

ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа выполняется в соответствии с учебным планом по дисциплине «Техника транспорта обслуживание и ремонт».

Основной целью курсовой работы является систематизация и закрепление знаний студентов по вопросам теории автомобилей, организации технологии технического обслуживания и ремонта автомобилей, а также формирование у них навыков применения результатов теоретических расчетов для повышения эксплуатационных свойств автомобиля.

Для выполнения курсовой работы выдается индивидуальное задание с указанием части параметров таких как: марка автомобиля; максимальная скорость движения на прямой передаче; дорожные условия; категория эксплуатации; количество автомобилей и среднегодовой пробег и др.

Содержание курсовой работы включает: выполнение тягово-экономического расчет автомобиля; построение характеристик тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля; расчет годовой программы ТО и ремонта; анализ конструкции одного из агрегатов трансмиссии, ходовой части или систем управления и расчет норм времени, и разработку технологической карты на выполнение разборочно-сборочных работ этого узла.

Объем курсовой работы составляет 30–45 страниц расчетно-пояснительной записки, графиков характеристик и технологической карты на разборку и сборку агрегата или узла выбранного по заданию руководителя проекта.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах формата А4 (210×297 мм) должна содержать: реферат; оглавление; введение с обоснованием задач; результаты тягово-экономического расчета автомобиля; расчетов годовой программы ТОиР; расчетов норм времени на проведение разборочно-сборочных работ одного из узлов или агрегатов автомобиля; краткие выводы и список используемой литературы.

Графики характеристик допускаются выполнять на листе формата А1 или на миллиметровые бумаги меньших форматов, например, 2 листа формата А2 или 4 листа формата А3 и должны содержать: внешнюю скоростную характеристику двигателя; динамическую характеристику автомобиля; графики возможных ускорений; графики пути и времени разгона; график мощностного баланса автомобиля; топливно-экономическую характеристику. Графики строятся в масштабе.

Технологическая карта выполняется на листе формата А1 в виде таблицы, приведенной в Положениях о ТОиР автомобилей.

Часть I. ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

1.1. Определение параметров автомобиля и выбор компоновочной схемы трансмиссии

Для выполнения тягово-экономического расчета автомобиля необходимо знать ряд параметров, входящих в формулы для определения мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии. В индивидуальном задании приведены основные параметры, а остальные выбираются по справочнику из технической характеристики автомобиля и его кинематической схемы трансмиссии. Ниже приводится методика определения значений ряда других параметров.

1.1.1. Определение полной массы автомобиля

Полную массу *автобуса* определяют по выражению:

$$m_a = m_{\sigma} + (m_n + m_{\sigma_{az}}) \cdot z_n, \text{ кг}, \quad (1.3)$$

$$m_a = 2500 + (75 + 25) \cdot 30 = 5500 \text{ кг}$$

Здесь: m_{σ} – масса снаряженного автомобиля, кг;

m_n – масса груза по номинальной грузоподъемности, кг;

$m_n = 75 \text{ кг}$ – масса одного пассажира;

z_n – число пассажиров в кабине, включая водителя.

$m_{\sigma_{az}} = 5 \text{ кг}$ для пригородных автобусов;

Номинальная грузоподъемность автобуса определяется как:

$$m_n = m_n \cdot z_n, \text{ кг} \quad (1.4)$$

$$m_n = 75 \cdot 30 = 2250 \text{ кг}$$

Масса снаряженного автобуса определяется так же, как и для грузового автомобиля:

$$m_{\sigma} = m_n / \eta_v, \text{ кг}.$$

$$m_{\sigma} = 2295 / 0.9 = 2550 \text{ кг}$$

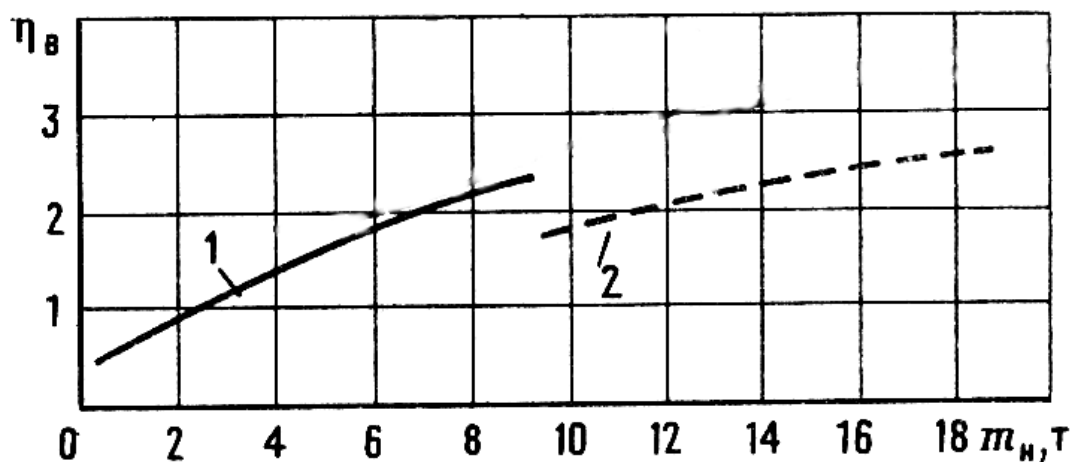


Рис. 1.1. Зависимость коэффициента использования массы от массы груза:
1– двухосные автомобили; 2– трехосные автомобили

1.1.2. Распределение нагрузки по мостам

Распределение нагрузки по мостам необходимо знать для подбора шин и определения по их размерам радиусов колеса, а также для определения максимально возможной по сцеплению тяговой силы, величина которой используется при выборе передаточного числа низшей передачи трансмиссии.

У автомобилей с задним расположением двигателя нагрузку, приходящуюся на задний мост, выбирают в пределах:

$$m_{\text{вд}} = (0,56 \dots 0,6) \cdot m_a, \text{ кг.}$$

$$m_{\text{вд}} = 0.58 \cdot 5500 = 3190 \text{ кг}$$

1.1.3. Выбор параметров автомобильных шин

При выборе шин исходным параметром является нагрузка на наиболее нагруженных колесах, которая определяется из выражения:

$$G_k = 10^{-3} \cdot \frac{m_{\text{вд}} \cdot g}{n}, \text{ кН,} \quad (1.12)$$

где $m_{\text{вд}}$ – нагрузка на ведущий мост (тележку), кг

g – ускорение свободного падения;

n – число колес на ведущем мосту

$$G_k = 10^{-3} \cdot \frac{3190 \cdot 9.8}{4} = 8 \text{ кН}$$

По значению нагрузки на наиболее нагруженные колеса, руководствуясь таблицами ГОСТов [1, 2], определяют статический радиус колеса (r_{cm}). Для практических расчетов значения динамического радиуса и радиуса качения колеса принимают равными значению его статического радиуса:

$$r_o \approx r_n \approx r_{cm} = 1360 \quad (1.13)$$

1.1.4. Определение механического КПД трансмиссии

Коэффициент полезного действия трансмиссии зависит от числа и вида кинематических пар, передающих крутящий момент от вала двигателя к ведущим колесам автомобиля, и определяется по следующей зависимости:

$$\eta_{mp} = 0,98^k \times 0,97^i \times 0,955^m, \quad (1.14)$$

где k — число пар цилиндрических шестерен в трансмиссии на рассчитываемой передаче;

i — число пар конических и гипоидных шестерен;

m — число карданных шарниров в трансмиссии.

$$k=1$$

$$i=1$$

$$m=1$$

$$\eta_{mp} = 0,98^1 \times 0,97^1 \times 0,955^1 = 0.91$$

Ориентировочные значения η_{mp} для различных типов автомобилей приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Значение КПД трансмиссии автомобилей

№ п/п	Тип автомобиля	Колесная формула	$\eta_{тр}$
1	Грузовые автомобили и автобусы с одинарной главной передачей	4×2	0,90 ... 0,92
2	Грузовые автомобили и автобусы с двойной главной передачей	4×4 6×4 6×6	0,87 ... 0,88 0,82 ... 0,84 0,78 ... 0,80
3	Легковые автомобили и автобусы малой вместимости		0,92 ... 0,94

1.1.5. Параметры обтекаемости автомобиля

1.1.5.1. Коэффициент обтекаемости кузова автомобиля

Коэффициент обтекаемости (k_w), если считать плотность воздуха постоянным зависит в основном только от формы кузова и углов натекания (τ_n) и атаки (τ_a). Коэффициент k_w эквивалентен силе сопротивления воздуха, действующей на 1 м^2 площади автомобиля при относительной скорости 1 м/с и имеет размерность плотности: в системе СИ его размерность кг/м^3 или $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$. Приближенные значения k_w для различных типов автомобилей при углах натекания и атаки, равных нулю, приведены в табл. 1.3

Таблица 1.3.
Значения коэффициента обтекаемости

№ п/п	Тип автомобиля	$k_w, \text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$
1	Легковые автомобили	0,2...0,35
2	Автобусы: капотной компоновки вагонной компоновки	0,45...0,55 0,35...0,45
3	Грузовые автомобили: бортовые с кузовом фургон	0,5...0,7 0,5...0,6
4	Автоцистерны	0,55...0,65
5	Автопоезда	0,85...0,95
6	Гоночные автомобили	0,15...0,2

Коэффициент обтекаемости выбираем из таблицы 1.3. Для нашего автомобиля он $k_w=0.4 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

1.1.5.2. Определение площади лобового сопротивления автомобиля

Для автомобиля или каждого из звеньев автопоезда в качестве площади лобового сопротивления (площади Миделя) принимается площадь, равная площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси.

Приближенно площадь лобового сопротивления определяют:

– для грузовых автомобилей и автобусов:

$$F_z = B \cdot H_z, \text{ м}^2; \quad (1.15)$$

$$F_z = 1.94 \cdot 2.96 = 5.75 \text{ м}^2$$

где B – колея автомобиля, м;

H_z – габаритная высота автомобиля, м;

Значения величин B , B_z и H_z выбираются из справочной литературы [1] по данным на автомобиль - прототип.

Используя заданные (по индивидуальному заданию на курсовой проект) и определенные в последующем параметры, выбирается компоновочная схема проектируемого автомобиля, эскиз которого приводится в расчетно-пояснительной записке. Компоновочной схема автобуса приведена на рис. 1.2.

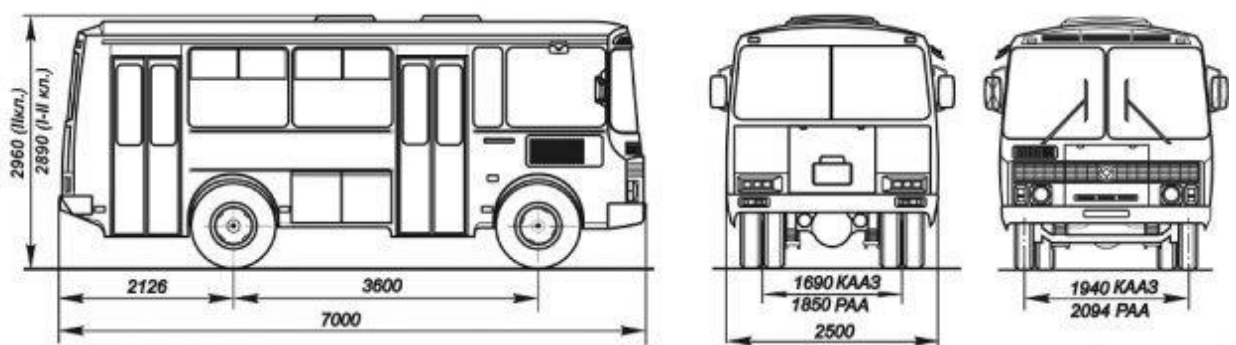


Рис. 1.2. Компоновочная схема автобуса

1.2. Тяговый расчет автомобиля

Здесь приводится методика упрощенного расчета основных параметров двигателя и трансмиссии, учитывающая только некоторые требования к тягово-скоростным свойствам. Задачей упрощенного расчета является предварительный выбор внешней скоростной характеристики двигателя и передаточных чисел трансмиссии.

