

**Министерство образования и науки РФ
Иркутский государственный технический университет**

С.С.Тимофеева, А.В.Белых, В.В.Малов

ПОЖАРНАЯ ТАКТИКА И ТЕХНИКА

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию

Издательство
Иркутского государственного технического университета
2014

УДК 614.841.3
ББК 38.96

Рецензенты:

канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная экология и безопасность жизнедеятельности» ИрГТУ Дроздова Т.И.

канд. техн. наук, доцент кафедры автотехнической экспертизы и автоподготовки ФГКОУ ВПО ВСИ МВД Седов Д.В.

Пожарная тактика и техника: учебно-методическое пособие по курсовому проектированию / С.С.Тимофеева, А.В.Белых, В.В.Малов – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014. – 96 с.

Указания соответствуют требованиям ФГОС–3 УГС 280000 «Безопасность жизнедеятельности, природообустройство и защита окружающей среды» для магистрантов по направлению 280700 «Техносферная безопасность», программа «Пожарная безопасность».

Методические указания включают задание, методические указания для выполнения курсовой работы по дисциплине «Пожарная тактика и техника».

Предназначены для обеспечения более качественного изучения курса обучающимися в магистратуре по программе «Пожарная безопасность», а также могут быть использованы работниками Государственного пожарного надзора.

© С.С.Тимофеева, 2014

© А.В.Белых, 2014

© В.В.Малов, 2014

© Иркутский государственный
технический университет, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ.....	7
1.1. Назначение и классификация пожарных автомобилей.....	7
1.2. Требования к конструкции пожарного автомобиля.....	8
1.3. Выбор шасси пожарного автомобиля	12
1.4. Выбор силового агрегата пожарного автомобиля.....	16
1.5. Выбор надстройки пожарного автомобиля.....	16
2. КОМПОНОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ..	18
2.1. Стадии и этапы проектирования пожарного автомобиля.....	19
2.2. Компоновочные схемы автомобилей.....	21
2.3. Учет при компоновке пожарного автомобиля	
эргономических	24
факторов.....	
2.4. Продольная компоновка пожарного автомобиля.....	28
2.5. Поперечная компоновка пожарного автомобиля.....	29
2.6. Разработка компоновочной схема пожарного автомобиля....	30
2.7. Варианты модульной компоновки пожарного автомобиля...	34
3. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОЖАРНОГО	
АВТОМОБИЛЯ.....	36
3.1. Выбор параметров тягового расчета пожарного автомобиля.	37
3.1.1. Типоразмер шин и радиусы колеса.....	37
3.1.2. Коэффициент полезного действия трансмиссии.....	38
3.1.3. Коэффициент обтекаемости и площадь Миделя.....	38
3.2. Расчет параметров двигателя пожарного автомобиля.....	39
3.2.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	40
3.3. Расчет параметров трансмиссии.....	42
3.3.1. Передаточное число главной передачи.....	42
3.3.2. Передаточное число низшей ступени коробки передач....	43
3.3.3. Передаточные числа промежуточных ступеней коробки	
передач.....	44
3.3.4. Передаточное число низшей дополнительной коробки	
передач.....	44
3.4. Построение тяговой характеристики пожарного	
автомобиля.....	45
3.5. Построение динамической характеристики пожарного	
автомобиля.....	47
3.6. Построение графиков времени и пути разгона пожарного	
автомобиля.....	49
3.7. Построение графика мощностного баланса пожарного	
автомобиля.....	51
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ	
СВОЙСТВ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ.....	53
4.1. Показатели топливной экономичности пожарного	

автомобиля.....	53
4.2. Показатели тормозных свойств пожарного автомобиля....	55
4.3. Показатели устойчивости пожарного автомобиля.....	55
4.4. Показатели управляемости пожарного автомобиля.....	56
5. РАСЧЕТ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И СИСТЕМ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ.....	58
5.1. Расчет дополнительной трансмиссии пожарного автомобиля.....	58
5.1.1. Расчет сцепления.....	59
5.1.2. Расчет коробки отбора мощности.....	63
5.1.3. Расчет карданного привода пожарного насоса.....	69
5.1.4. Расчет ременного привода дымососа (генератора).....	77
5.1.5. Расчет привода управления исполнительными механизмами пожарного автомобиля.....	79
5.2. Расчет систем безопасности движения пожарного автомобиля.....	80
5.2.1. Рулевое управление.....	80
5.2.2. Тормозное управление.....	85
5.2.3. Особенности расчета стояночного тормоза на трансмиссии.....	90
6. РАСЧЕТ БАЛАНСА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ.....	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	95
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	96
ЛИТЕРАТУРА.....	99

ВВЕДЕНИЕ

Состояние пожарной безопасности в определенной степени предопределяет уровень экономики России. Ежедневно в стране происходит более 700 пожаров, материальные потери от которых, составляют порядка 60...85 млн. руб. Почти третья часть всех пожаров приходится на сельскую местность. Ежегодно материальные потери от пожаров на селе составляют 45..48 % от общих показателей по стране.

