B_{ш} \cdot K_{ш} \cdot \lambda_{ш}) \cdot 10^{-3}, \quad (\text{м});$$

где:  $d_0$  - диаметр обода колеса, мм;

$B_{ш}$  - ширина профиля шины, мм;

$\lambda_{ш}$  - коэффициент радиальной деформации шины ( $\lambda_{ш} = 0,86... 0,88$  - для легковых автомобилей,  $\lambda_{ш} = 0,89... 0,91$  - для грузовых автомобилей);

$K_{ш}$  - коэффициент ширины шины;

$B_{ш}$  - ширина шины, мм.

Примечание. Значения -  $d_0$ ;  $B_{ш}$ ;  $K_{ш}$ - выбираются по геометрическим размерам колеса автомобиля прототипа. Если  $d_0$ ,  $B_{ш}$  задаются в дюймах, то при расчете  $r_k$  необходимо дюймы перевести в мм. ( 1 дюйм = 25,4 мм).

Для оценки силы сопротивления воздуха необходимо знать ориентировочные значения параметров, оказывающих влияние на ее величину. К таким параметрам относятся площадь лобового сечения (мидель)  $F_a$  и коэффициент обтекаемости  $k_v$ .

Площадь лобового сечения (в метрах) определяется из выражения:

$$F_a = a \cdot B \cdot H, \quad (\text{м}^2);$$

где:  $B$  - ширина автомобиля, м;

$H$  - высота автомобиля, м;

Примечание. Размеры  $B$  и  $H$  выбираются по автомобилю прототипу.

$a$  - коэффициент заполнения площади,  $a = 0,78... 0,8$  - для легковых автомобилей,  $a = 0,75... 0,9$  - для грузовых автомобилей. Большие значения,  $a$  относятся к автомобилям большей грузоподъемности.

Коэффициент обтекаемости  $k_v$  ( $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ) для легковых автомобилей составляет  $0,15... 0,35$ ; для грузовых автомобилей  $0,5... 0,7$ .

Коэффициент полезного действия трансмиссии  $\eta_{тр}$  зависит в основном от конструкции трансмиссии. В расчетах  $\eta_{тр}$  принимается:

- для грузовых автомобилей с колесной формулой **6x6, 6x4** –  $\eta_{тр} = 0,80$ ;
- для грузовых автомобилей с колесной формулой **4x4** и грузовых автомобилей с двойной главной передачей -  $\eta_{тр} = 0,82$ ;
- для грузовых автомобилей  $\eta_{тр}$  с колесной формулой 4x2 и одинарной главной передачей -  $\eta_{тр} = 0,85$ ;
- для легковых автомобилей  $\eta_{тр} = 0,90... 0,92$ .

## 2.2. Определение мощности двигателя и расчет внешней скоростной характеристики.

Если модель двигателя не задана техническими условиями проекта (заданием на проект), то требуемая мощность двигателя определяется из условия обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля.

Необходимая мощность двигателя определяется на основе уравнения мощностного баланса, при движении автомобиля на максимальной скорости по горизонтальной дороге с бетонным или асфальтобетонным покрытием по формуле:

$$N_{ev} = \frac{1}{\eta_{тр}} (G_a \psi_v v_{max} + k_v F_a v_{max}^3) \cdot 10^{-3}, \quad (\text{кВт}) \quad (1)$$

где:  $N_{ev}$  - мощность развиваемая двигателем при движении автомобиля на максимальной скорости;

$G_a$  - полный вес автомобиля, (в ньютонах),  $G_a = 9,81 \cdot m_a$ ;

$\psi_v$  - коэффициент максимального дорожного сопротивления дороги;

$V_{max}$  - максимальная скорость автомобиля, м/с, принимается в соответствии с заданием на курсовой проект.

Примечание. Единицы измерения скорости автомобиля км/час и м/с находятся между собою в следующей зависимости  $V_a (\text{км/час}) = 3,6 V_a (\text{м/с})$ .

При движении автомобиля на максимальной скорости на горизонтальном участке дороги с бетонным или асфальтобетонным покрытием, когда  $i = 0$  (коэффициент характеризующий подъем или уклон дороги) то:  $\psi_v = f_v$

С увеличением скорости движения автомобиля скоростной коэффициент сопротивления качению  $f_v$  возрастает, соответственно увеличивается и значение коэффициента сопротивления дороги  $\psi_v$ .

В расчетах значение  $\psi_v$  определяется по формулам:

-для грузовых автомобилей:

$$\psi_v = f_v = f_0 + 6 \cdot 10^{-6} \cdot V_{max}^2; \quad (2)$$

-для легковых автомобилей:

$$\psi_v = f_v = f_0 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot V_{max}^2; \quad (3)$$

где:  $f_v$  - скоростной коэффициент сопротивления качению;

$f_0$  - коэффициент сопротивления качению автомобиля на малых скоростях до 40 км/час;

$f_0 = 0,01$  - для легковых автомобилей;

$f_0 = 0,015...0,02$  - для грузовых автомобилей.

$V_{max}$  - максимальная скорость автомобиля (определена заданием курсового проекта), м/с;

Наиболее полные сведения о параметрах двигателя дает внешняя скоростная характеристика, представляющая собой зависимость мощности  $N_e$  и крутящего момента  $M_e$  от частоты вращения коленчатого вала  $n_e$  (мин<sup>-1</sup>) при полной подаче топлива.