1.2.1 Подбор внешней характеристики двигателя

Расчет начинают с определения эффективной мощности двигателя из условий обеспечения равномерного движения автомобиля по ровной горизонтальной дороге с заданной максимальной скоростью, при полном использовании его грузоподъемности по следующей зависимости:

$$Ne_v = \frac{\Psi \cdot G_a \cdot V_{a \max} + k_w \cdot F \cdot V_{a \max}^3}{10^3 \cdot \eta_{TP} \cdot k_p}, \text{ кВт} \quad (1.17)$$

$$\psi = f = (0,015 \dots 0,02) + 6 \cdot 10^{-6} V^2 = 0,018 + 6 \cdot 10^{-6} \cdot 21 = 17,9 \cdot 10^{-3}$$

$$Ne_v = \frac{0,0179 \cdot 53955 \cdot 21 + 5,47 \cdot 0,4 \cdot 9261}{1000 \cdot 0,91 \cdot 0,945} = 49 \text{ кВт}$$

где ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления.

$G_a = m_a \cdot g = 5500 \cdot 9,8$ – полный вес автомобиля, Н;

$V_{a \max}$ – максимальная скорость движения автомобиля (по заданию), м/с;

k_w – коэффициент обтекаемости,

$F = 5,47$ – площадь лобового сопротивления автомобиля (площадь Миделя), м²;

η_{TP} – механический КПД трансмиссии;

$k_p = 0,93 \dots 0,96$ – коэффициент коррекции, зависящий от стандарта на снятие внешней характеристики двигателя и условий эксплуатации.

Согласно условиям движения значение коэффициента суммарного сопротивления дороги равно значению коэффициента сопротивления качению ($\psi = f$). Его численное значение определяют по следующей

эмпирической зависимости [3]:

- $\psi = f = (0,015 \dots 0,02) + 6 \cdot 10^{-6} V_{max}^2$ – для грузовых автомобилей и автопоездов.

В общем случае максимальная скорость движения автомобиля может быть достигнута при оборотах двигателя n_v , отличных от номинальных n_N и, следовательно мощность двигателя Ne_v , при которой достигается максимальная скорость автомобиля V_{max} , будет отличаться от значения номинальной мощности. В этой связи для построения характеристики двигателя определяют максимальное и текущее значения мощности.

Максимальное значение мощности определяют по зависимости:

$$N_{max} = \frac{Ne_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \text{ кВт}, \quad (1.18)$$
$$N_{max} = \frac{49}{0.53 \cdot 1 + 1.56 \cdot 1 - 1.09 \cdot 1} = 49 \text{ кВт}$$

где a, b, c – безразмерные коэффициенты ($a = b = c = 1$ – для бензинового двигателя; $a = 0,53, b = 1,56, c = 1,09$ – для дизельных двигателей);

λ – коэффициент, $\lambda = n_v / n_N$ (здесь n_v – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной скорости автомобиля, мин^{-1} ; n_N – значение числа оборотов вала двигателя при максимальной мощности, мин^{-1}), для бензиновых двигателей без ограничителя частоты вращения (легковые и грузовые автомобили грузоподъемностью до 1500 кг) $\lambda = 1,1 \dots 1,15$; для бензиновых двигателей с ограничителем частоты вращения и дизельных двигателей – $\lambda = 1$.

Текущее значение мощности определяют по зависимости:

$$Ne = Ne_{max} \left[a \cdot \frac{n_\partial}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_\partial}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_\partial}{n_N} \right)^3 \right], \text{ кВт}, \quad (1.19)$$

где n_∂ – текущее значение числа оборотов вала двигателя, мин^{-1} .

Значение числа оборотов вала двигателя n_N , соответствующее максимальной

мощности, выбирают по двигателю-прототипу; число оборотов вала двигателя n_v при максимальной скорости автомобиля находят из соотношения n_v/n_N ; минимальное число оборотов вала для всех типов двигателей принимают равной значению $n_{min} = 0,2 \cdot n_N$.

Для построения внешней скоростной характеристики строят шкалу n_d параллельную оси абсцисс (V_a), используя для этого коэффициент оборотности $\eta_o = n_v / V_{a \max}$; разбивают диапазон чисел оборотов вала двигателя от n_{min} до n_v на шесть-восемь интервалов; подсчитывают текущие значения мощности Ne в граничных точках интервалов. Результаты расчетов сводят в таблицу 4 и строят зависимость $Ne = f(n_d)$.

$$n_{min} = 0,2 \cdot 2300 = 460 \text{ об/мин.}$$

$$Ne_1 = 81 \left[0,53 \cdot \frac{480}{2400} + 1,56 \cdot \left(\frac{480}{2400} \right)^2 - 1,09 \cdot \left(\frac{480}{2400} \right)^3 \right] = 8 \text{ кВт}$$

$$Ne_2 = 18 \text{ кВт}$$

$$Ne_3 = 27 \text{ кВт}$$

$$Ne_4 = 38 \text{ кВт}$$

$$Ne_5 = 44 \text{ кВт}$$

$$Ne_6 = 49 \text{ кВт}$$

Далее строят зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения его вала $Me = f(n)$. Для этого определяют текущее значение крутящего момента по формуле:

$$Me = 9550 \cdot \frac{Ne}{n_d}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.20)$$

где Ne и n_d соответственно значения мощности и числа оборотов вала двигателя в граничных точках интервалов.

$$Me_1 = 9550 \cdot \frac{13}{460} = 159 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$Me_2 = 199 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$Me_3 = 207 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$Me_4 = 222 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$Me_5 = 208 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{e6}=195 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Результаты расчетов сводим в табл. 1.4.

Таблица 1.4. Параметры внешней скоростной характеристики двигателя

№ п/п	Число оборотов вала двигателя, об/мин	N_e , кВт	M_e , Н·м
1	480	8	159
2	864	18	199
3	1248	27	207
4	1632	38	222
5	2016	44	208
6	2400	49	195

При построении характеристики двигателя соединяют отдельные точки N_e и M_e , нанесенные на график, плавной огибающей линией и получают зависимости $N_e = f(n_d)$ и $M_e = f(n_d)$ (см. рис. 1.3).

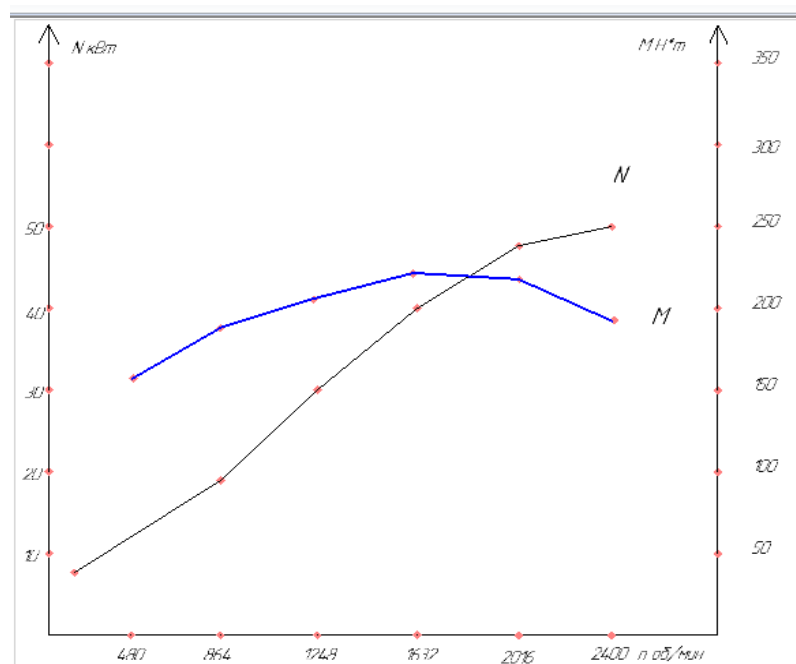


Рис. 1.3. Внешняя скоростная характеристика двигателя

1.2.2. Выбор передаточных чисел трансмиссии

1.2.2.1. Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи (i_o) рассчитывают из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля на высшей расчетной передаче, используя выражение:

$$i_o = \frac{0,105 \cdot n_V \cdot r_K}{i_{K,n} \cdot V_{\max}}, \quad (1.21)$$

где $i_{K,n}$ – высшее передаточное число коробки передач.

Найденное передаточное число главной передачи сравнивают с существующим передаточным числом главной передачи автомобиля аналога.

Для автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях или с временной перегрузкой (автомобили с полным приводом, сельскохозяйственные, специальные автомобили и автобусы), значение i_o увеличивают на 10...20% по сравнению с базовой моделью. Для легковых автомобилей рекомендуется выбирать $i_o \leq 5$, для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 8т выбирают $i_o \leq 7$, для грузовых автомобилей грузоподъемностью свыше 8 т. – $i_o \leq 9$.

1.2.2.2. Определение передаточного числа высшей передачи коробки передач

При использовании трехвальных коробок передач на легковых автомобилях с задним приводом и передним расположением двигателя передаточное число высшей передачи принимают равной $i_{K,n} = 1,0$. Для двухвальных коробок передач автомобилей с передним приводом и у автомобилей с задним приводом и с задним расположением двигателя принимают $i_{K,n} = 0,9...1,0$. Некоторые автомобили с передним приводом имеют $i_{K,n} = 0,6 \dots 0,7$. У грузовых автомобилей с числом передач, не

превышающим шесть, $i_{к.п} = 1$, реже $i_{к.п} = 0,6...0,8$. При применении многоступенчатых коробок передач $i_{к.п} = 0,7...0,8$.

Передаточное число главной передачи данной машины $i_0=4.875$

Источник: http://www.msvmaster.lv/files/paz/4234_04_Vved.pdf

1.2.2.3 Определение передаточного числа первой передачи коробки передач

Передаточное число первой ступени коробки передач определяется из условий преодоления заданного максимального подъема по следующей формуле:

$$i_{k1} = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{к\max} \cdot i_o \cdot \eta_{mp}}, \quad (1.22)$$

где $\psi_{\max}$ – максимальное значение коэффициента суммарного дорожного сопротивления (дается в задании на курсовой проект).

Полученное значение i_{k1} , проверяют по условию отсутствия буксования. Если сцепление ниже некоторого предела, то касательная сила на ведущих колесах автомобиля не реализуется из-за буксования колес. Чтобы этого не произошло, сила сцепления должна быть больше или равна касательной силе тяги, т.е. $P_{\varphi} \geq P_{к\max}$, или же:

$$G_{\varphi} \cdot \varphi_{сц} \geq M_{к\max} \cdot i_o \cdot i_{k1\varphi} \cdot \eta_{mp} / r_k,$$

откуда

$$i_{k1\varphi} \leq \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi_{сц} \cdot r_k}{M_{к\max} \cdot i_o \cdot \eta_{mp}}, \quad (1.23)$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колес с дорогой (значения $\varphi_{сц}$ для различных условий эксплуатации приведены в таблице 9);

G_{φ} – сцепной вес автомобиля: для автомобилей с полным приводом значение G_{φ} выбирают равной G_a , для остальных автомобилей $G_{\varphi} = \lambda_k G_{вд}$.

Здесь $G_{вд}$ – вес автомобиля, приходящийся на ведущий мост или тележку для трехосных автомобилей; λ_k – коэффициент перераспределения

нагрузки ($\lambda_{k1} = 0,8 \dots 0,9$, $\lambda_{k2} = 1,1 \dots 1,3$).

При невыполнении этого условия подбирают другие шины, а также следует проверить возможность увеличения нагрузки на ведущие колеса за счет изменения компоновки автомобиля.

Далее определяют передаточное число первой передачи из условия реализации минимальной скорости, используя выражение;

$$i_{kIV} = \frac{0,105 \cdot n_{\min} \cdot r_k}{i_o \cdot V_{a\min}}, \quad (1.24)$$

где $n_{\min}$ – минимально устойчивая частота вращения вала двигателя;

$V_{a\min}$ – минимальная скорость движения автомобиля (1,5...2 м/с – для грузовых и 5...6 м/с – для легковых автомобилей).

Если i_{kIV} больше полученных расчетом значений i_{k1} и $i_{kl\phi}$, то в качестве основного принимают значение i_{kIV} .