Статистические данные свидетельствуют, что более 90 % всех пожаров ликвидируются с помощью мобильной пожарной техники, в частности, пожарных автомобилей (ПА). Поэтому в нашей стране проводится постоянная работа по совершенствованию выпускаемых и созданию новых ПА основного и специального назначения.

Перспективный типаж ПА, разработанный ВНИИПО по заданию ГУ ФПС МЧС России, предусматривает выпуск более 50 основных и специальных машин с повышенными тактико-техническими показателями и пониженным расходом топлива на привод специальных агрегатов. Намечены также меры по дальнейшему повышению надежности и долговечности ПА, их универсализации и специализации.

В настоящее время ПА выпускаются в Торжке, Варгашах, Москве, Мытищах, Давыдово, Жуковском, Туле, Тольятти, Миассе, Посевной и других городах страны. Головным предприятием по выпуску ПА является ОАО «Пожтехника» г. Торжок. На этом специализированном предприятии выпускается широкая номенклатура как основных, так и специальных ПА, включая АЛ-62 и АКП-50.

При подготовке инженеров по специальности «Пожарная безопасность» одним из профилирующих является изучаемый на протяжении 3-х семестров курс «Пожарная техника». Он состоит из 4-х разделов: «Пожарно-техническое оборудование», «Пожарные автомобили», «Анализ конструкций и основы расчета пожарных автомобилей», «Эксплуатация пожарной техники».

Настоящее пособие, используя материал первого и второго разделов, раскрывает содержание третьего раздела вышеотмеченного курса. В нем рассмотрены основные принципы конструирования ПА, в том числе принципы его модульной компоновки, даны методики проведения компоновочного и тягово-динамического расчета, порядок определения технико-эксплуатационных свойств, приведены основы расчета дополнительных конструктивных элементов и систем ПА.

1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

1.1. Назначение и классификация пожарных автомобилей

Пожарной техникой называют технические средства, предназначенные для тушения пожаров, спасания людей, материальных ценностей и природных богатств от огня, а также выполнения специальных работ, связанных с локализацией и ликвидацией пожаров [2].

Вся пожарная техника делится на два вида: стационарная, мобильная. К первому виду техники относятся автоматические установки пожаротушения (АУПТ), фиксированные средства связи, первичные средства тушения, ко второму - пожарные машины.

Пожарная машина - это моторизованное средство с соответствующим укомплектованием, предназначенным для борьбы с пожарами [3].

Наиболее распространенным типом пожарных машин в системе МЧС является ПА. Он составляет основу мобильной пожарной техники, предназначенной для доставки боевого расчета, пожарного оборудования, огнетушащих веществ, локализации и ликвидации пожара, а также выполнения связанных с этим работ по спасанию людей, созданию условий работы на пожаре, обеспечению доступа в зону горения, подаче огнетушащих веществ. Эти работы должны проводиться с минимальными затратами времени и по возможности параллельно. Разнообразие работ, проводимых на пожаре, обуславливает широкий типаж ПА.

Учитывая международную классификацию, все ПА можно разделить на две группы:

- основные, для локализации и ликвидации (тушения) пожаров;
- специальные и вспомогательные, для выполнения специальных, спасательных и прочих работ, связанных с тушением пожаров.

По специфике применения основные ПА можно условно разделить на пять следующих подгрупп:

- для защиты жилых и промышленных зданий и сооружений в городах и сельской местности (ПА общего применения);
- для тушения горючих жидкостей и газов на объектах химической нефтеперерабатывающей промышленности;
- для ликвидации крупных пожаров;
- для защиты аэродромов и тушения самолетов;
- для борьбы с лесными и торфяными пожарами.

Пожарные машины последних четырех подгрупп относят к основным ПА целевого применения.

Вторую группу ПА можно условно разделить на пять следующих подгрупп:

- для управления тушением пожара;

- для обеспечения условий работы на пожаре;
- для работы на высоте;
- для проведения аварийно-спасательных работ;
- для выполнения прочих работ, связанных с обеспечением функционирования пожарных машин.

ПА последней подгруппы также могут быть выделены в самостоятельную группу вспомогательных машин [4].

1.2. Требования к конструкции пожарного автомобиля

Создание пожарного автомобиля (ПА) может быть осуществлено тремя основными способами:

- на серийное шасси устанавливается пожарная надстройка, т.е. кабина (салон) боевого расчета и специальный кузов с оборудованием и средствами пожаротушения;
- транспортный автомобиль доукомплектовывается специальным оборудованием и средствами пожаротушения;
- разрабатывается специальное шасси и пожарная надстройка, более полно отвечающие требованиям, предъявляемым к ПА.