*Примечание. Внешняя скоростная характеристика, по существу показывает предельные возможности двигателя по мощности и крутящему моменту. Характеристики, полученные при неполных нагрузках и неполной подаче топлива, называются частичными. Большую часть времени автомобильный двигатель работает на частичных характеристиках.*

Внешняя скоростная характеристика двигателя рассчитывается по формуле:

$$N_e = N_{max} \left[ a \left( \frac{n_e}{n_N} \right) + b \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (\text{кВт}) \quad (4)$$

где:  $N_e$  - текущие значения мощности, кВт;

$N_{max}$  - максимальная мощность двигателя, кВт;

$n_e$  - текущие значения частоты вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>;

$n_N$  - номинальная частота вращения коленчатого вала, т.е. частота вращения при максимальной мощности двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$a, b, c$  - эмпирические коэффициенты, зависящие от типа двигателя;

$a = b = c = 1$  - для бензинового двигателя;

$a = 0,53; b = 1,56; c = 1,09$  - для четырехтактного дизеля;

При расчете внешней скоростной характеристики минимальную частоту вращения коленчатого вала  $n_{min}$  рекомендуется принимать в пределах:

$n_{min} = 700 \dots 900 \text{ мин}^{-1}$  - для бензинового двигателя;  
 $n_{min} = 800 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$  - для дизеля.

Далее выбирается значение частоты вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности -  $n_N$ .

Для двигателей различных автомобилей номинальная частота вращения коленчатого вала  $n_N$  определяется следующими значениями, ( $\text{мин}^{-1}$ ):

Бензиновые двигатели:

легковых автомобилей.....4500.....6000

грузовых автомобилей и автобусов.....3000.....4600

Дизели:

легковых автомобилей.....3500.....4600

грузовых автомобилей.....2000.....3200

Величины  $n_{max}$  для различных двигателей имеют следующие значения:

$n_{max} = (1,1 \dots 1,2) \cdot n_N$  - для бензиновых двигателей;

$n_{max} = n_N = 1$  - для дизельных двигателей легковых и грузовых автомобилей;

$n_{max}/n_N = 1,1$  - допускается принимать для дизельных двигателей легковых автомобилей.

Максимальная мощность двигателя  $N_{max}$  определяется по формуле:

$$N_{max} = \frac{N_{ev}}{\left(\frac{n_{max}}{n_N}\right) + \left(\frac{n_{max}}{n_N}\right)^2 - \left(\frac{n_{max}}{n_N}\right)^3} \quad (5)$$

При расчете  $N_{max}$  по формуле 5, выбор отношения  $n_{max}/n_N$  в большую сторону ведет к увеличению запаса мощности идущей на разгон автомобиля, улучшается приемистость автомобиля (время и путь разгона), но при этом ухудшается топливная экономичность.

Расчет мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала для бензинового или дизельного двигателей проводятся по уравнению 4, результаты расчетов заносятся в табл. 1, приложение 1.

Расчетные данные зависимости крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала определяются формулой:



$$M_e = 9.554 \cdot 10^3 \frac{N_e}{n_e}, \quad (\text{Н}\cdot\text{м}); \quad (6)$$

где:  $N_e$  -текущее значение мощности двигателя соответствующее заданному текущему значению частоты вращения коленчатого вала  $n_e$ .

Результаты расчетов сводят в табл. 1, прил. 1.

По результатам расчетов строятся кривые внешней скоростной характеристики двигателя, прил.2, рис. 1.

### 2.3 Выбор параметров трансмиссии

В процессе определения параметров трансмиссии автомобиля производится расчет передаточных чисел главной передачи  $i_o$ , коробки передач  $i_{kn}$  и дополнительных коробок, если последние предусмотрены заданием.

2.3.1 Передаточное число главной передачи  $i_o$  определяется из условия обеспечения максимальной кинематической скорости автомобилю. При этом автомобиль движется на высшей передаче, а двигатель развивает максимальную частоту вращения коленчатого вала:

$$i_o = 0,377 \frac{n_{max} \cdot r_k}{i_{en} \cdot v_{max}}, \quad (7)$$

где:  $n_{max}$ - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, ( $\text{мин}^{-1}$ );

$r_k$ - кинематический радиус колеса, (в метрах);

$i_{en}$  - передаточное число высшей передачи коробки передач; (в курсовом проекте рекомендуется принимать  $i_{en}=1$ );

$v_{max}$  - максимальная скорость автомобиля при движении на высшей передаче, (км/ч).

Для легковых автомобилей малого и среднего классов с пятиступенчатой коробкой передач четвертая ступень – высшая передача выбирается  $i_{en}=1$ , или близкой к единице ( $i_{en}=0,95-1,05$ -для переднеприводных автомобилей), пятая ступень - повышенная передача, выбирается  $i_{en} = 0,8...0,88$ .

Для грузовых автомобилей  $i_{en}=1$ ; с дизельным двигателем допускается  $i_{en} = 0,7...0,8$ , или в соответствии с прототипом выбранного автомобиля.

Для грузовых автомобилей большой грузоподъемности повышенная передача  $i_{en}$  не задается.

*Легковые автомобили полностью загруженные, имеющие пятиступенчатую коробку передач, максимальную скорость развивают, как*

*правило, на четвертой передаче. Повышенная передача используется для экономии топлива, в дорожных условиях обеспечивающих равномерное движение автомобиля, где не требуется достаточного запаса мощности идущего на разгон автомобиля. Это прямолинейные участки дороги без подъемов, позволяющие автомобилю двигаться на скоростях близких к максимальным.*

Передаточные числа (среднестатистические) главной передачи:

-легковых автомобилей -  $i_o = 3,5...4,5$ ;

-грузовых автомобилей -  $i_o = 5...7$ .