Передаточное число первой передачи данной машины $i_0=5.72$

Источник: http://www.msvmaster.lv/files/paz/4234_04_Vved.pdf

1.2.2.4. Выбор числа ступеней коробки передач

Число ступеней коробки передач зависит от типа, удельной мощности и предлагаемых условий эксплуатации автомобиля и выбирается с учетом достижения необходимого числа ступеней трансмиссии, т.е. произведения числа ступеней коробки передач на отличные от единицы числа ступеней дополнительной коробки или делителя и главной передачи. Общее число ступеней трансмиссии зависит от общего диапазона передаточных чисел трансмиссии, равного отношению произведений низших передаточных чисел во всех ее механизмах к произведению высших передаточных чисел в тех же механизмах.

Число ступеней основной коробки передач обычно не превышает шести. Если необходимо иметь большее число ступеней, то применяют сочетание четырех - пятиступенчатой основной коробки передач с делителем или двух- трехступенчатой дополнительной коробкой. Коробки передач легковых автомобилей, как правило, имеют четыре или пять ступеней;

грузовых автомобилей грузоподъемностью 3...10 т – пять или шесть ступеней. Для автомобилей с большой грузоподъемностью, автомобилей-тягачей и автомобилей повышенной проходимости применяют многоступенчатые (8...20 ступеней) коробки передач с делителем или дополнительной коробкой. На автомобилях-тягачах необходимое число ступеней трансмиссии иногда достигается за счет применения двухступенчатой главной передачи.

На данном автомобиле установлена гидромеханическая пятиступенчатая коробка ZF S5-42.

Источник: http://www.msvmaster.lv/files/paz/4234_04_Vved.pdf

2.2.5. Определение передаточных чисел промежуточных передач трансмиссии

Передаточные числа промежуточных передач выбирают из условий обеспечения оптимальных показателей как тягово-скоростных, так и топливно-экономических свойств автомобиля. Существуют различные методы выбора передаточных чисел промежуточных передач. Рассмотрим метод наиболее полного использования мощности двигателя при разгоне автомобиля с переключением передач от первой до высшей.

Принимают допущение, что для наилучшего использования мощности, двигатель на всех передачах должен работать в некотором неизменном диапазоне частот вращения от n_1 до n_2 (см. рис. 4).

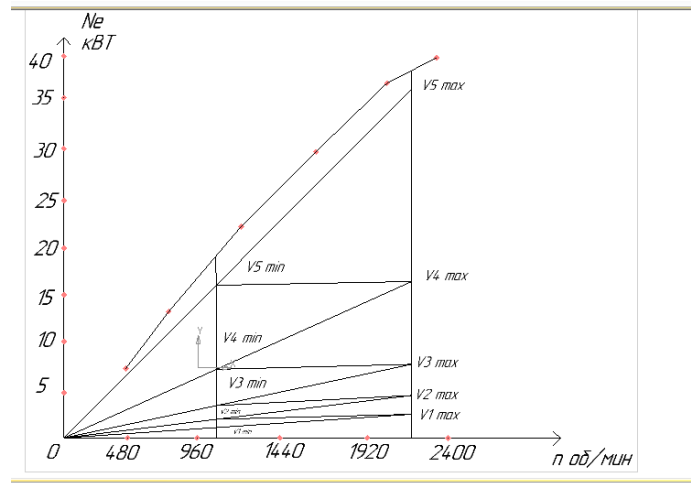


Рис. 4. Диаграмма разгона автомобиля

Если пренебрегать снижением скорости в процессе переключения передач, то каждый раз скорость, достигнутая на низшей передаче перед моментом переключения при частоте n_2 , равна скорости на следующей высшей передаче при частоте n_1 за счет изменения передаточного числа коробки передач, т.е.

$$V_{I \max} = V_{II \min}; V_{II \max} = V_{III \min} \text{ и т.д.} \quad (1.25)$$

Принимая во внимание, что

$$V_{I \max} = 0,105 \cdot \frac{r_k \cdot n_2}{i_o \cdot i_{kI}}, \quad V_{II \min} = 0,105 \cdot \frac{r_k \cdot n_1}{i_o \cdot i_{kII}} \text{ и т.д.,}$$

из равенства (25) получим:

$$\frac{n_2}{i_{kI}} = \frac{n_1}{i_{kII}}; \quad \frac{n_2}{i_{kII}} = \frac{n_1}{i_{kIII}} \text{ или } \frac{i_{kI}}{i_{kII}} = \frac{i_{kII}}{i_{kIII}} = \dots = \frac{i_{k(n-1)}}{i_{kn}} = q = \text{const}, \quad (1.26)$$

где n – число ступеней коробки передач;

$i_{k,n}$ – передаточное число на высшей передаче.

Из полученного равенства видно, что для наилучшего использования мощности двигателя передаточные числа промежуточных передач следует подбирать по геометрической прогрессии со знаменателем q . Из предварительного расчета известны передаточные числа первой и высшей передач. Пользуясь равенством (26), найдем передаточные числа промежуточных передач:

$$i_{kI} = i_{kII} \cdot q; \quad i_{kII} = i_{kIII} \cdot q; \quad \dots; \quad i_{k(n-1)} = i_{kn} \cdot q \quad \text{или}$$

$$i_{kI} = i_{kII} q = i_{kIII} \cdot q^2 = \dots = i_{kn} \cdot q^{n-1},$$

откуда

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{kI}}{i_{kn}}}. \quad (1.27)$$

Если $i_{k,n} = 1$ (прямая передача), то $q = \sqrt[n-1]{i_{kI}}$.

Полученные по этому методу передаточные числа являются предварительными и их корректируют с использованием статистических данных по другим коробкам передач. Обычно передаточные числа высших передач сближают на 5...15% по сравнению с q , а соотношения между низкими передачами на 5...15% увеличивают по сравнению с q . У пятиступенчатых коробок передач «сближают» четвертую и пятую передачи и «раздвигают» вторую с первой и третью со второй передачи. У шестиступенчатой коробки передач «сближают» пятую и шестую, четвертую и пятую передачи и «раздвигают» первую и вторую, вторую и третью передачи. Рассчитанные значения передаточных чисел коробки передач занесите в табл. 1.5.

Таблица 1.5. Передаточные числа трансмиссии.

Передача	Главная	Первая	Вторая	Третья	Четвертая	Высшая
Передаточное отношение	4.875	5.72	2.94	1.61	1	0.76

1.2.2.6 Выбор передаточных чисел дополнительной коробки

Передаточное число низшей передачи дополнительной коробки определяется из условия обеспечения возможности движения по дороге с заданным значением Ψ_{max} по выражению:

$$i_{\partial,n} = \frac{G_a \cdot \Psi_{max} \cdot r_k}{M_{kmax} \cdot i_{kI} \cdot i_o \cdot \eta_{mp}}, \quad (1.28)$$

Полученное значение $i_{\partial,n}$ проверяют:

- для демультипликатора (ходоуменьшителя) по условию отсутствия буксования:

$$i_{\partial.n} \leq \frac{\varphi_{cy} \cdot G_{\varphi} \cdot r_{\kappa}}{M_{\kappa \max} \cdot i_{kI} \cdot i_o \cdot \eta_{mp}}, \quad (1.29)$$

- для раздаточной коробки из условий обеспечения минимальной скорости движения при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала по выражению:

$$i_{\partial.n} = \frac{0,105 \cdot r_{\kappa} \cdot n_{\min}}{i_{kI} \cdot i_o \cdot V_{\min}}, \quad (1.30)$$

Минимальную скорость выбирают в пределах (1,5...2,5) км/ч.

Передаточное число высшей передачи дополнительной коробки выбирают из условий получения заданной максимальной скорости по следующей зависимости:

$$i_{\partial.g} = \frac{0,105 \cdot r_{\kappa} \cdot n_v}{i_{\kappa.n} \cdot i_o \cdot V_{\max}}, \quad (1.31)$$

У данного автобуса отсутствует дополнительная коробка.

1.3. Расчет тягово-скоростных свойств автомобиля

Определение параметров, характеризующих тягово-скоростные свойства автомобиля, проводят, решая уравнения тягового баланса. В качестве входных характеристик при графическом методе решения указанного уравнения используют внешнюю скоростную характеристику двигателя. Наиболее удобной для сравнительной оценки тягово-скоростных свойств автомобилей, обладающих различной массой является динамическая характеристика автомобиля.

Уравнение тягового баланса автомобиля при движении без прицепа на горизонтальной опорной поверхности имеет вид:

$$P_{\kappa} = P_w + \Psi \cdot G_a \pm \delta_{ep} \cdot G_a \cdot j / g, \quad (1.32)$$

где δ_{ep} – коэффициент учета вращающихся масс.

Сгруппируем в правой части уравнения члены, содержащие вес автомобиля и получим:

$$P_k - P_w = \Psi \cdot G_a \pm \delta_{ep} \cdot G_a \cdot j / g.$$

Разность $P_k - P_w = P_{св}$ представляет собой свободную силу тяги, которая преодолевает силу сопротивления дороги и силы инерции. Она пропорциональна весу автомобиля и является измерителем динамических свойств автомобиля. Отношение свободной силы тяги к весу автомобиля называют динамическим фактором

$$D = \frac{P_{св}}{G_a} = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (1.33)$$

где $D = \Psi \pm \delta_{ep} \cdot j / g$ – при неустановившемся движении;

$D = \Psi$ – при установившемся движении.

Зависимость $D = f(V_a)$ по передачам является основной характеристикой автомобиля, которая отражает его тягово-скоростные свойства.

1.3.1. Построение динамической характеристики автомобиля

Разбиваем диапазон частоты вращения вала двигателя от $0,2n_v$ до n_v на 6...8 интервалов. Далее для каждой передачи в граничных точках интервалов определяем скорости движения автомобиля:

$$V_i = 0,105 \cdot \frac{n_i \cdot r_k}{i_o \cdot i_\delta \cdot i_{ki}}, \quad (1.34)$$

где n_i – число оборотов вала двигателя в граничных точках интервалов;

i_o – передаточное число главной передачи;

i_δ – передаточное число дополнительной коробки передач (при отсутствии $i_\delta = 1$);

i_{ki} – передаточное число коробки передач на рассчитываемой передаче.

Определяют силы сопротивления воздуха по формуле:

$$P_{wi} = k_w \cdot F \cdot V_i^2. \quad (1.35)$$

Значения коэффициента обтекаемости и площади поперечного сечения

автомобиля (площадь Миделя) принимают по результатам компоновки автомобиля.

Определяют значения касательной силы тяги по формуле:

$$P_{ki} = \frac{M_{ki} \cdot i_o \cdot i_{ki} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \quad (1.36)$$

Значение крутящего момента при данном значении числа оборотов вала двигателя определяют по графику внешней характеристики двигателя (см. рис. 2).

Определяют значения динамического фактора по формуле:

$$D_i = \frac{P_{ki} - P_{wi}}{G_a}, \quad (1.37)$$

Результаты расчетов сводят в табл. 1.6. Далее строят динамическую характеристику автомобиля (см. рис. 1.5)

Таблица 1.6. Параметры динамической характеристики автомобиля

Номер передачи	Параметры	Частота вращения вала двигателя					
		n_1 =480	n_2 =864	n_3 =1248	n_4 =1632	n_5 =2016	n_6 =2400
1	2	3	4	5	6	7	8
I	V , м/с	2.5	4	6	8	10	12
	P_w , Н	14	35	79	140	219	315
	P_k , Н	245128	450981	642121	851852	1070750	1176027
	D	4.6	8	12	16	20	22
II	V , м/с	5	9	13	17	19	21
	P_w , Н	55	177	370	632	965	1422
	P_k , Н	64853	104660	168618	220501	272784	324266
	D	1.2	1.9	3	4	5	6
III	V , м/с	9	16	23	25	26	27
	P_w , Н	177	560	1157	1969	2995	4045
	P_k , Н	21694	35534	51327	67120	82913	98706
	D	0.4	0.64	0.9	1.2	1.5	1.7
iv	V , м/с	12	21	23	26	27	30
	P_w , Н	429	1479	2995	5041	7877	11029
	P_k , Н	7711	13880	20049	26219	32388	38557
	D	0.11	0.22	0.3	0.4	0.45	0.5

Номер передачи	Параметры	Частота вращения вала двигателя					
		n_1 =480	n_2 =864	n_3 =1248	n_4 =1632	n_5 =2016	n_6 =2400
1	2	3	4	5	6	7	8
V	V , м/с	15	27	31	33	37	39
	P_w , Н	709	2383	5041	8684	13312	18924
	P_k , Н	4454	8017	11581	15144	18707	22241
	D	0.06	0.1	0.12	0.12	0.1	0.06

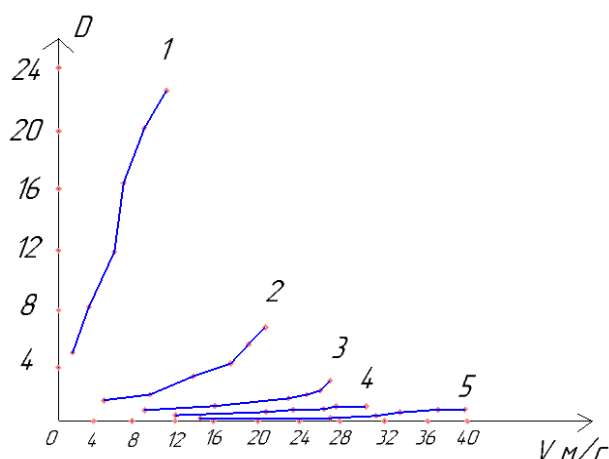


Рис. 1.5. Динамическая характеристика автомобиля.