В общем случае ПА состоит из трех основных частей: шасси, двигателя (силовой установки) и пожарной надстройки.

Шасси является базой ПА. Оно объединяет в себе трансмиссию, ходовую часть, механизмы управления и предназначается для передачи вращающего момента от двигателя к ведущим колесам и управления ПА.

Двигатель служит источником энергии, расходуемой на осуществление движения ПА и привод его специальных агрегатов.

Пожарная надстройка, монтируемая на шасси, служит для вывоза боевого расчета, специального оборудования и средств пожаротушения. В зависимости от назначения ПА она комплектуется различными специальными агрегатами, их трансмиссиями, емкостями для огнетушащих веществ, кабиной водителя и салоном боевого расчета, кузовом с отсеками для пожарно-технического оборудования и инструмента, дополнительным электрооборудованием и т.д.

К конструкции современного ПА предъявляется комплекс тактико-технических, эргономических, технологических и специальных требований.

Тактико-технические требования вытекают из задач, выполняемых ПА. Чем меньше времени затрачивается на их решение, тем меньше материальные потери от пожара.

Эффективность функционирования ПА - $\eta_{ПА}$ без учета условий эксплуатации оценивается по формуле:

$$\eta_{ПА} = k_{СЛ} \cdot k_{РАЗВ} \cdot k_{ТУШ} \cdot 100 ,$$

где $k_{сл}$, $k_{разв}$, $k_{туш}$ - коэффициенты полезного расхода времени, соответственно, при следовании, развертывании, тушении.

Величина каждого из них определяется отношением расчетного времени на выполнение операции к фактически затраченному [4].

Расчетное время зависит от совершенства конструкции ПА и эффективности вывозимых огнетушащих веществ, фактическое - от условий эксплуатации и подготовки личного состава. Фактическое время всегда больше теоретического на величину потерь времени.

Продолжительность следования ПА зависит от надежности пуска двигателя, протяженности выезда, скорости движения. Последняя определяется из максимальной технической скорости, интенсивности движения, теплового состояния двигателя, природно-климатических и дорожных условий.

Продолжительность следования ПА - $\tau_{сл}$ (ч) с учетом условий эксплуатации определяется по формуле:

$$\tau_{сл} = R / (c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot \mathcal{G}_{A_{\max}})$$

где R - протяженность (радиус) выезда, км;

c_1 коэффициент использования мощности (0,3.. 0,4);

c_2 - коэффициент развития мощности (0,8);

c_3 - коэффициент учета климатических условий (0,5...0,9);

c_4 - коэффициент учета дорожных условий (0,3...1,0);

$\mathcal{G}_{A_{\max}}$ - максимальная техническая скорость автомобиля, км · ч⁻¹.

При выполнении проекта следует произвести обратный расчет и, исходя из среднестатистической продолжительности следования и нормированного значения радиуса выезда, определить максимальную скорость движения ПА - $\mathcal{G}_{A_{\max}}$ при заданных условиях эксплуатации:

$$\mathcal{G}_{A_{\max}} = R / (\tau_{сл} \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4). \quad (1)$$

Значения коэффициента учета природно-климатических условий приведены в табл. 1, а коэффициента учета дорожных условий - в табл. 2.

Природно-климатические условия и дорожные условия выбираются согласно номера варианта, выданного руководителем проектирования, из приложения 2.

Таблица 1

Значения коэффициента учета природно-климатических условий

Климат	Коэффициент учета природно-климатических условий, c_3	
	Холодный	Жаркий
Маложесткий	0.99	1.00
Умеренно жесткий	0.85	0.95
Жесткий	0.75	0.90
Очень жесткий	0.60	0.85
Наиболее жесткий	0.50	0.80

Таблица 2

Значения коэффициента учета дорожных условий

Дорожные условия	Коэффициент учета дорожных условий, c_4
Автомобильная дорога 1-й категории	0,99...1,00
Автомобильная дорога 2 и 3-й категории	0,95...0,98
Грунтовая дорога:	
Профилированная сухая	0,85...0,95
Разбитая	0,55...0,65
В период распутицы	0,30...0,40
Укатанная заснеженная дорога	0,70...0,80
Снежная целина	0,35...0,45
Заболоченная местность	0,30...0,35

Общие эргономические требования изложены в ГОСТ ССБТ [5, 6]. Их выполнение облегчает решение задач пожаротушения и нормализует условия труда пожарных.

В основу эргономических требований заложены принципы: удобство, комфорт, приспособленность техники к человеку. Поэтому при проектировании пожарных машин и, в частности, ПА, должны учитываться антропометрические, физиологические и психофизиологические требования.