При определении передаточного числа главной передачи нужно иметь в виду – увеличенное передаточное число ведет к увеличению размеров и массы главной передачи, уменьшению дорожного просвета, ухудшению показателя профильной проходимости автомобиля. Полученное численное значение главной передачи следует сравнивать со значением главной передачи автомобиля прототипа или с автомобилями аналогичного классов. При значительной разнице передаточного числа в сторону увеличения, следует уменьшить максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя и пересчитать внешнюю скоростную характеристику двигателя.

### 2.3.2 Расчет передаточных чисел коробки передач.

У большинства легковых и грузовых автомобилей имеющих механическую ступенчатую коробку передач, число ступеней находится в пределах  $n = 4...6$  (без учета передачи заднего хода). Связано это с тем, что с уменьшением числа ступеней ухудшается приспособляемость автомобиля к дороге, с увеличением – возрастает сложность управления автомобилем. Также увеличиваются габаритные размеры, масса, стоимость, усложняется конструкция.

В курсовом проекте рекомендуется количество ступеней коробки передач выбирать в соответствии с автомобилем прототипом или автомобилями аналогичного класса.

Таким образом, вначале расчета передаточных чисел ступеней коробки передач необходимо выбрать количество ступеней по выше изложенным рекомендациям.

Передаточное число первой ступени коробки передач, определяется исходя из выполнения следующих трех условий:

1.Первое условие: возможности преодоления автомобилем заданного максимального дорожного сопротивления:

$$i_1 = \frac{G_a \psi_{max} r_k}{M_{max} \eta_{mp} i_o} \quad (8)$$

где:  $\psi_{max}$  - коэффициент максимального суммарного дорожного сопротивления

$\psi_{max} = f_v + i$ ;  $i$  - коэффициент характеризующий угол подъема дороги,  
 $i = G_a \cdot \sin \alpha$ ;  $\alpha$  - угол подъема дороги, град.

В расчетах величина  $\psi_{max}$  принимается:

$\psi_{max} = 0,25 \dots 0,4$  - для грузовых автомобилей;

$\psi_{max} = 0,35 \dots 0,5$  - для легковых автомобилей.

2. Второе условие: возможности полной реализации сцепной массы автомобиля:

$$i_1 = \frac{G_{сц} \varphi_{сц} \cdot r_k}{M_{max} \eta_{mp} i_o}, \quad (9)$$

где:  $\varphi_{сц}$  - коэффициент сцепления; для сухой дороги с асфальтовым покрытием  $\varphi_{сц} = 0,7 \dots 0,8$ ;

$G_{сц}$  - сцепной вес автомобиля, равный весу, приходящемуся на ведущие мосты автомобиля.

Сцепной вес автомобиля определяется по формуле:

$$G_{сц} = k_{сц} G_a \quad (10)$$

где:  $k_{сц}$  - коэффициент сцепного веса автомобиля.

Для грузовых автомобилей группы А:  $k_{сц} = 0,67 \dots 0,7$ ; для грузовых автомобилей группы Б:  $k_{сц} = 0,70 \dots 0,75$ .

Для легковых автомобилей с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом:  $k_{сц} = 0,52 \dots 0,55$ ; для легковых автомобилей с передним расположением двигателя и передним ведущим мостом:  $k_{сц} = 0,53 \dots 0,57$ . Для полноприводных автомобилей:  $G_{сц} = G_a$ .

3. Третье условие: обеспечения минимальной устойчивой скорости движения автомобиля  $v_{min}$  в заданных дорожных условиях:

$$i_1 = 0,377 \frac{n_{min} r_k}{i_o v_{min}}, \quad (11)$$

где: -  $v_{min} = 4... 5 \text{ км/ч}$  - для автомобилей нормальной проходимости;  
 $v_{min} = 3... 4 \text{ км/ч}$  - для автомобилей повышенной проходимости.

При выборе передаточного числа первой ступени, если  $i_1$  определенное по первому условию превышает значение  $i_1$  найденного по второму условию, то следует по возможности увеличить сцепную массу - например, увеличив базу автомобиля. При невозможности увеличения сцепной массы, значение  $i_1$  следует принимать по второму условию, которое затем сопоставляется со значением  $i_1$  вычисленным по третьему условию. В случае если  $i_1$  вычисленное по третьему условию больше каждого из значений вычисленных по первому и второму условиям, то в качестве расчетного принимается  $i_1$  вычисленное по третьему условию.

Результаты, рассчитанные по формулам 8 - 11 и выбранных значений передаточных чисел прямой, повышенной и первой передач заносят в табл.2, прил.1.

Передаточные числа (среднестатистические) для первой ступени коробки передач составляют:

- легковых автомобилей -  $i_1 = 3,4...3,8$ ;
- грузовых автомобилей -  $i_1 = 6,0... 8,5$ .

2.3.3. Существуют различные методы определения передаточных чисел промежуточных ступеней коробки передач. Один из методов - передаточные числа промежуточных ступеней рассчитывают по геометрической прогрессии, с дальнейшей коррекцией полученных численных значений. Ниже приводится данная методика.

Определение передаточных чисел промежуточных (смежных) ступеней коробки передач (между первой и высшей передачами), производится по формуле геометрической прогрессии:

$$i_m = \sqrt[n-1]{i_1^{(n-m)}}, \quad (12)$$

где:  $m$  - номер ступени коробки передач;

$n$  - принятое число ступеней коробки передач, за исключением повышенной передачи и передачи заднего хода.

Результаты расчетов по формуле 12 заносятся в табл.2, прил.1.

Далее рассчитываются значения  $q$  - плотности ряда передаточных чисел коробки передач по формуле:

$$q_{1,2} = i_1/i_2;$$

$$q_{2,3} = i_2/i_3;$$

$$q_{3,4} = i_3/i_4;$$

$$q_{n-1,n} = i_{n-1}/i_n.$$

где:  $q$  – плотность (шаг) ряда между первой и высшей передачами;

$i_1, i_2, i_3 \dots i_n$  – передаточные числа коробки передач - первой, второй, третьей, высшей ступеней соответственно.