1.3.2. Максимальные скорости движения автомобиля в заданных дорожных условиях

Откладывают на оси ординат динамической характеристики (рис.5.) отрезок, изображающий в принятом масштабе заданное значение Ψ . Допуская, что коэффициент суммарного дорожного сопротивления Ψ при изменении скоростей движения постоянен, проводят через вершину отложенного отрезка горизонталь до пересечения с кривыми динамического фактора. Кривые, на которых располагаются точки пересечения, определяют искомые номера передач, а проекции этих точек на ось абсцисс указывают возможные максимальные значения скоростей движения $V_{i \max}$. Полученные значения заносят в табл. 1.7.

Таблица 1.7. Максимальные значения скоростей движения автомобиля при заданном значении Ψ .

Номер передачи	I	II	III	IV	V
Максимальная скорость, км/ч	37	61	85	108	140

1.3.3. Максимальные значения дорожных сопротивлений, преодолеваемых автомобилем

Определяют ординаты точек перегиба кривых динамического фактора (см. рис. 5.). Эти значения соответствуют искомым максимальным значениям Ψ_{maxi} , приведенного коэффициента дорожных сопротивлений, преодолеваемых автомобилем на соответствующих передачах. Проверяют возможность реализации полученных значений Ψ_{maxi} по условиям сцепления с дорогой.

Значения динамического фактора, ограничиваемого сцеплением ведущих колес с дорогой, определяют по формуле:

$$D_{\varphi i} = \Psi_{\varphi i} = \frac{P_{\varphi} - P_{wi}}{G_a} = \frac{\varphi_{c\varphi} \cdot \lambda_k \cdot G_a - P_{wi}}{G_a} = \varphi_{c\varphi} \cdot \lambda_k - \frac{P_{wi}}{G_a}, \quad (1.38)$$

где $\varphi_{c\varphi}$ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой;

$\lambda_k = 1, 1 \dots 1, 3$ – коэффициент нагрузки ведущих колес;

P_{φ} – максимально возможная касательная сила тяги по сцеплению;

P_{wi} – максимальные значения силы сопротивления воздуха на соответствующих передачах. (При $V_i \leq 14$ м/с (50 км/ч) значение $P_{wi} = 0$).

Полученные значения заносят в табл. 1.8.

Таблица 1.8. Дорожные сопротивления, преодолеваемые автомобилем

Передачи	I	II	III	IV	V
Ψ_{max}	3	0.8	0.4	0.25	0.2
Ψ_{φ}	0.95	0.9	0.9	0.888	0.878

1.3.4. Максимальные углы подъема, преодолеваемые автомобилем

Максимальный угол подъема, который преодолевает автомобиль на данной передаче, определяют, решая методом интегрирования (подбора значения

α_{max}) следующее уравнение:

$$D_{max\ i} = \Psi_{max\ i} = f_i \cdot \cos \alpha_{max\ i} + \sin \alpha_{max\ i} \quad (1.39)$$

где f_i – коэффициент сопротивления качению на данной передаче.

Значение коэффициента сопротивления качению на данной передаче определяют по выражению:

$$f_i = f_o + k_f \cdot V_{max\ i}^2 \quad (40)$$

где f_o – значение коэффициента сопротивления качению при движении со скоростью $V_{max\ i} \leq 14$ м/с (50 км/ч). Значения f_o приведены в табл. 1. 9;

$V_{max\ i}$ – максимальная скорость движения автомобиля на данной передаче (см. табл. 7), м/с;

$k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ – коэффициент пропорциональности.

Расхождение между левой и правой частями уравнения (1.39) не должно превышать 5%.

Для обычных дорог с их относительно небольшими уклонами можно допустить $\Psi = f + i$ и, при установившемся движении, максимальный угол подъема на данной передаче определяют из выражения:

$$\operatorname{tg} \alpha_{max\ i} = i_{max\ i} = \Psi_{max\ i} - f_i .$$

Полученные значения заносятся в табл. 1.10.

Таблица 1.9. Коэффициенты сопротивления качению и коэффициенты сцепления автомобилей.

Тип дороги	f_o ($V_a \leq 14$ м/с)	$\varphi_{сц}$
Асфальтобетонное и цементобетонное покрытие:		
в хорошем состоянии	0,007...0,015	0,6...0,75
в удовлетворительном состоянии	0,015...0,02	0,45...0,6
Булыжная мостовая	0,025...0,03	0,4...0,5
Гравийное или ровное щебеночное покрытие	0,02...0,025	0,5...0,65
Грунтовая дорога:		
сухая	0,025...0,03	0,5...0,7
мокрая	0,05...0,15	0,4...0,5

Табл. 1.10. Максимальные углы подъема, преодолеваемые автомобилем.

Передачи	I	II	III	IV	V
$i_{\max i}$	0.37	0.29	0.24	0.136	0.73
$\alpha_{\max i}$	22	17	14	8	3
f_i	0.03	0.031	0.051	0.054	0.056

1.3.5. Расчет приёмистости (разгона) автомобиля

Под приемистостью автомобиля понимают его способность быстро увеличивать скорость движения. Оценочными параметрами являются: максимально возможное ускорение; время и путь разгона.

1.3.5.1. Возможные ускорения, развиваемые автомобилем

Возможное ускорение автомобиля на данной передаче определяют из условия его разгона на горизонтальном участке дороги ($i = 0$) по следующей зависимости:

$$j_i = \frac{(D_i - f_i) \cdot g}{\delta_{ep}}, \quad (1.41)$$

где δ_{ep} – коэффициент учета вращающихся масс, определяемый по эмпирической зависимости $\delta_{ep} = 1,04 + 0,04 i_{ki}^2$.

Строят график ускорений автомобиля, т.е. зависимость $j = f(V)$ по аналогии построения динамической характеристики автомобиля. Для этого разбивают частоту вращения вала двигателя на 6...8 интервалов от $0,2n_v$ до n_v . В граничных точках интервалов находят значения V_i , f_i и j_i . Полученные значения заносят в табл. 1.11.

По данным табл. 1.11 строят график ускорений $j = f(V)$ проектируемого автомобиля (см. рис. 1.6).

Таблица 1.11. Возможные ускорения автомобиля.

Номер передачи	Определяемая величина	Частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹					
I	V , м/с	2.5	4	6	8	10	12

$i_{\kappa I}=5.72$ $\delta_{ep}=2.3$	f	0.02	0.02	0.02	0.021	0.021	0.0215
	$j, \text{м/с}^2$	20	36	52	78	86	94
	$1/j$	0.05	0.027	0.02	0.012	0.011	0.01
II $i_{\kappa II}=2.94$ $\delta_{ep}=1.4$	$V, \text{м/с}$	5	9	13	17	19	21
	f	0.02	0.021	0.0219	0.022	0.0255	0.023
	$j, \text{м/с}^2$	8	8	13	28	35	43
	$1/j$	0.125	0.125	0.08	0.035	0.03	0.023
III $i_{\kappa III}=1.61$ $\delta_{ep}=1.1$	$V, \text{м/с}$	9	16	23	25	26	27
	f	0.021	0.022	0.0235	0.024	0.024	0.025
	$j, \text{м/с}^2$	3.5	5.5	8	10	13	15
	$1/j$	0.28	0.18	0.125	0.1	0.08	0.07
IV $i_{\kappa IV}=1$ $\delta_{ep}=1.08$	$V, \text{м/с}$	12	21	23	26	27	30
	f	0.0215	0.023	0.0235	0.024	0.025	0.0263
	$j, \text{м/с}^2$	0.8	1.8	2.5	3.6	3.9	4.4
	$1/j$	1.25	0.5	0.4	0.3	0.25	0.23
V $i_{\kappa V}=0.76$ $\delta_{ep}=1.06$	$V, \text{м/с}$	15	27	31	33	37	39
	f	0.022	0.025	0.0263	0.027	0.0295	0.03
	$j, \text{м/с}^2$	0.4	0.7	0.9	0.97	0.7	0.28
	$1/j$	2.5	1.4	1.1	1	1.4	3.6

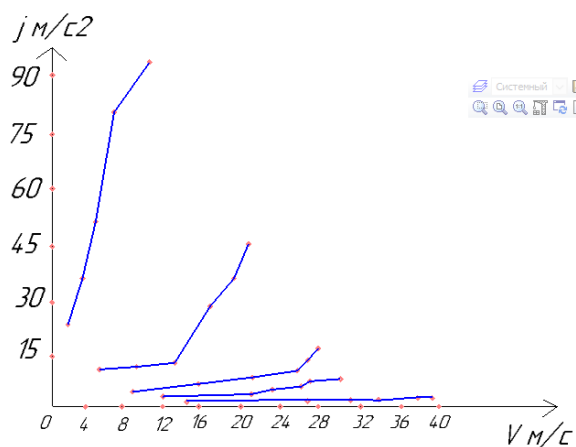


Рис. 1.6. График ускорений автомобиля.

1.3.5.2 Определение времени и пути разгона автомобиля

При разгоне автомобиля с места отсчет нужно вести от скорости, соответствующей минимальному устойчивому числу оборотов вала двигателя $n_{e\ min}$ при полной подаче топлива на первой передаче для легковых и на второй передаче для грузовых автомобилей (эти числа оборотов для современных автомобилей составляют в среднем от 800 до 1400 в минуту) до скорости 28 м/с для легковых и 14 м/с для грузовых автомобилей. Принимают, что в момент начала движения автомобиля с места и во время переключения передач, которое обычно продолжается 1...2с, пробуксовка сцепления не происходит и считают, что после включения передачи к колесам сразу же передается мощность двигателя, соответствующая полной подаче топлива.

Для теоретического определения времени и пути разгона пользуются одним из следующих графоаналитических методов.

1.3.5.2.1 Метод графического интегрирования

Так как ускорение

$$j = \frac{dV}{dt}, \quad \text{то} \quad dt = \frac{I}{j} \cdot dV, \quad (1.42)$$

а общее время разгона

$$t_{разг} = \int_0^{t_{разг}} dt = \int_{V_{min}}^{V_{max}} \frac{I}{j} \cdot dV \quad (1.43)$$

В связи с отсутствием аналитически выраженной зависимости $1/j = f(V)$ интегрирование выполняют графически. Для этого определяют значения $1/j_i$, заносят их в таблицу 11 и строят кривые величин, обратных ускорениям (см. рис. 1.7).

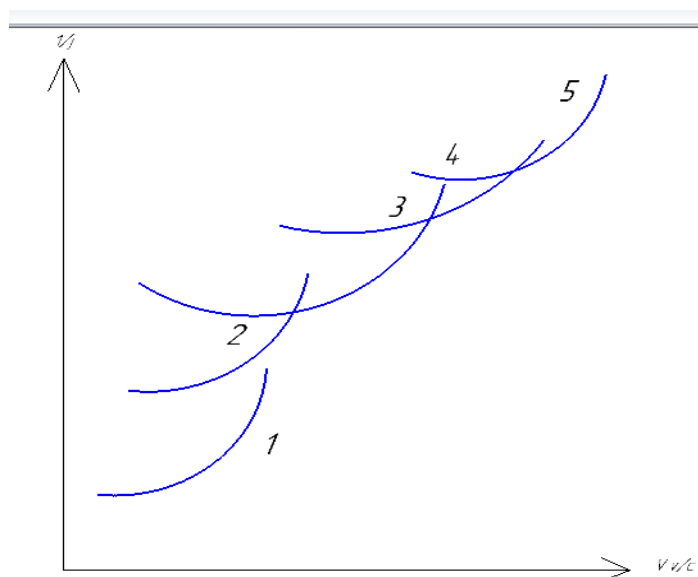


Рис. 1.7. График величин, обратных ускорениям.