Одним из первостепенных требований эргономики является расположение оборудования, органов управления, приборов в соответствии с логикой действия человека. Поэтому при размещении пожарно-технического оборудования должно учитываться:

- функциональное его назначение;
- значимость и важность в работе;
- индивидуальные особенности (конфигурация, масса и т.д.);

- последовательность и частота использования; соответствие табелю обязанностей боевого расчета.

Вторым определяющим фактором является учет возможностей человека: физической силы, роста, длины рук и т.д.

В-третьих, пожарно-техническое оборудование должно располагаться на ПА таким образом, чтобы не ухудшались ходовые свойства ПА: устойчивость, динамика, управляемость, плавность хода и т.д.

Специальные требования связаны с необходимостью использования для изготовления ПА готовых шасси, а также со спецификой их применения. К этим требованиям прежде всего необходимо отнести следующее:

- монтируемая пожарная надстройка не должна выходить за установленные заводом-изготовителем габариты транспортного средства;

- масса оборудования и ее распределение по осям автомобиля должны соответствовать рекомендациям разработчиков;

- надежность и долговечность устанавливаемого оборудования должны быть не ниже, чем у агрегатов используемого шасси.

Кроме отмеченного, ПА должны быть защищены от воздействия опасных факторов пожара, иметь устойчивость в транспортном и стационарном положении, быть маневренными и скоростными.

Одним из специальных требований, предъявляемых к ПА, является информативность, достигаемая за счет динамичности формы кузова, тестированной комбинированной окраски, световой и звуковой сигнализации. Она должна обеспечивать безопасность движения ПА в транспортном потоке.

В свою очередь динамический эффект ПА создается за счет выполнения следующих композиционных требований: целостности форм, обтекаемости, наклонности линий, отсутствия выступающих элементов и т.д. Наиболее полно композиционным требованиям удовлетворяет вагонная компоновка ПА.

Своевременное выделение ПА из транспортного потока, его опознаваемость способствует в условиях повышенной интенсивности движения снижению числа дорожно-транспортных происшествий.

В последнее время к аэродинамике ПА стали предъявляться дополнительные требования. Это связано с ухудшением аэродинамических свойств ПА в связи с размещением на его крыше лафетных стволов, пожарного оборудования, приборов световой и звуковой сигнализации, а также наличием выступающих рукавных катушек, фары-искателя, наружных зеркал, дверных ручек, резких переходов кабины в кузов и т.д. Поэтому при проектировании ПА создаются модели в 1:8 натуральной величины и «продуваются» в аэродинамической трубе.

Ряд требований предъявляется и к ПА, создаваемым способом дооборудования транспортных автомобилей специальным оборудованием и средствами пожаротушения. Такие ПА не должны быть перегружены, должны иметь рекомендуемое заводом-изготовителем распределение масс по осям, надежное крепление емкостей с жидкими огнетушащими веществами, а главное несмещенный вверх центра тяжести, от координат которого зависит

устойчивость машины.

Вышерассмотренные требования закладываются в основу технического задания, по которому опытно-конструкторские бюро ведут разработку новых ПА. Эта разработка проводится в несколько этапов. Вначале составляется эскизный проект, затем изготавливается макет, опытный образец, после чего выпускается опытно-промышленная партия и начинается серийный выпуск ПА.

Техническое задание определяет назначение ПА, тип шасси, набор, массу и расход огнетушащих веществ, численность боевого расчета, перечень пожарно-технического оборудования.

В связи с научно-техническим прогрессом требования к ПА повышаются, совершенствуются их конструкции, улучшаются тактико-технические показатели и эксплуатационные свойства. Процесс улучшения ПА является стабильным, интернациональным и носит эволюционный характер, хотя возможны и революционные решения.

1.3. Выбор шасси пожарного автомобиля

Требования, предъявляемые к конструкции шасси ПА, условно можно разделить на эксплуатационные, потребительские и производственные [7].

К эксплуатационным требованиям относятся: топливная экономичность, минимальные затраты на техобслуживание, легкость и удобство управления.

Потребительские требования включают: безопасность, комфортабельность, безотказность, ремонтпригодность, малую стоимость приобретения и эксплуатации ПА.

Принципиальное значение имеют и производственные требования: соответствие конструкции тенденциям перспективных технологий, минимальный расход материалов, минимальная трудоемкость и себестоимость изготовления.

Все основные элементы ПА монтируются на шасси, являющемся базой машины. В большинстве случаев используются шасси серийно выпускаемых автомобилей. Это объясняется стремлением разработчиков к упрощению технологии изготовления, ремонта, технического обслуживания, подготовки водительского состава. Исключение в практике отечественного пожарного машиностроения составляет специальное шасси ЗИС-11, разработанное в 40-х годах для ПА ПМЗ-1.