$n$  – принятое число ступеней коробки передач, за исключением повышенной передачи и передачи заднего хода.

**Плотность ряда  $q$**  - характеризуется отношением значений смежных передач. Промежуточные ступени, вычисленные по формуле (12) геометрической прогрессии должны соответствовать следующему равенству:

$$i_1/i_2 = i_2/i_3 = i_3/i_4 \dots = i_{n-1}/i_n = q,$$

**Интервал передачи (шаг)** – это отношение передаточных чисел смежных (соседних) ступеней коробки передач. Уменьшение или увеличение интервала между смежными передачами, означает уменьшение или увеличение отношения значений передаточных чисел между смежными ступенями.

Найденные по геометрической прогрессии значения передаточных чисел промежуточных ступеней, корректируют. Для этого интервал между передаточными числами высших ступеней уменьшают на 5...15%, а интервал между передаточными числами низших ступеней увеличивают на 5...15%. Для уменьшения интервала на высших передачах уменьшают передаточное число предпоследней ступени на 5...15%. Для увеличения интервала на низших передачах (интервал между первой и второй ступенью), уменьшают передаточное число второй ступени на 5...15%.

При этом шаг между передаточными числами всех ступеней полученных после коррекции не должен превышать: 1,7... 1,8 - для автомобилей с дизельным двигателем и 2 – для автомобилей с бензиновым двигателем. **При корректировке передаточных чисел промежуточных ступеней не подлежат изменению передаточные числа первой и высшей ступеней коробки передач**, т.к. это приведет к нарушению условий выполненных в пунктах 2.3.1 – 2.3.2.

При корректировке передаточных чисел промежуточных ступеней коробки передач следует помнить, что их значения оказывают влияние на параметры тяговой динамики автомобиля, его приемистости (ускорение, время и путь разгона) и топливную экономичность автомобиля. Поэтому окончательное решение по выбору передаточных чисел следует принимать после выполнения тягового расчета автомобиля на основе анализа его тягово-скоростных и топливно-экономических показателей с учетом условий

эксплуатации проектируемого автомобиля.

## 1.4 Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля

Анализ тягово-скоростных свойств проектируемого автомобиля проводится с целью оценки правильности выбора параметров двигателя и трансмиссии. Для этого используются аналитические и графические методы тягового и мощностного балансов, динамической характеристики и приемистости автомобиля

1.4.1 Метод силового баланса основан на анализе соотношения силы тяги, обеспечивающей поступательное движение автомобиля и сил сопротивления, противодействующих этому движению.

Уравнение силового баланса имеет вид:

$$P_T = P_f + P_h + P_w + P_j$$

Сила тяги на ведущих колесах  $P_T$  (Н), рассчитывается для каждого значения  $M_e$  для всех передач и определяется из выражения:

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_{kn} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} \quad (13)$$

где:  $i_{kn}$  - передаточное число соответствующей ступени коробки передач;

$P_T$  - рассчитывается по формуле 13 для всех передач, за исключением передачи заднего хода. Результаты расчета заносятся в таблицу 3, прил. 1.

Скорость движения автомобиля рассчитывается для каждого значения частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$  и для каждой передачи (за исключением передачи заднего хода):

$$v_a = 0,377 \frac{n_e \cdot r_k}{i_{kn} \cdot i_0}, \quad (\text{км/час}) \quad (14)$$

Результаты расчета, выполненные, по формуле 14 заносятся в таблицу 3, прил. 1. Далее по результатам расчетов строится график зависимости  $P_T = f(v)$ .

С графиком тяговой характеристики совмещается график зависимости суммарных сил сопротивления движению автомобиля  $P_\Sigma$ , при его равномерном движении.

В общем виде уравнение суммарных сил сопротивления движению

автомобиля имеет вид:

$$P_{\Sigma} = P_f + P_h + P_w + P_j, \quad (\text{Н}) \quad (15)$$

где:  $P_f = G_a f_v$  - сила сопротивления качению;

$P_h = 0$  - сила сопротивления подъему, (подъем и уклон дороги отсутствуют);

$P_w$  - сила сопротивления воздуха;

$P_j = 0$  - сила сопротивления инерции (равномерное движение).

В курсовом проекте суммарные силы сопротивления движению автомобиля рассчитываются для условий, когда автомобиль движется равномерно по дороге с асфальтобетонным покрытием без уклонов и подъемов, т.е.  $P_h = 0$ ;  $P_j = 0$ . Тогда уравнение силового баланса примет вид:

$$P_{\Sigma} = P_f + P_w, \quad (16)$$

Сила сопротивления качению:

$$P_f = G_a f_v \quad (17)$$

Сила сопротивления воздуха:

$$P_w = k_e F_a v_a^2, \quad (18)$$

где:  $v_a$  - скорость движения автомобиля, м/с

$k_e$  - коэффициент обтекаемости, определен выше (в формулу 18 подставляется ранее выбранное значение по п. 2.1);

$F_a = a \cdot B \cdot H$  - площадь лобового сечения (в метрах) определена выше по п.2.1.

Результаты расчетов сил сопротивления движению автомобиля вычисленных по формулам 15-17 заносятся в табл. 3, прил.1, затем на графике тяговой характеристики строится зависимость  $P_{\Sigma}(v_a)$ .

1.4.2 Метод мощностного баланса основан на анализе соотношения мощности, передаваемой на ведущие колеса автомобиля, и мощности, необходимой для преодоления сил сопротивления движению автомобиля.