Далее расчетный интервал скоростей на графике величин, обратных ускорениям разбивают на мелкие участки, расширяя интервалы скоростей по мере перехода на более высокие передачи, выбирая их приблизительно в пределах от 0,6...1 м/с на первой передаче до 3...5 м/с на высшей передаче. Методом планиметрии определяют площади отдельных участков и находят время разгона автомобиля в каждом интервале скоростей.

$$t_i = m_1 \cdot m_2 \cdot dF_i, \quad (1.44)$$

где m_1 и m_2 – масштабы, в которых отложены величины $\frac{1}{j}$ и V_a

соответственно;

dF_i – площадь i -го участка.

Суммируя площади всех участков, определяют время разгона автомобиля от V_{min} до V_{max} .

$$T_{разг.} = m_1 \cdot m_2 \cdot \sum dF_i = \sum t_i \quad (1.45)$$

Используя полученные значения t_i , строят кривую времени разгона автомобиля (см. рис. 8).

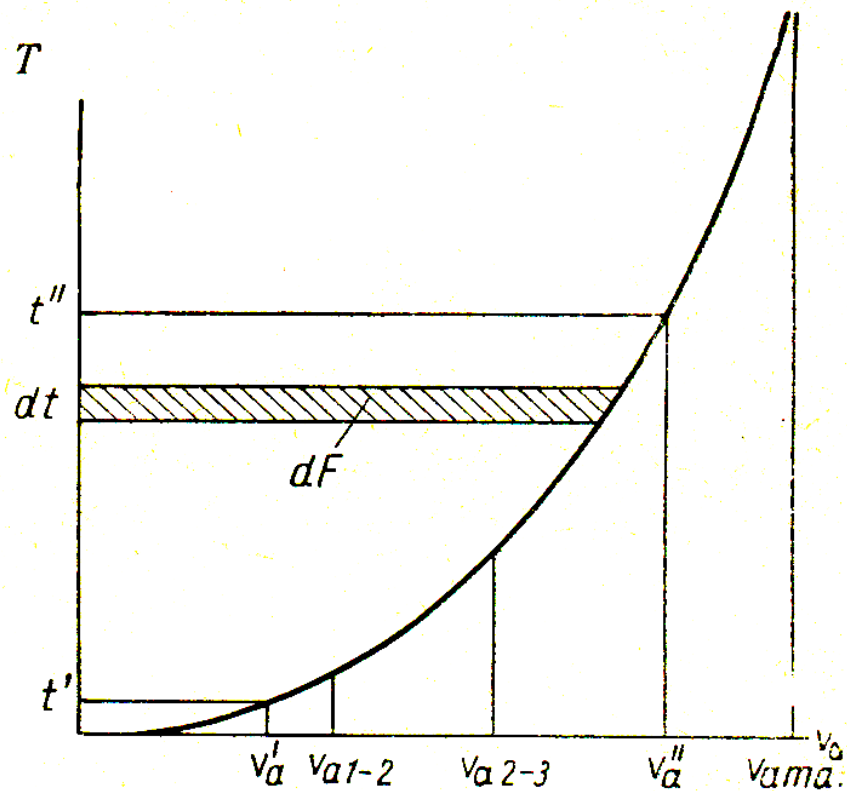


Рис. 1.8. График времени разгона автомобиля.

Путь разгона автомобиля определяют из выражения:

$$dS = V dt \quad (1.46)$$

В интервале времени от t_0 до $t_{разг}$

$$S = \int_{t_0}^{t_{разг}} V dt \quad (1.47)$$

Ввиду отсутствия аналитически выраженной зависимости $V = f(t)$, интегрирование выполняют также графически. Для этого время от t_0 до $t_{разг}$ (от t' до t'') на графике времени разгона (см. рис. 1.8) разбивают на интервалы. Из граничных точек интервалов проводят горизонталы до пересечения с кривой времени разгона. Определяют методами планиметрии площадь каждого i -го участка dF_i , заключенного между кривой времени разгона осью ординат и горизонталями, что и будет составлять путь, проходимый автомобилем в каждом интервале времени:

$$S_i = m_2 \cdot m_3 \cdot dF_i, \quad (1.48)$$

где m_2 и m_3 – масштабы, в которых отложены величины V и T ;

dF_i – площадь i -го участка.

Путь разгона автомобиля за время разгона от V_{min} до V_{max} определяют, как сумму площадей всех участков

$$S_{расч.} = m_2 \cdot m_3 \cdot \Sigma dF_i, = \Sigma S_i$$

По полученным данным строят график пути разгона (см. рис. 1.9).

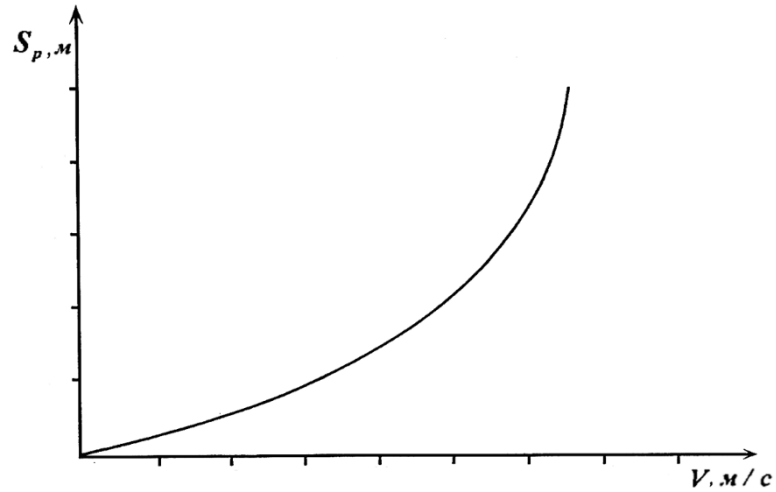


Рис. 1.9. График пути разгона автомобиля.

3.5.2.2. Метод, предложенный Н.А. Яковлевым

Этот метод состоит в том, что расчетный интервал скоростей на графике ускорений разбивают на мелкие участки, в пределах которых считают, что автомобиль разгоняется с постоянным средним ускорением (см. рис. 1.6)

$$J_{cp} = 0,5 \cdot (J_1 + J_2),$$

где J_1 и J_2 – ускорения в крайних точках интервала.

На каждом i -м интервале время разгона

$$t_i = \frac{1}{j} \cdot (V_2 - V_1), \quad (1.50)$$

где V_2 и V_1 – скорости соответственно в конце и начале i -ого интервала.

Общая продолжительность разгона от скорости V_{min} до скорости V_{max}

$$T_{разг} = \sum t_i \quad (1.51)$$

Для определения пути разгона примем, что в пределах каждого интервала скоростей автомобиль движется равномерно со средней скоростью:

$$V_{cp} = 0,5 \cdot (V_1 + V_2) \quad (1.52)$$

Соответственно путь, проходимый автомобилем в пределах каждого i -го интервала скоростей

$$S_i = V_{cp(i)} \cdot t_i, \quad (1.53)$$

а общий путь разгона от скорости V_{min} до скорости V_{max}

$$S_{расч} = \sum S_i \quad (1.54)$$

Чтобы полученные результаты характеризовали динамичность автомобиля при разгоне с максимальной интенсивностью, в расчет вводят те участки кривых ускорений, на которых при данной скорости движения ускорения имеют наибольшие значения. Для повышения точности расчетов интервалы скоростей расширяют по мере перехода на более высокие передачи, выбирая их приблизительно в пределах от 0,6...1 м/с на первой передаче до 3...5 м/с на высшей передаче.

Этими методами пользуются для подсчета времени и пути разгона

автомобиля как на одной, так и на нескольких передачах с переходом от любой низшей передачи к любой высшей. В последнем случае необходимо знать, при каких скоростях происходят переключения. Для того, чтобы интенсивность разгона была максимальной переключение следует производить при скорости, соответствующей точке пересечения кривых ускорений на смежных передачах (см. рис. 1.6). Как правило, переключение производят при скорости:

$$V = 0,105 \cdot \frac{n_N \cdot r_k}{i_o \cdot i_{k(i)}} \quad (1.55)$$

4. Расчет топливной экономичности автомобиля

Для анализа связи расхода топлива с условиями движения автомобиля строят график топливно-экономической характеристики $Q_s = f(V)$. Расход топлива в литрах на 100км пройденного пути определяют при движении автомобиля со скоростью установившегося движения ($V = const$) на высшей передаче по горизонтальным дорогам ($i = 0$) с различными значениями коэффициента дорожного сопротивления (Ψ).

Диапазон изменения скорости движения автомобиля делят на несколько интервалов. Минимально устойчивую скорость движения автомобиля (V_{min}) условно считают одинаковой при всех значениях Ψ и подсчитывают по частоте вращения вала двигателя $n_{min} = 800 \text{ мин}^{-1}$ для легковых и $n_{min} = 1400 \text{ мин}^{-1}$ для грузовых автомобилей (можно принять $n_{min} = 0,2n_N$) по формуле:

$$V_{min} = \frac{\pi \cdot r_k \cdot n_{min}}{30 \cdot i_o}, \text{ м/с} \quad (1.56)$$

$$V_{min} = \frac{3.14 \cdot 1.35 \cdot 480}{30 \cdot 4.875} = 14 \text{ м/с}$$

Для каждого значения скорости движения автомобиля определяют значение расхода топлива (л/100 км) по формуле:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot Ne}{36 \cdot V \cdot \rho_T}, \quad (1.57)$$

где g_e – удельный расход топлива, соответствующий данному режиму работы двигателя, г/(кВт·ч);

Ne – мощность, развиваемая двигателем при движении автомобиля в рассматриваемых условиях, кВт;

ρ_T – плотность топлива, кг/л;

V – выбранная скорость движения автомобиля, м/с.

При отсутствии данных плотность применяемого топлива принимается $\rho_T = 0,75$ кг/л для бензина и $\rho_T = 0,82$ кг/л для дизельного топлива.

Мощность, развиваемую двигателем, определяют из выражения:

$$Ne = \frac{(P_\psi + P_w) \cdot V}{10^3 \cdot \eta_{TP}}, \quad (1.58)$$

где $P_\psi = \Psi \cdot G_a$ – сопротивление дороги, Н;

$P_w = k_w \cdot F \cdot V^2$ – сопротивление воздуха, Н;

η_{TP} – КПД трансмиссии;

V – заданная скорость движения автомобиля, м/с.

Значения G_a , k_w , F и η_{TP} принимаются по данным результатов тягового расчета.

Для определения удельного расхода топлива пользуются приближенной эмпирической формулой

$$g_e = g_N \cdot k' \cdot k'' \quad (1.59)$$

где g_N – удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя, г/кВт·ч (принимается по двигателю автомобиля-прототипа, или по данным индивидуального задания на проект);

k' – коэффициент, учитывающий скоростной режим работы двигателя;

k'' – коэффициент, учитывающий степень загрузки двигателя.

Значение коэффициента k' определяют с помощью графика зависимости $k' = f(n_g/n_N)$, изображенного на рис. 1.10 а.

Здесь n_N – частота вращения вала двигателя, с⁻¹, при его работе на

режиме максимальной мощности (принимается по внешней характеристике двигателя); n_o – частота вращения, с^{-1} , вала двигателя при движении автомобиля с заданной скоростью, которая определяется по формуле:

$$n_o = \frac{30 \cdot V \cdot i_o}{\pi \cdot r_k}, \quad (1.60)$$

где i_o – передаточное число главной передачи;

r_k – радиус качения колеса, м;

V – скорость движения автомобиля, м/с.