В зависимости от назначения автомобильная промышленность выпускает автомобили различных типов: пассажирские (легковые и автобусы); грузовые; специализированные и специальные, к последним из которых относятся ПА [8].

Легковые автомобили по рабочему объему двигателя (л) и сухой массе (кг) делятся на следующие классы:

Особо малый (до 1,2 л; до 850 кг);

Малый (1,2...1,8 л; 850...1150 кг);

Средний (1,8...3,5 л; 1150... 1500 кг);

Большой (свыше 3,5 л; до 1700 кг);

Высший (не регламентируется).

Автобусы по длине подразделяются на следующие классы:

Особо малый (до 5 м);

Малый (6,0... 7,5 м);

Средний (8,0...9,5 м);

Большой (10,5... 12 м);

Особо большой (более 16,5 м).

Грузовые автомобили различаются по грузоподъемности, т.е. по массе (т) перевозимого груза, на следующие классы:

Особо малый (0,3...1 т);

Малый (1...3 т);

Средний (3...5 т);

Большой (5...8 т);

Особо большой (более 8 т).

По приспособленности к дорожным условиям различают автомобили полно- и неполноприводные. Первые имеют все, а вторые - один или несколько ведущих мостов.

Все автомобили имеют колесную формулу по общему числу и числу ведущих колес: 4х2, 4х4, 6х4, 6х6, 8х8.

В соответствии с отраслевой нормалью ОН 025 270 - 66 принята система индексации автомобилей. Каждой модели присваивается индекс из четырех, пяти или шести цифр.

Первая цифра - класс автомобиля:

1- легковые с рабочим объемом двигателя до 1,2 л;

2- то же с рабочим объемом 1,2...1,8 л;

3- то же с рабочим объемом 1,8...3,5 л;

4- то же с рабочим объемом свыше 3,5 л;

5- грузовые автомобили полной массой 14...20 т;

6- то же полной массой 20...40 т;

7- то же полной массой свыше 40 т.

Вторая цифра - вид автомобиля:

1 - легковые; 2 - автобусы; 3 - грузовые; 4 - седельные тягачи; 5 - самосвалы; 6 - цистерны; 7 - фургоны; 8 - резерв; 9 - специальные.

Третья и четвертая цифры обозначают порядковый номер модели. Пятая цифра - номер модификации. Шестая цифра - экспортный вариант.

Совершенствование шасси ПА идет в нескольких направлениях. Одним из них является повышение проходимости. Оно, как правило, осуществляется за счет введения системы регулирования давления в шинах, системы управления положением кузова и блокировки осевых дифференциалов.

Показатели плавности хода, особенно у большегрузных шасси, могут быть улучшены за счет применения пневматических и гидропневматических подвесок.

Повысить динамику движения ПА и облегчить его управление, особенно в городских условиях, можно за счет введения в трансмиссии автоматических гидropерeдач.

Повысить тормозные качества, а значит и безопасность движения, можно за счет снижения общей массы ПА, перехода на дисковые тормоза с сервоусилителями, использования антиблокировочных систем, а также устройств торможения двигателем.

Несмотря на повышенные затраты, связанные с изготовлением, эксплуатацией и ремонтом машин, в перспективе целесообразно при изготовлении ПА использовать специальные шасси, более полно отвечающие всем предъявляемым требованиям.

В рамках курсового или дипломного проекта анализ компоновочных схем шасси и выбор его прототипа целесообразно проводить с учетом существующих тенденций в мировом автомобилестроении на основании обзора конструкций конкретных моделей ПА.

Рекомендуется по справочникам и информационным изданиям самостоятельно подобрать не менее трех типичных моделей ПА отечественного или зарубежного производства. Тип и номинальная грузоподъемность подобранных моделей ПА должны соответствовать исходным данным варианта индивидуального задания (приложение 2).

Для удобства выбора прототипа шасси параметры технических характеристик подобранных моделей ПА необходимо свести в табл. 3. Последняя графа в этой таблице «прототип» заполняется после окончательного выбора прототипа шасси, в качестве которого может быть принято шасси одной из анализируемых моделей, либо шасси, не имеющее аналогов в производстве, но с параметрами отражающими приоритетные направления в развитии пожарной техники, автомобилестроения и новых технологий.