Уравнение мощностного баланса имеет вид:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{mp} = N_f + N_h + N_w + N_j, \quad (\text{кВт}); \quad (19)$$

где:  $N_T$  - мощность подводимая к ведущим колесам автомобиля;

$N_f$  - мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления качению;

$N_h$  - мощность, необходимая для преодоления силы сопротивления подъему;

$N_w$  - мощность, необходимая для преодоления силы сопротивления воздуха;

$N_j$  - мощность, необходимая для разгона автомобиля.

Мощность, передаваемая на ведущие колеса автомобиля (кВт), определяется по формуле:

$$N_t = P_t \cdot v_a / 1000, \quad (20)$$

Мощность, необходимая для преодоления силы сопротивления качению (кВт):

$$N_f = P_f \cdot v_a / 1000 \quad (21)$$

Мощность, необходимая для преодоления подъема (кВт):

$$N_h = P_h \cdot v_a / 1000 \quad (22)$$

Мощность, необходимая для преодоления силы сопротивления воздуха (кВт):

$$N_w = k_a F_a v_a^3 / 1000 \quad (23)$$

В выше приведенных формулах скорость автомобиля  $v_a$  - в м/с.

В курсовом проекте рассчитывается и строится график мощностного баланса для случая равномерного движения автомобиля по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием, т.е.  $N_h = 0$ ;  $N_j = 0$ . Результаты расчетов, вычисленные по формулам 19 - 23 заносятся в табл. 3, прил.1.

Для нашего случая уравнение суммарной мощности идущей на преодоление сил сопротивления движению имеет вид:

$$N_{\Sigma} = N_f + N_w \quad (24)$$

За текущие значения скоростей принимаются скорости, соответствующие



расчетным при движении автомобиля на высшей передаче.

Результаты расчетов суммарной мощности (формула 24), затрачиваемой на преодоление сил сопротивления движению автомобиля, заносятся в табл. 1, прил.1, затем на графике мощностного баланса строится характеристика  $N_{\Sigma}(v_a)$ .

1.4.3 Метод динамической характеристики основан на анализе зависимости динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах.

Динамический фактор автомобиля (это удельный показатель свободной силы тяги отнесенной к единице полного веса автомобиля - величина безразмерная) определяется из выражения:

$$D_a = \frac{P_T - P_w}{G_a} \quad (25)$$

Динамическая характеристика  $D_a = f(v)$  строится для движения автомобиля на всех передачах (за исключением передачи заднего хода). Расчет значений динамического фактора производится для значений скоростей, определенных по формуле 14.

Результаты расчетов по формуле 25 сводятся в табл. 3, прил.1.

По результатам расчетов строится динамическая характеристика автомобиля -  $D_a=f(v_a)$  для каждой передачи.

Для определения возможности движения автомобиля в зависимости от его загруженности, график динамической характеристики дополняется номограммой нагрузок.

Расчет шкалы динамического фактора для автомобиля без груза проводится по формуле:

$$a_0 = a_a \frac{G_0}{G_a}$$

где:  $a_a$  - масштаб шкалы динамического фактора полностью загруженного автомобиля, Н/кг мм;

$G_0$  - вес автомобиля без груза, Н.

Общий вид графика динамической характеристики, дополненного графиком номограммы нагрузок приведен в прил.2.

1.4.4 Запас мощности на разгон  $N_j$  для всех передач определяется по формуле:

$$N_j = N_T - N_\Sigma, \quad \text{кВт} \quad (26)$$

Результаты расчета по формуле 26 заносятся в табл. 3, прил. 1.

1.4.5 Оценочными показателями приемистости автомобиля являются ускорение, время и путь разгона.

Ускорение автомобиля  $j_a$  определяется по формуле

$$j_a = \frac{D_a - \Psi}{\delta} \cdot g, \quad (\text{м/с}^2) \quad (27)$$

где:  $\delta$  - коэффициент учета вращающихся масс. При неизвестных конструктивных параметрах двигателя и трансмиссии коэффициент  $\delta$  определяется по формуле:

$$\delta = 1 + a_1 + a_2 \cdot i_{кп}^2,$$

где:  $a_1$  и  $a_2$  - постоянные коэффициенты  $a_1 = 0,03... 0,05$ ;  $a_2 = 0,04... 0,06$ .  
Меньшие значения относятся к автомобилям большей грузоподъемности.

Здесь необходимо рассчитать и построить графики ускорений автомобиля при его движении по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием.

Расчеты по формуле 26 проводятся для всех ступеней коробки передач за исключением передачи заднего хода, затем результаты сводятся в табл.4, прил.1.

По результатам расчетов строится график зависимости  $j_a = f(v)$  для каждой передачи автомобиля.

1.4.6 Время и путь разгона автомобиля определяется графоаналитическим методом. Для этого график ускорений разбивают на интервалы скоростей.