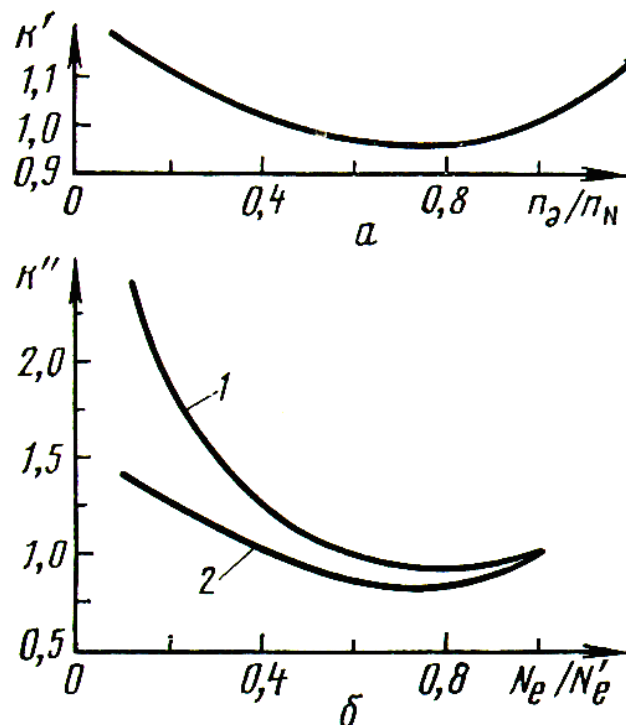


Рис. 1.10. Зависимости коэффициентов k' от частоты вращения вала двигателя (а) и k'' от степени загрузки двигателя (б):
1 – карбюраторный двигатель; 2 – дизель.

Значение коэффициента k'' определяют с помощью графика зависимости $k'' = f(N_e / N_e')$, изображенного на рис. 1.10 б.

Здесь N_e' – значение эффективной мощности, которую может развить двигатель при полном открытии дроссельной заслонки и частоте вращения его вала, соответствующей движению автомобиля с заданной скоростью (принимается по внешней характеристике двигателя);

N_e – значение эффективной мощности, развиваемой двигателем при

движении автомобиля с заданной скоростью при данных дорожных условиях подсчитанное по формуле (1.58).

Для каждого значения скорости V_i определяют $n_{\partial(i)}$, $N_{e'(i)}$ и $N_{e(i)}$. Находят отношения $n_{\partial(i)}/n_N$ и $N_{e(i)}/N_{e'(i)}$ и, по графикам зависимостей $k' = f\left(\frac{n_{\partial}}{n_N}\right)$ и $k'' = f\left(\frac{N_e}{N_{e'}}\right)$, определяют значения коэффициентов k' и k'' .

Значение коэффициента k'' можно принять также, согласно данным табл. 1.12.

Таблица 1.12. Коэффициент, учитывающий степень загрузки

Значения k'' для двигателей	Степень загрузки двигателя, $N_e/N_{e'}$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
дизели	1,4	1,25	1,12	1,0	0,84	0,7	0,62	0,6	0,7	1,0
бензиновые	2,5	1,9	1,54	1,25	1,1	1,0	0,94	0,9	0,94	1,0

Полученные значения величин заносятся в табл. 1.13, на основании данных которой строят топливно-экономическую характеристику автомобиля (рис. 1.11).

Таблица 1.13. Топливно-экономическая характеристика автомобиля

Ψ	V , м/с	P_{ψ} , Н	P_w , Н	N_e , кВт	$N_{e'}$, кВт	$N_e/N_{e'}$	n_{∂} , об/мин	n_{∂}/n_N	k'	k''	g_e , г/кВт·ч	Q_s , л/100км
$\Psi_1=0,95$	$V_{min}=2,5$ $V_{max}=12$	1091	79	8	8	0.5	204	0,1	1.4	0.88	39984	22
$\Psi_2=0,9$	$V_{min}=5$ $V_{max}=21$	1134	370	21	18	0.5	444	0,16	1.3	0.88	37986	19
$\Psi_3=0,9$	$V_{min}=9$ $V_{max}=27$	1185	709	37	27	0.5	612	0,2	1.1	0.86	33987	15
$\Psi_4=0,888$	$V_{min}=12$ $V_{max}=30$	1221	965	50	38	0.6	714	0.3	1.05	0.7	28250	13
$\Psi_5=0.878$	$V_{min}=15$ $V_{max}=39$	1281	4254	158	44	0.8	918	0.4	1	0.6	21420	12

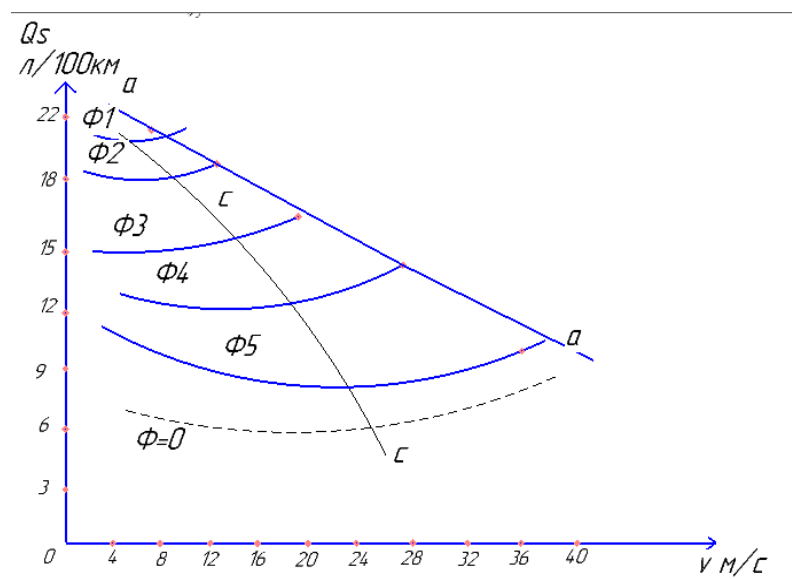


Рис. 1.11 Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Далее проводят сравнительную оценку проектируемого автомобиля с автомобилем-прототипом по топливной экономичности. Для этого значение расхода топлива, соответствующее точке минимума на графике топливной характеристики сравнивают со значением контрольного расхода топлива, указанного в технической характеристике автомобиля-прототипа.

Для оценки эффективности использования топлива при выполнении транспортной работы используют такой показатель, как расход топлива на единицу транспортной работы, который определяется по формуле:

$$Q_T = \frac{Q_s}{100 \cdot G_T}, \text{ л/(т-км)}, \quad (1.61)$$

где G_T – масса полезного груза, т.

Запас хода автомобиля, т.е. путь, который может пройти автомобиль без дополнительной заправки топливом, находят из выражения

$$S_{з.х} = 100 \cdot \frac{V_{\phi}}{Q_s}, \text{ км}, \quad (1.62)$$

где V_{ϕ} – вместимость топливного бака, л.

Часть II. РАСЧЕТ ГОДОВОЙ ПРОГРАММЫ ТО И РЕМОНТА

Для выполнения технологического расчета принимается группа показателей из задания на проектирование и исходные нормативы ТО и ремонта. Из задания на проектирование принимаются:

– тип эталонного подвижного состава (марка, модель);

A_u – среднесписочное (инвентарное) количество автомобилей (автобусов);

L_{co} – среднесуточный пробег автомобилей;

КУЭ – категория условий эксплуатации;

– природно-климатические условия эксплуатации;

– пробег автомобиля с начала эксплуатации в долях от пробега до капитального ремонта ($L_{кр}$);

D_{pe} – количество рабочих дней в году;

T_n – продолжительность работы подвижного состава на линии.

2.1. Выбор исходных нормативов режима ТО и ремонта и корректирование нормативов

Исходные нормативы ТО и ремонта принимаются из Положения о ТО и Р [1]. Корректирование нормативов выполняется по формулам:

2.1.1. Периодичность ТО-1; ТО-2 и пробег до капитального ремонта

$$L_1 = L_1^H \cdot K_1 \cdot K_3, \text{ км} \quad (2.1)$$

$$L_1 = 3500 \cdot 0,7 \cdot 0,9 = 2205 \text{ км}$$

$$L_2 = L_2^H \cdot K_1 \cdot K_3, \text{ км} \quad (2.2)$$

$$L_2 = 14000 * 0,7 * 0,9 = 8820 \text{ км}$$

$$L_{кр} = L_{кр}^H \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \text{ км} \quad (2.3)$$

$$L_{кр} = 320000 * 0,7 * 0,9 * 1 = 201600 \text{ км}$$

где L_1^H и L_2^H – нормативные пробеги автомобиля до ТО-1 и ТО-2 ([1], таб. 2.1);

$L_{кр}^H$ – нормативные пробеги автомобиля до капитального ремонта ([1], таб. 2.3);

K_1 – коэффициенты корректирования нормативов в зависимости от категории условий эксплуатации (таб. 2.8 и 2.7).

K_2 – коэффициенты корректирования нормативов в зависимости от модификации подвижного состава и организации его работы ([1], табл. 2.9).

K_3 – коэффициенты корректирования нормативов в зависимости от природно-климатических условий и агрессивности окружающей среды [1] (табл. 2.10).

2.1.2. Трудоемкость ЕО; ТО–1;ТО–2; Д–1; Д–2; СО и ТР

$$t_{EO} = t_{EO}^H \cdot K_2 \cdot K_5 \cdot K_M, \text{ чел.} \cdot \text{ч}, \quad (2.4)$$

$$t_{EO} = 0,7 * 1,25 * 1,2 * 0,3 = 0,3 \text{ чел.} \cdot \text{ч},$$

где t_{EO}^H – нормативная трудоемкость ежедневного обслуживания, определяется по табл. 2.2. [1];

K_2 – коэффициент корректирования нормативных трудоемкостей в зависимости от модификации подвижного состава и организации его работы (табл. 2.9. [1]);

K_5 – коэффициент корректирования нормативных трудоемкостей в зависимости от количества обслуживаемых и ремонтируемых автомобилей в АТП и количестве технологически совместимых групп подвижного состава (табл. 2.12. и Приложение 10 [1]).

K_M – коэффициент механизации, снижающий трудоемкость ЕО, рассчитывается по формуле:

$$K_M = \frac{100 - (C_M + C_O)}{100}, \quad (2.5)$$

$$K_M = \frac{100 - (55 + 15)}{100} = 0,3$$

где C_M – % снижения трудоемкости за счет применения моечной установки, принимается 55%.

C_O – % снижения трудоемкости путем замены обтирочных работ обдувом воздуха, принимается 15%.

$$t_1 = t_1^H \cdot K_2 \cdot K_5 \cdot K_M, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (2.6)$$

$$t_1 = 5,5 * 1,25 * 1,2 * 0,3 = 2,5 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где: t_1^H – нормативная трудоемкость ТО-1, определяется по табл. 2.2 [1];

K_M – коэффициент механизации, снижающий трудоемкость ТО-1 при поточном методе производства. Принимается равным 0,8.

$$t_2 = t_2^H \cdot K_2 \cdot K_5 \cdot K_M, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (2.7)$$

$$t_2 = 18 * 1,25 * 1,2 * 0,3 = 8,1 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где t_2^H – нормативная трудоемкость ТО-2. Определяется по табл. 2.2. [1]

K_M – коэффициент механизации, снижающий трудоемкость ТО-2 при поточном методе производства. Принимается равным 0,9.

$$t_{CO} = t_2 \frac{C_{CO}}{100}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (2.8)$$

$$t_{CO} = 8,1 \frac{30}{100} = 2,43 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где C_{CO} – % работ сезонного обслуживания, для средней полосы – 20%; для холодного и жаркого сухого климата – 30%; для очень холодного и очень жаркого сухого климата – 50%. (п. 2.11.2 [1]).

Трудоемкость общего диагностирования;

$$t_{D-1} = t_1 \frac{C_{D-1}}{100}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (2.9)$$

$$t_{D-1} = 2,5 * \frac{7}{100} = 0,2 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где t_1 – скорректированная трудоемкость ТО-1;

C_{D-1} – % диагностических работ, выполняемых при проведении ТО-1 (Приложение 1).

Трудоемкость поэлементного диагностирования:

$$t_{D-2} = t_2 \frac{C_{D-2}}{100}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (2.10)$$

$$t_{D-2} = 8,1 * \frac{6}{100} = 0,5 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где t_2 – скорректированная трудоемкость ТО-2,

C_{D-2} – % диагностических работ, выполняемых при проведении ТО-2 (Приложение 1).