Таблица 3

Параметры технических характеристик сравниваемых ПА

Наименование параметра	Обозначение	Страна, фирма, модель ПА, год выпуска				
		Россия	Германия	Япония	США	Прототип
1	2	3	4	5	6	7
1. Тип	(АЦ)					
2. Колесная формула		4x2	4x4	6x4	6x6	
3. Компоновочная схема		КЛ	ПП	КЛ	ПП	
4. Положение кабины		КЗД	КНД	КНД	КПД	

5.Номинальная грузоподъемность, кг	m_H					
6. Полная масса, кг	m_A					
7.Удельная мощность, кВт·т ⁻¹	$N_{уд}$					
8.Габариты, мм длина ширина высота	$L_A \times$ $B_A \times$ H_A					
9.Максимальная скорость, км · ч ⁻¹	ϑ_{Amax}					
10. Расход топлива, л/100 км	Q_s					
11.Тип, модель двигателя		БР6В	ДР4П	ДТВ8В	БР8В	
12.Максимальная мощность, кВт	$N_{E max}$					
13.Частота вращения коленвала при $N_{E max}$	N_N					
14. Мах вращающий момент, Н·м	$M_{E max}$					
15.Масса двигателя, кг	m_d					

Где КЛ - классическая компоновка; ПП - переднеприводная компоновка; КЗД - кабина за двигателем; КНД - кабина над двигателем; КПД - кабина перед двигателем; БР6В - бензиновый, рядный, 6-и цилиндровый, расположен вдоль; ДР4П - дизельный, рядный, 4 -цилиндровый, расположен поперек; ДТВ8В - дизельный, турбированный, V- образный, 8 - цилиндровый, расположен вдоль.

1.4. Выбор силового агрегата пожарного автомобиля

Среди тактико-технических и эксплуатационных требований, предъявляемых к ПА, особое место занимают требования к параметрам силового агрегата, в частности, к его мощностным и топливноэкономическим показателям. Последние, прежде всего, определяются совершенством конструкции установленных на ПА двигателей [9].

Применительно к бензиновым двигателям в плане экономии топлива

заслуживает внимания принцип его послойного сгорания с использованием обедненных смесей (ГАЗ-3102, ФИАТ-Панда-Нуова, Хонда-Аккорд-Эикс и др.). Различные конструкции камер сгорания с вихревым движением горючей смеси, таким как в двигателях семейства КХТ (ФИАТ-Крома), позволяют при частичных нагрузках снизить расход топлива на 20 %.

Современные системы непосредственного впрыска топлива с электронным управлением обеспечивают повышение мощностных показателей двигателя на 10...12, а экономических - на 3...10 %.

Одним из путей реализации топливной экономичности двигателей является использование на ПА дизельных двигателей, т.е. дизелизация. Дизельные двигатели, благодаря повышенной более чем в 2 раза степени сжатия, экономичнее бензиновых двигателей на 25...30 %.

Однако с учетом специфики эксплуатации ПА, в частности, завышенных нагрузочных и заниженных температурных режимов работы их двигателей перспективным типом силового агрегата ПА остается газовая турбина, имеющая большой запас мощности и минимальное время прогрева.

При выборе силового агрегата так же, как и в предыдущем параграфе, рекомендуется провести анализ существующих моделей ПА и внести наиболее перспективные из них в табл. 3 для выбора прототипа.

1.5. Выбор надстройки пожарного автомобиля

Выбор пожарной надстройки полностью зависит от заданного типа ПА и современных тенденций инженерного дизайна. Проанализировав характерные для заданного типа ПА сборочные единицы, агрегаты, крупное пожарнотехническое оборудование и количество личного состава боевого расчета, следует заполнить 1, 2, и 3 столбцы табл. 4. Массы и габаритные размеры входящих в ПА сборочных единиц и агрегатов принимаются по прототипу или справочным данным. При этом допускается объединение легкого малогабаритного пожарного оборудования в группы. Пример заполнения столбцов 1 и 2 при проектировании новой пожарной автоцистерны средней грузоподъемности показан в табл. 4.

Остальные 4, 5, 6 и 7 столбцы табл. 4 заполняются по результатам проведения компоновочного расчета ПА, изложенного во втором разделе учебного пособия.

Таблица 4

Характеристики сборочных единиц и агрегатов ПА

Наименование сборочной единицы, агрегата	Масса, кг	Габариты, мм $l \times b \times h$	Координаты центра масс		Статические моменты, кг мм	
			x_i	y_i	$M_i \cdot x_i$	$M_i \cdot y_i$

1	2	3	4	5	6	7
1.Шасси	3500					
2.Двигатель	500					
3.Надстройка:						
Цистерна	3000					
Пенобак	200					
Кабина-салон	350					
Команда	5×85					
Кузов	450					
Пож. насос	90					
Трансмиссия	50					
Коммуникации	110					
Газоструй	20					
Лафетный ствол	25					
Электрооборуд	55					
ПТО на крыше	150					
ПТО в кабине	100					
ПТО в кузове	500					
Запасн. колесо	100					
ВСЕГО:	9600					

2.

3. КОМПОНОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

Под компоновкой ПА понимают относительное расположение на серийном или специальном шасси автомобиля кабины водителя, салона боевого расчета, специальных агрегатов, емкостей с огнетушащими веществами, водопенных коммуникаций, дополнительных систем, пожарно-технического оборудования и инструмента, т.е. составляющих элементов пожарной надстройки.

Приоритетными задачами при создании ПА являются повышение его оперативной подвижности и безопасности движения, а также сокращение времени боевого развертывания. Наряду с известными мерами улучшения динамических свойств ПА за счет повышения удельной мощности, применения гидротрансмиссий и антиблокировочных систем (АБС), средств активной и пассивной безопасности, все большее внимание уделяется мерам компоновочного характера, обеспечивающим устойчивость ПА при движении, рациональное размещение оборудования, удобство посадки и высадки боевого

расчета.

Анализируя конструкции отечественных и зарубежных ПА, можно проследить тенденцию к универсализации основных ПА общего применения. На автоцистернах устанавливают коленчатые подъемники, модель АЦ-40(133ГЯ)-203, гидравлические лестницы, модели АЦЛ-3-40-17, АЦЛ-3-40-20, АЦЛ-3-40-22, генераторы, световые установки и мачты, модель АЦ-0,8-4, порошковые установки и т.д.

Естественно предположить, что процесс универсализации этих ПА будет продолжаться и далее. Этим объясняется интерес многих фирм-производителей к проектированию ПА по модульному принципу, позволяющему создать машину с заданными свойствами при минимальных издержках в сферах производства и эксплуатации. Примером может служить модельный ряд ПУМА «Фоаматик».

Все заметнее становится акцент на автоматизацию работ насосных, порошковых, лафетных и других пожарных установок. Все чаще применяются автоматические системы забора воды, дозирования пенообразователя, управляемые при помощи радиоволн и лазерных устройств лафетные стволы.

Примером отечественных разработок могут служить автоматизированные пожарные насосы семейства НЦП НПП «Инфра», самоходный лафетный ствол СЛС-100 конструкции ВНИИПО и др. Особый интерес вызывают разработки немецких конструкторов, создающих автоматические лафетные стволы, самостоятельно настраивающиеся на пламя с помощью инфракрасного датчика «глаза». Такими стволами комплектуются ПА «Rosenbauer», обладающие хорошей динамикой и высоким уровнем автоматизации, при котором функции человека сводятся лишь к доставке автомобилей к месту пожара.

В 1995 г. ОАО «Пожтехника» выпущены два образца пожарной автоцистерны на шасси ЗИЛ и КамАЗ: АЦ-5,0-40(4310) и АЦ-7,0-40(53213) с блочно-модульной компоновкой, позволяющей оперативно монтировать пожарную надстройку на различных шасси. В 1996 г. это головное предприятие изготовило ряд модификаций автоцистерн: АЦ-5,0-40 (4310), АЦ-3,0-40 (4326), АЦ-2,5-40 (4333), АЦ-5,0-40 (4925), комплектуемых стеклопластиковыми цистернами и автоматизированными насосами нового поколения среднего, высокого и комбинированного давления.

Одним из перспективных направлений в создании ПА является выпуск специальных шасси, спроектированных под конкретный тип основного или специального ПА.

Рассмотрим общие принципы проектирования ПА.

3.1. Стадии и этапы проектирования пожарного автомобиля

Процесс проектирования ПА включает три стадии: эскизный проект,

технический проект, разработку рабочей документации. Техническое задание составляется на основе анализа требований заказчика или основного потребителя, директивных документов, относящихся к проектируемому объекту, и существующих тенденций развития ПА данного класса.

Стадия эскизного проекта включает следующие этапы: эскизную компоновку, создание поисковых макетов внешних форм, макетирование внешних форм, макетирование внутреннего пространства.

Эскизная компоновка является начальным этапом разработки общей компоновки. В ходе ее устанавливают предварительные размеры и относительное расположение основных агрегатов, положение водителя, оборудования и боевого расчета. При этом учитывается: масса автомобиля и ее распределение по осям, габаритные размеры, комфортабельность, доступность двигателя и других агрегатов для обслуживания и ремонта, а также технологичность конструкции и себестоимость изготовления.

Поисковые макеты внешних форм создают для того, чтобы найти общую идею архитектурного решения ПА. Макет выполняют в масштабе 1:5 из пластилина.

Когда на поисковых макетах будет найдена общая идея архитектурного решения, строят пластилиновый макет внешних форм ПА в масштабе 1:1. Этот макет имеет многоцелевое значение: его используют для уточнения внешних форм ПА, для разработки чертежей пожарной надстройки, а также для решения ряда технологических вопросов.