В каждом интервале скоростей определяют среднее значение ускорения  $j_{cp}$ . Среднее значение ускорения  $j_{cp1}$  в первом и последующих интервалах определяется по формуле:

$$j_{cp1} = 0,5(j_1 + j_2), \quad (28)$$

где:  $j_1$  и  $j_2$  - ускорения в начале и в конце каждого из интервалов скоростей, соответственно. Изменение скорости  $\Delta v_1$  в первом и в каждом из последующих интервалах определяется по формуле:

$$\Delta v_1 = (v_2 - v_1), \quad (\text{м/с}) \quad (29)$$

где:  $v_1$ - скорость автомобиля в начале интервала, м/с;

$v_2$ - скорость автомобиля в конце интервала, м/с;

Время разгона автомобиля на первом интервале  $\Delta t_1$  от  $v_1$  до  $v_2$  определяется по формуле:

$$\Delta t_1 = \Delta v_1 / j_{cp1}, \quad (\text{с}) \quad (30)$$

Среднее ускорение  $j_{cp2}$  во втором интервале скоростей  $v_2$  и  $v_3$  будет:

$$j_{cp2} = 0,5(j_2 + j_3) \quad (31)$$

Изменение скорости в интервале  $v_2$  и  $v_3$  составит:

$$\Delta v_2 = (v_3 - v_2) \quad (32)$$

Время разгона автомобиля от скорости  $v_2$  до скорости  $v_3$  на втором интервале определяется:

$$\Delta t_2 = \Delta v_2 / j_{cp2} \quad (33)$$

Аналогично определяется время разгона в каждом из последующих интервалов скоростей. Общее время разгона автомобиля  $t_\Sigma$ , без учета времени на переключение передач определяется по формуле:

$$t_\Sigma = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n \quad (34)$$

где:  $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_n$  - время разгона автомобиля в соответствующих интервалах скоростей, м/с.

При расчете пути разгона  $S_\Sigma$  условно считают, что в каждом из интервалов автомобиль движется равномерно со средней скоростью.

В первом интервале, где скорость автомобиля изменяется от  $v_1$  до  $v_2$ , средняя скорость определяется:

$$v_{cp1} = 0.5(v_1 + v_2), \quad (\text{м/с}) \quad (35)$$

Путь при разгоне автомобиля от  $v_1$  до  $v_2$  составит:

$$\Delta S_1 = v_{cp1} \cdot \Delta t_1 \quad (36)$$

Средняя скорость движения автомобиля в интервале скоростей от  $v_2$  до  $v_3$  будет:

$$v_{cp2} = 0,5(v_2 + v_3) \quad (37)$$

Путь, пройденный автомобилем (в м) при разгоне от скорости  $v_2$  до  $v_3$ , составит:

$$\Delta S_2 = v_{cp2} \cdot \Delta t_2 \quad (38)$$

Аналогично определяется путь разгона в каждом из интервалов скоростей. Общий путь разгона  $S_{\Sigma}$  без учета изменения скорости автомобиля при переключении передач определяется по уравнению

$$S_{\Sigma} = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n, \quad (39)$$

где:  $\Delta S_1, \Delta S_2, \dots, \Delta S_n$  - путь разгона автомобиля в соответствующих интервалах скоростей.

Расчет времени и пути разгона автомобиля производить до скорости:

- для легковых автомобилей - 100 км/ч,
- для грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности - 80 км/ч;
- для грузовых автомобилей большой грузоподъемности - 60 км/ч.

Результаты расчетов формул 27-38 заносятся в табл.4, прил.1, затем строятся графики зависимостей  $t=f(v)$  и  $S=f(v)$ .

## 2.5 Оценка топливной экономичности

Оценка топливной экономичности автомобиля производится на основе анализа его топливно-экономической характеристики. Топливо-экономическая характеристика представляет собой зависимость путевого расхода топлива от скорости движения автомобиля с полной нагрузкой в пределах заданных условий эксплуатации.

Путевой расход топлива  $Q_n$  с точностью, достаточной для приближенной оценки топливной экономичности автомобиля, определяется из выражения:

$$Q_n = \frac{q_n K_H K_N (P_\psi + P_w)}{36000 \rho_m \eta_{mp}}, \quad \text{л/100 км}; \quad (40)$$

где:  $q_n$  - удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности двигателя  $N_{max}$ , г/кВт-ч;

$K_H$  - коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя  $q_e = f(I)$ ;

$K_N$  - коэффициент, учитывающий влияние частоты вращения коленчатого вала двигателя на удельный расход топлива,  $q_e = f(n_e)$ ;

$$P_\psi + P_w = P_\Sigma$$

$P_\Sigma$  - величина суммарного дорожного сопротивления при движении в заданных дорожных условиях;

$\rho_m$  - плотность топлива, кг/л (для бензина: 0,712...0,761 кг/л; для дизельного топлива: 0,83... 0,865 кг/л).

Удельный расход топлива  $q_N$  можно принимать:

$$q_N = (1,05 \dots 1,15) q_{min};$$

где:  $q_{min}$  - минимальный удельный расход топлива (для карбюраторных двигателей  $q_{min} = 260 \dots 310$  г/кВт-ч; для дизелей  $q_{min} = 195 \dots 230$  г/кВт-ч).

В курсовом проекте расчет и построение топливно-экономической характеристики автомобиля производят при движении автомобиля на прямой передаче и в следующей последовательности.

2.5.3 Для каждого значения скорости автомобиля на прямой передаче  $v_a$ , из табл. 3, прил.1 выполняют выборку расчетных данных:  $v_a$ ;  $n_e$ ;  $N_e$ ;  $P_\Sigma$ ;  $N_T$ ;  $N_\Sigma$  и заносят в табл.5.