Нормативная трудоемкость ТР корректируется посредством всех коэффициентов:

$$t_{TP/1000 \text{ км}} = t_{TP/1000 \text{ км}}^H \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{4(ср)} \cdot K_5, \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{1000 \text{ км}} \quad (2.11)$$

$$t_{TP/1000 \text{ км}}^H = 5,3 \cdot 0,7 \cdot 1,25 \cdot 0,9 \cdot 1,45 \cdot 1,2 = 7,3 \frac{\text{чел.-ч}}{1000 \text{ км}}$$

где t_{TP}^H – нормативная удельная трудоемкость ТР ([1], табл. 2.2);

$K_{4(cp)}$ – среднее значение коэффициента корректирования нормативной удельной трудоемкости ТР в зависимости от пробега с начала эксплуатации.

$$K_{4(cp)} = \frac{A_1 \cdot K_{4(1)} + A_2 \cdot K_{4(2)} + \dots + A_n \cdot K_{4(n)}}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} = 1,45 \quad (2.12)$$

В моем случае 9 групп по 21 автобусу (в первой группе 22 автобус). Итого 190 автобусов

$$K_{4(1)} = 0,25$$

$$K_{4(2)} = 0,375$$

$$K_{4(3)} = 0,625$$

$$K_{4(4)} = 0,875$$

$$K_{4(5)} = 1,125$$

$$K_{4(6)} = 1,375$$

$$K_{4(7)} = 1,625$$

$$K_{4(8)} = 1,875$$

$$K_{4(9)} = 2$$

где $A_1 + A_2 + \dots + A_n$ - количество автомобилей, входящих в группу с одинаковым пробегом в начале эксплуатации;

$K_{4(1)}; K_{4(2)} \dots K_{4(n)}$ - величины коэффициентов корректирования, приняты из табл. 2.11 [1] для соответствующей группы автомобилей с одинаковым пробегом в начале эксплуатации.

Нормативное значение продолжительности простоя подвижного состава в ТО и ремонте корректируется по формуле:

$$d_{\text{то и тр}} = d_{\text{то и тр}}^H \cdot K_{4(\text{ср})}^1, \text{ дн} \quad (2.13)$$

$$d_{\text{то и тр}} = 0,4 * 1,2 = 0,5$$

где $d_{\text{то и тр}}^H$ – нормативное значение продолжительности простоя подвижного состава в ТО и ремонте. Определяется по табл. 2.6. [1],

$K_{4(\text{ср})}^1$ – среднее значение коэффициента корректирования нормативной продолжительности простоя в зависимости от пробега с начала эксплуатации.

$$K_{4(\text{ср})}^1 = \frac{A_1 \cdot K_{4(1)}^1 + A_2 \cdot K_{4(2)}^1 + \dots + A_n \cdot K_{4(n)}^1}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} = 1,2 \quad (2.14)$$

где $K_{4(1)}^1; K_{4(2)}^1 \dots K_{4(n)}^1$ – величины коэффициентов корректирования, принятые из табл. 2.11 [1] для соответствующей группы автомобилей с одинаковым пробегом с начала эксплуатации.

Марка подвижного состава	Исходные нормативы		Коэффициенты корректирования						Скорректированные нормативы	
	Обозначение (размерность)	Величина	K ₁	K ₂	K ₃	K _{4(ср)}	K ₅	K _{рез}	Обозначение (размерность)	Величина
ПАЗ 4234	L_1^H (км)	3500	0,7	-	0,9	-	-	0,72	L ₁ (км)	2205

	L_2^H (км)	140 00	0,7	-	0,9	-	-	0,72	L_2 (км)	8820
	t_{EO}^H (чел.- ч.)	0,7	-	1,2 5	-	-	1,2	1,26 5	t_{EO} (чел.- ч.)	0,3
	t_1^H (чел.- ч.)	5,5	-	1,2 5	-	-	1,2	1,26 5	t_1 (чел.-ч.)	2,5
	t_2^H (чел.- ч.)	18	-	1,2 5	-	-	1,2	1,26 5	t_2 (чел.- ч.)	8,1
	t_{TP} (чел.- ч.)/1000	5,3		1,2 5	0,9	1,4 5	1,2	1,76 1	t_{TP} (чел. - ч./1000	7,3
	L_{KP}^H (км)	320 000		1,2 5	0,9	-	-	0,61 2	L_{KP} (км)	2016 00
	d_{TOuTP}^H (дн./1 000км)	0,4	-	-	-	1,4 5	-	1,16	d_{TOuTP}^H (дн./10 00 км)	0,5
	d_{KP} (дн.)	22	-	-	-	-	-	-	d_{KP}	22

2.2. Определение коэффициента технической готовности автомобилей

$$\alpha_T = \frac{1}{1 + L_{cc} \frac{d_{\text{го и тр}}}{1000} + \frac{d_{kp}}{L_{kp}^{cp}}}, \quad (2.15)$$

$$\alpha_T = \frac{1}{1 + 139 \cdot 0,4 + \frac{0,5}{186320}} = 0,9$$

где L_{cc} – среднесуточный пробег;

$d_{\text{то и тр}}$ – скорректированное значение продолжительности простоя подвижного состава в ТО и ремонта (определяется по формуле 2.13);

$d_{\text{кр}}$ – продолжительности простоя подвижного состава в капитальном ремонте. Определяется по табл. 2.6. [1];

$L_{\text{кр}}^{\text{ср}}$ – средневзвешенная величина пробега автомобилей до капитального ремонта.

$$L_{\text{кр}}^{\text{ср}} = L_{\text{кр}} \left(1 - \frac{0,2 \cdot A_{\text{кр}}}{A} \right), \text{ км} \quad (2.16)$$

$$L_{\text{кр}}^{\text{ср}} = 201600 \cdot \left(1 - \frac{0,2 \cdot 75}{190} \right) = 186320 \text{ км}$$

где: $L_{\text{кр}}$ – скорректированное значение пробега автомобиля до капитального ремонта (по формуле 2.3);

$A_{\text{кр}}$ – количество автомобилей, прошедших капитальный ремонт;

A – списочное количество автомобилей в АТП.

2.3. Определение коэффициента использования автомобилей

Определяем коэффициент технической готовности по формуле:

$$\alpha_{\mu} = \frac{D_{\text{рг}}}{365} \cdot \alpha_T \cdot K_{\text{и}}, \quad (2.17)$$

$$\alpha_{\mu} = \frac{305}{365} \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,7$$

где $D_{\text{рг}}$ – количество рабочих дней в году;

α_t – коэффициент технической готовности парка;

$K_{\text{и}}$ – коэффициент, учитывающий снижение использования технически исправных автомобилей по эксплуатационным причинам, $K_{\text{и}}$ принимается в пределах 0.93 ... 0.97.

Определение годового пробега автомобилей в АТП:

$$\sum L_{\Gamma} = 365 \cdot A \cdot L_{\text{CO}} \cdot \alpha_{\text{и}}, \text{ км} \quad (2.18)$$

$$\sum L_{\Gamma} = 365 \cdot 190 \cdot 139 \cdot 0,7 = 6747755 \text{ км}$$

2.4. Определение годовой программы по ТО автомобилей

Количество ежедневных обслуживаний автомобилей за год:

$$N_{\text{Ео}} = \frac{\sum L_{\Gamma}}{L_{\text{CO}}} \quad (2.19)$$

$$N_{\text{Ео}} = \frac{6747755}{139} = 48545$$

Количество УМР за год:

– для грузовых автомобилей и автопоездов

$$N_{\text{УМР}} = (0.75 \dots 0.80) N_{\text{Ео}} \quad (2.20)$$

– для легковых автомобилей и автобусов

$$N_{\text{умр}} = (1.10 \dots 1.15) N_{\text{Ео}} \quad (2.21)$$

$$N_{\text{умр}} = 48545 \cdot 1,2 = 58254$$

Количество ТО-2 за год:

$$N_2 = \frac{\sum L_{\Gamma}}{L_2} \quad (2.22)$$

$$N_2 = \frac{6747755}{8820} = 765$$

Количество ТО-1 за год:

$$N_1 = \frac{\sum L_{\Gamma}}{L_1} - N_2 \quad (2.23)$$

$$N_1 = \frac{6747755}{2205} - 765 = 2296$$

Количество общего диагностирования (Д-1) за год:

$$N_{Д-1} = 1.1N_1 + N_2 \quad (2.24)$$

$$N_{Д-1} = 1.1 * 2296 + 765 = 3291$$

Количество поэлементного диагностирования (Д-2) за год:

$$N_{Д-2} = 1.2N_2 \quad (2.25)$$

$$N_{Д-2} = 1.2 * 765 = 918$$

Количество сезонных обслуживаний за год:

$$N_{CO} = 2A \quad (2.26)$$

$$N_{CO} = 2 * 190 = 380$$

2.5. Расчет сменной программы обслуживания

Для расчета суточной программы автору проекта необходимо принять количество рабочих дней в году объекта проектирования по исходным данным или по приложению 8 учебного пособия, а также принять число смен.

Сменная программа рассчитывается по общей для всех видов воздействий формуле:

$$N_i^{CM} = \frac{N_i^{\Gamma}}{Д_{\text{РГ}} \cdot C_{\text{СМ}}}, \quad (2.27)$$

$$N_{EO}^{CM} = 48545 / (365 * 3) = 45$$

$$N_{УМР}^{CM} = 58254 / (300 * 3) = 65$$

$$N_1^{CM} = 2296 / (246 * 1) = 10$$

$$N_2^{CM} = 756 / (246 * 1) = 3$$

$$N_{Д-1}^{CM} = 3291 / (246 * 2) = 7$$

$$N_{Д-2}^{CM} = 918 / (246 * 1) = 4$$

где $C_{см}$ – число смен. Принимается в соответствии с выбором режима работы производственных подразделений согласно п. 4.4;

N_i^{CM} – сменная программа соответственно ЕО; ТО-1; ТО-2 или Д-2,

$N_i^Г$ – годовая программа соответственно ЕО; ТО-1; ТО-2 или Д-2.

Если в результате расчета получается сменная программа: $N_{ЕО}^Г > 50$; $N_1^Г > 12$; $N_2^Г > 6$ обслуживаний, то рекомендуется принять поточный метод организации производства.

2.6. Определение общей годовой трудоемкости ТО и ТР подвижного состава

Трудоемкость ежедневного обслуживания:

$$T_{ЕО}^Г = t_{ЕО} \cdot N_{УМР}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.28)$$

$$T_{ЕО}^Г = 0,3 \cdot 58254 = 17477 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

Трудоемкость ТО-1:

$$T_1^Г = t_1 \cdot N_1 + T_{СП.Р(1)}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.29)$$

$$T_1^Г = 2,5 \cdot 2296 + 1005 = 3517 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где $T_{СП.Р(1)}$ – трудоемкость сопутствующего ремонта при проведении ТО-1;

$$T_{СП.Р(1)} = C_{ТР} \cdot t_1 \cdot N_1, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.30)$$

$$T_{СП.Р(1)} = 0,175 \cdot 2,5 \cdot 2296 = 1005 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где $C_{ТР} = 0,15 \dots 0,20$ – регламентированная доля сопутствующего ТР при проведении ТО-1 (п. 2.33. [1]).

Трудоемкость ТО-2:

$$T_2^Г = t_2 \cdot N_2 + T_{СП.Р(2)}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.31)$$

$$T_2^Г = 8,1 \cdot 765 + 1085 = 7281 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где $T_{СП.Р(2)}$ – трудоемкость сопутствующего ремонта при проведении ТО-2.

$$T_{СП.Р(2)} = C_{ТР} \cdot t_2 \cdot N_2, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.32)$$

$$T_{СП.Р(2)} = 0,175 \cdot 8,1 \cdot 765 = 1085 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

где $C_{TP} = 0,15 \dots 0,20$ – регламентированная доля сопутствующего ТР при проведении ТО-2 (п. 2.33. [1]).