2.5.4 Для каждого значения скорости автомобиля на прямой передаче определяют:

-степень использования мощности двигателя  $I$ :

$$I = \frac{N_\Sigma}{N_e \cdot \eta_{mp}};$$









## Приложение 2

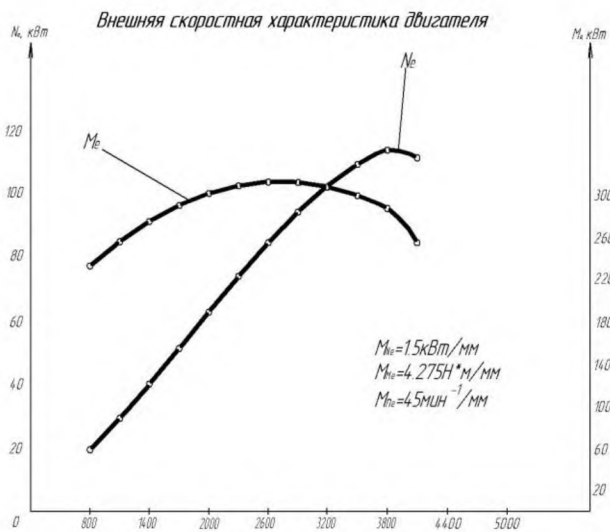


Рис.1

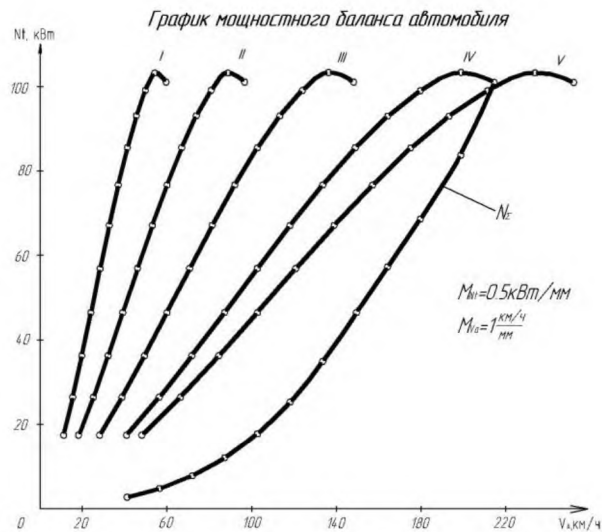


Рис.3

## Продолжение приложения 2

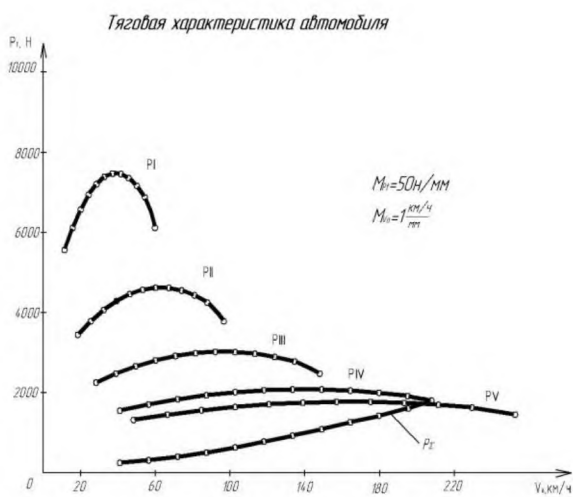


Рис.2.