Годовая трудоемкость общего (Д-1) и поэлементного (Д-2) диагностирования:

$$T_{Д-1}^Г = t_{Д-1} \cdot N_{Д-1}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.33)$$

$$T_{Д-1}^Г = 0,2 \cdot 3291 = 659 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

$$T_{Д-2}^Г = t_{Д-2} \cdot N_{Д-2}, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.34)$$

$$T_{Д-2}^Г = 0,5 \cdot 918 = 459 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

Годовая трудоемкость сезонного обслуживания

$$T_{CO}^Г = t_{CO} \cdot 2A, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.35)$$

$$T_{CO}^Г = 2,43 \cdot 190 \cdot 2 = 875 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

Годовая трудоемкость всех видов ТО:

$$\sum T_{TO} = T_{EO}^Г + T_1^Г + T_2^Г + T_{CO}^Г, \text{ чел.} \cdot \text{ч} \quad (3.36)$$

$$\sum T_{TO} = 17477 + 3517 + 7281 + 875 = 29150 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$$

Годовая трудоемкость ТР по АТП:

$$T_{TP/1000 \text{ км}}^Г = \frac{\sum L_{Г}}{1000} \cdot t_{TP/1000 \text{ км}}, \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{1000 \text{ км}} \quad (3.37)$$

$$T_{TP/1000 \text{ км}}^Г = \frac{6747755}{1000} \cdot 7,3 = 49259 \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{1000 \text{ км}}$$

Годовая трудоемкость ТР за вычетом трудоемкости работ сопутствующего ремонта, выполняемых в зонах ТО-1 и ТО-2:

$$T_{TP/1000 \text{ км}}^{Г'} = T_{TP/1000 \text{ км}}^Г - (T_{CT.P(1)} + T_{CT.P(2)}), \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{1000 \text{ км}} \quad (3.38)$$

$$T_{TP/1000 \text{ км}}^{Г'} = 49259 - (1005 + 1085) = 47169 \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{1000 \text{ км}}$$

Годовая трудоемкость работ по зонам ТР и ремонтным цехам (участкам):

$$T_{TP_{\text{пост}(WT)}}^Г = \frac{T_{TP}^{Г'} \cdot C_{TP}}{100}, \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{1000 \text{ км}} \quad (3.39)$$

$$T_{TP_{пост(вт)}}^{\Gamma} = \frac{47169 \cdot 17}{100} = 8019, \quad \frac{\text{чел.}\cdot\text{ч}}{1000 \text{ км}}$$

где $C_{тр}$ – доля постовых или цеховых работ в % от общего объема работ по ТР. (Принимается по данным Приложения 1).

Общий объем работ по ТО и ТР подвижного состава АТП определяется суммированием величин трудоемкостей, рассчитанных по формула (3.36) и (3.37)

$$T_{ТОиТР} = \sum T_{ТО} + T_{ТР}^{\Gamma'}, \quad \text{чел.}\cdot\text{ч} \quad (3.40)$$

$$T_{ТОиТР} = 29150 + 47199 = 76349 \text{ чел.}\cdot\text{ч}$$

2.7. Определение количества ремонтных рабочих необходимых для ТОиР

Число производственных рабочих мест и рабочего персонала определяется по формулам:

$$P_{я} = \frac{T_L}{\Phi_{PM}}, \quad (3.41)$$

$$P_{я} = \frac{10798}{2070} = 5$$

$$P_{ш} = \frac{T_L}{\Phi_{PB}}, \quad (3.42)$$

$$P_{ш} = \frac{10798}{1820} = 6$$

где $P_{я}$ – число явочных, технологически необходимых рабочих или количество рабочих мест;

$P_{ш}$ – штатное число производственных рабочих;

T_L – годовая трудоемкость соответствующей зоны ТО, ТР, цеха, отдельного специализированного поста или линии диагностирования, чел.·ч;

Φ_{PM} – годовой производственный фонд времени рабочего места (номинальный), ч;

$\Phi_{РВ}$ – годовой производственный фонд рабочего времени штатного рабочего, т.е. с учетом отпуска и невыхода на работу по уважительным причинам.

Годовой производственный фонд рабочего времени рассчитывается или принимается по нормативным источникам. Расчетные показатели по объекту сводятся в табл. 2.2.

Таблица 2.2. – Расчетные показатели по объекту

Наименование показателя	Условное обозначение	Единица измерения	Величина показателя	
			Расчётная	Принятая
1	2	3	4	5
В зонах ТО	$T_{EO}^Г$	Чел.-ч.	17477	-
	$T_1^Г$	Чел.-ч.	3517	-
	$T_2^Г$	Чел.-ч.	7281	-
В зоне диагностики	$T_{Д-1}^Г$	Чел.-ч.	651	-
	$T_{Д-2}^Г$	Чел.-ч.	459	-
На постах ТР	$T_{ТР}^{Г/}$	Чел.-ч.	47169	-
Общая годовая трудоёмкость работ в зоне ТО	$\sum T_{ТО}^P$	Чел.-ч.	49259	-
Общая годовая трудоёмкость работ ТР	$T_{ТР}^Г$	Чел.-ч.	29150	-
Явочное количество производственных рабочих на объекте проектирования	$P_я$	Чел.-ч.	5	8
Штатное количество производственных рабочих на объекте проектирования	$P_{ш}$	Чел.-ч.	6	9

2.8. Распределение исполнителей ТООР по специальностям и квалификации

Общее количество исполнителей в производственных подразделениях, полученное ранее расчетом необходимо распределить по специальностям (видам работ) и квалификации.

Результаты расчета и принятое количество исполнителей различных специальностей с учетом возможного совмещения профессий целесообразно представить в виде табл. 2.3. (см. форму ниже).

Таблица 2.3. – Распределение исполнителей в зоне ТО по специальностям

Виды работ	Распределение трудоемкости	Количество исполнителей	
		расчетное	принятое
1. Диагностические	8	1	1
2. Крепежные	32	2.56	2
3. Регулировочные	12	0.96	1
4. Электро-технические	12	0.96	1
5. По системе питания	5	0.4	1
6. Шинные	7	0.56	1
7. Смазочные, заправочно- очистительные	24	1.92	1
Итого:	100,0	7.98	8

Решение вопроса о выборе квалификации исполнителей в различных производственных подразделениях должно выполняться с учетом рекомендаций типовых проектов рабочих мест на АТП [7].

В проектах по диагностике в соответствии с рекомендациями Руководства по диагностике подвижного состава [9] работы по диагностированию выполняют механики-диагносты (инженеры или техники). Поэтому распределение исполнителей по специальностям и квалификации для этих проектов не выполняется.

2.9. Подбор технологического оборудования

Подбор технологического оборудования, технологической и организационной оснастки для объекта проектирования осуществляется с учетом рекомендаций типовых проектов рабочих мест на АТП [7], Руководства по диагностике технического состояния подвижного состава [9] и табеля гаражного технологического оборудования.

Перечень оборудования и оснастки целесообразно представить в таблицах, формы которых представлены ниже (табл. 2.4 и табл. 2.5).

Таблица 2.4. – Технологическое оборудование (организационная оснастка)

Наименование	Тип или модель	Количество	Размеры в плане, мм	Общая площадь, м ²
1	2	3	4	5
Кран-балка	Нкм-201	1	9000×2000	
Гайковерт для гаек стремянок рессор	И-319	2	2235×540	2,4138
Смазочно-заправочная установка	С-101	2	625×985	0,6156
Гайковерт для гаек колес	И-318	2	1200×650	1,56
Тележка для снятия и установки колес	П-217	2	1000×800	1,6
Настольно-верстачный ручной пресс	ОКС-918	2	920×220	0,4048
	ИТОГО:	6,6		

Таблица 2.5. –Технологическая оснастка

Наименование	Модель или ГОСТ	Количество
1	2	3
Комплект инструмента	ПИМ-1514	2

2.10. Расчет производственной площади объекта планирования

В проектах по техническому обслуживанию, диагностике и зоне текущего ремонта определение производственной площади производится по формуле:

$$F_3 = (F_a \cdot n + F_{об})k_n, \text{ м}^2 \quad (2.12)$$

$$F_3 = (20,4 \cdot 2 \cdot 6,56) \cdot 4,5 = 1204,4 \text{ м}^2$$

где F_a – площадь горизонтальной проекции автомобиля, м^2 ,

n – количество постов в зоне ТО и ТР и постов диагностики.

$F_{об}$ – суммарная площадь горизонтальной проекции оборудования, расположенного вне площади, занятой постами или линиями, м^2 .

k_n – коэффициент плотности распространения постов и оборудования.
Принимается по данным табл. 2.6.

При поточном методе технического обслуживания площадь зоны ТО определяется по формуле:

$$F_3 = L_3 \cdot b_3 \text{ м}^2 \quad (2.13)$$

$$F_3 = 13,3 \cdot 11 = 146,3 \text{ м}^2$$

где L_3 – длина зоны ТО, м.

b_3 – ширина зоны ТО, м.

Длина зоны ТО определяется по формуле:

$$L_3 = L_n + 2a_1, \text{ м}, \quad (2.14)$$

$$L_3 = 9,7 + 2 \cdot 1,8 = 13,3 \text{ м}$$

где L_n – рабочая длина линии ТО, м.

$a_1 = 1,5 \dots 2$ м – расстояние от автомобиля до наружных ворот, берем 1,8

Рабочая длина линии ТО определяется по формуле:

$$L_n = f_a n + a(n - 1), \text{ м} \quad (2.15)$$

$$L_n = 8,165 \cdot 1 + 1,5 \cdot (2 - 1) = 9,7 \text{ м}$$

где f_a – габаритная длина автомобиля в м,

n – число постов в зоне,

$a = 1,2 \dots 2$ м – расстояние между автомобилями, берем 1,5 м

Окончательно площадь зоны ТО или ТР постов диагностики обычно вынужденно корректируется и устанавливается с учетом того, что при строительстве широко используется унифицированные типовые секции и пролеты, а также типовые конструкции и детали, изготовленные серийно заводами стройматериалов.

Производственные здания выполняются с сеткой колонн, имеющих одинаковый для всего здания шаг, равный 6 или 12 м, одинаковый размер пролетов с модулем 6 м, т.е. 12, 18, 24 м и более.

В проектах по ремонтным цехам (участкам) производственная площадь рассчитывается по формуле:

$$F_{цех} = k_n \cdot f_{об}, \quad (2.16)$$

$$F_{цех} = 4,5 \cdot 6,56 = 29,52 \text{ м}^2$$

где $F_{цех}$ – площадь цеха, м^2 ;

$f_{об}$ – площадь горизонтальной проекции технологического оборудования и организационной оснастки, м². Принимается по данным табл. 4.3. и 4.4;

Таблица 2.6. Коэффициент плотности расстановки оборудования (расположения постов)

Наименование подразделения	Коэффициент плотности, k_n
1. Зоны ТО и ремонта	4,5
2. Кузнечно-рессорный цех	4,5-5,5
3. Сварочный цех	4,0-5,0
4. Моторный, агрегатный, шиномонтажный, вулканизационный цех	3,5-4,5
5. Слесарно-механический, аккумуляторный, карбюраторный, электротехнический цеха	3,0-4,0

Окончательно принимаемая площадь должна быть уточнена по размерам соответствующего цеха (участков) в «Типовых проектах организации труда на производственных участках автотранспортных предприятий» [7]

Компоновка технологического оборудования и оснастки на объекте проектирования должна учитывать схему технологического процесса и выполняться с учетом минимального передвижения рабочих в процессе труда и соблюдения нормируемых расстояний между оборудованием в соответствии со СНиП II-93-74 и ОНТП-0-86 [6] и должна быть представлена в графической части проекта на листе формата 24 с учетом требований, изложенных в методических указаниях по оформлению пояснительной записки и графической части курсового проекта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Краткий автомобильный справочник. М.: Транспорт, 1985. – 220 с.
2. ГОСТ 22576 - 77. Автомобили и автопоезда. Номенклатура показателей скоростных свойств. М.: Стандарт, 1978. – 8 с.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машиностроение, 1963. – 239с.
5. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.
6. Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории автомобиля и трактора. М.: Высшая школа, 1977. – 245 с.
7. Иларионов В.А., Морин М.М., Сергеев Н.М. Теория и конструкция автомобиля. М.: Машиностроение, 1985. – 368 с.
8. Лукин П.П., Гаспарян Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. – 374 с.
9. Бухарин Н.А, Прозоров В.С., Щукин М.М.. Автомобили. Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
10. Вишняков Н.Н., Вахламов В.К., Нарбут А.Н. Автомобиль: Основы конструкции. М: Машиностроение, 1986. – 303 с.
11. Министерство автомобильного транспорта РСФСР: «Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта», 1984.