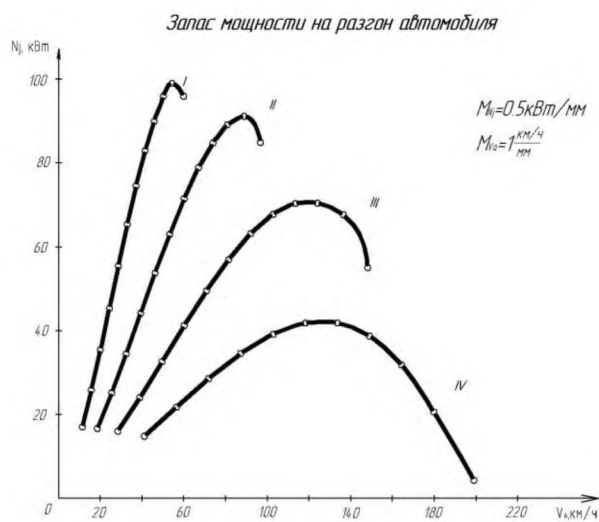
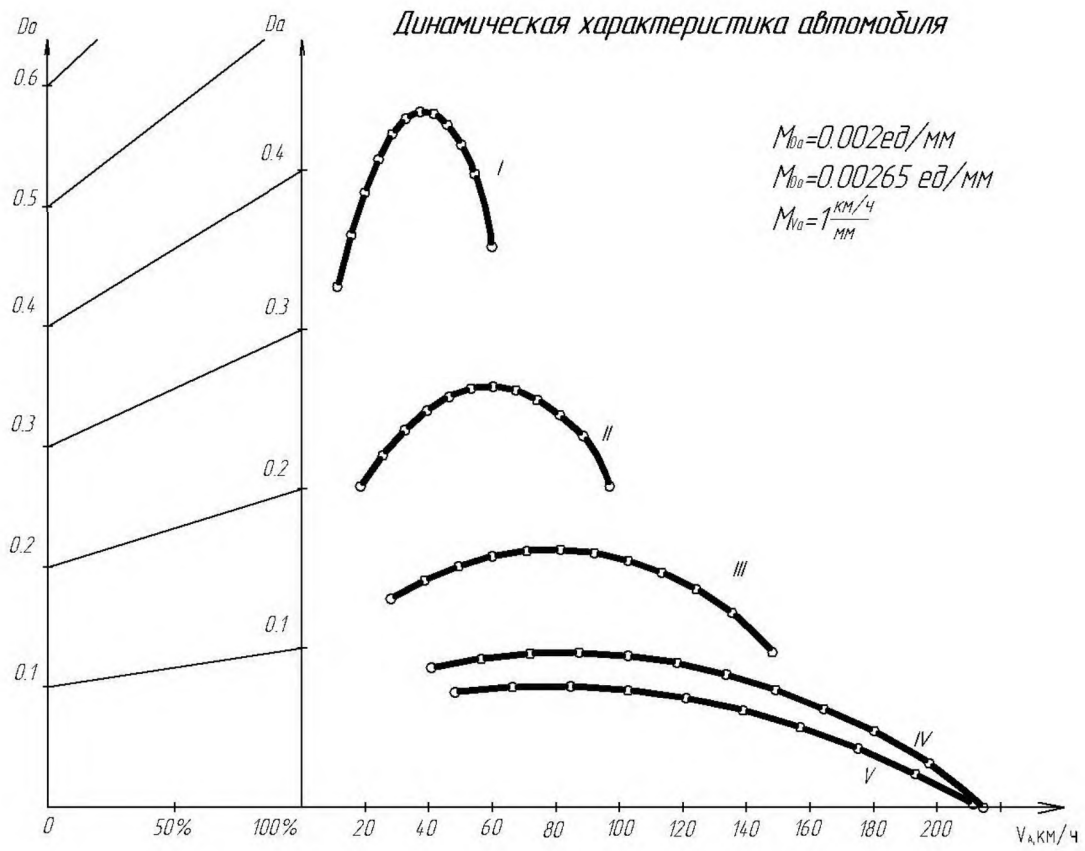
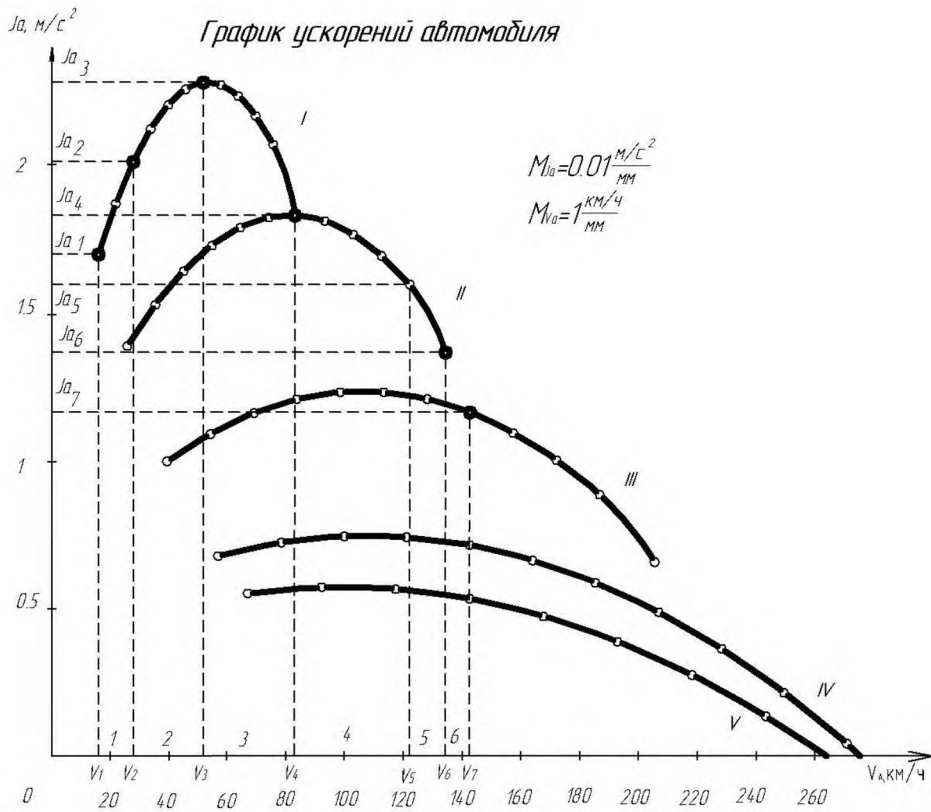


Рис.4.

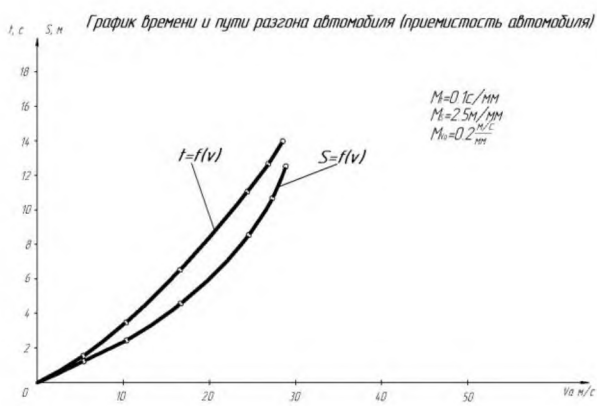


**Рис.5**

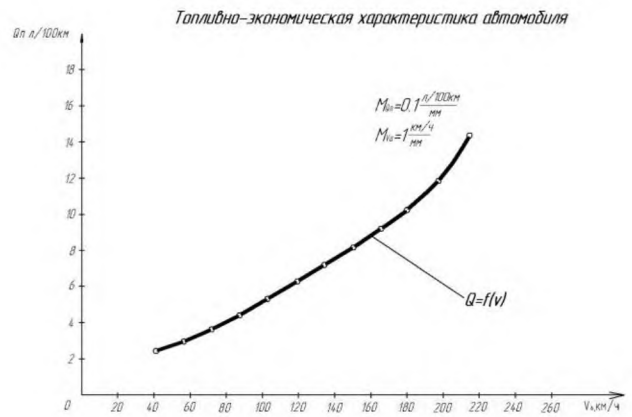
**Продолжение приложения 2**



**Рис.6**



**Рис.7**



**Рис.8**

## Литература

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. “Машиностроение”, 1989 – 237 с.

2. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. Минск, “Высшая школа”, 1986 – 207 с.

3. Вахламов В.К. , Автомобили. Эксплуатационные свойства. М: Издательский центр «Академия», 2006. – 240с.