На макете внутреннего пространства проверяют комфортабельность кабины водителя и боевого расчета (салона), удобство входа и выхода, обзорность, доступность органов управления и т.д. Макет внутреннего пространства в масштабе 1:1 делают из дерева и подручных материалов.

Стадия технического проекта включает в себя следующие этапы: общую компоновку, макетирование шасси, разработку конструкций агрегатов.

После того, как в процессе эскизной компоновки будут установлены предварительные размеры и расположение основных частей ПА, а также найдено архитектурное решение его внешних форм, работа над общей компоновкой на стадии технического проекта вступает в фазу уточнения относительного расположения агрегатов и согласования их размеров и параметров.

Макет шасси, выполняемый в масштабе 1:1, позволяет проверить все зазоры, которые не могут быть определены графически, найти правильное положение тяг, проложить трубопроводы и провода, проверить доступность агрегатов для обслуживания и демонтажа. Макет шасси дает возможность легко и быстро проверять различные варианты конструкции и расположения агрегатов и узлов. Этот макет выполняется, как правило, из дерева и подручных средств.

Главным этапом стадии технического проекта является разработка конструкций основных агрегатов.

Стадия разработки рабочей документации ПА включает в себя

следующие этапы: разработку рабочих чертежей, технических условий и т.д., изготовление и испытание опытных образцов агрегатов, изготовление опытных образцов ПА для доводочных испытаний, доводочные испытания образцов автомобилей [10], корректировку технической документации.

Очевидно, что новшества, внедряемые на современных ПА, часто приводят к усложнению их конструкции. Несмотря на массовое производство, неизбежно растет трудоемкость изготовления и сборки ПА, а следовательно, и его себестоимость. Для снижения последней, необходимы новые методы проектирования, новые технологические подходы.

Одним из направлений снижения материалоемкости и себестоимости изготовления ПА является автоматизация процессов его проектирования и производства [11]. В последнее время все большее распространение приобретает система автоматизированного проектирования (САПР), сущность которой заключается в широком использовании вычислительной техники и соответствующего программного обеспечения на различных стадиях проектирования ПА. Эта система способствует значительному росту производительности труда конструктора и позволяет выбрать оптимальные с точки зрения прочности, долговечности и массы конструкции детали. Наиболее ярким примером развития автоматизации проектирования в автомобильной промышленности нашей страны является положительный опыт КамАЗа.

Общая структура САПР на КамАЗе в настоящее время включает ряд подсистем.

Подсистема «Расчет» служит для разработки с наименьшими расчетными, проектировочными, доводочными затратами оптимальных с точки зрения эксплуатационных, весовых и прочностных параметров конструкций, обеспечивающих минимум эксплуатационных затрат при соблюдении экологических норм и требований безопасности движения.

Подсистема «Документация» осуществляет полную автоматизацию выпуска конструкторской документации, отображающей и обосновывающей все конструктивные решения.

Подсистема «Информация» служит для осуществления полного информационного обеспечения и поддержки процессов проектирования и доводки. Она реализуется комплексами программ поддержки локальных баз эксплуатационной надежности автомобилей; конструкторской документации аналогов и собственных объектов производства; параметров, характеристик, карт уровня изделий; регламентирующих документов (ГОСТ, ОСТ, РТМ и т.д.), сервисной документации.

САПР получила широкое распространение на всех ведущих автомобильных фирмах за рубежом. Так, разработанные с помощью САПР новые двигатели «ФАИР» оказались экономичнее на 10...15 и на 11 % легче по сравнению с прежней моделью двигателя того же объема и мощности, при этом количество составляющих деталей уменьшилось на 26 %.

3.2. Компоновочные схемы автомобилей

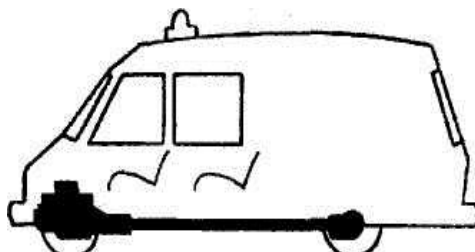
При проектировании ПА в основном используются три вида шасси: шасси серийных грузовых автомобилей с кабиной водителя и оперением; эти же шасси без кабины водителя и оперения; специальные шасси.

В связи с внедрением в практику пожаротушения автомобилей первой помощи (АПП) или автомобилей быстрого реагирования (АБР) при проектировании ПА может также использоваться база легковых автомобилей и микроавтобусов.

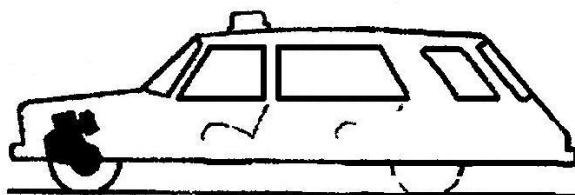
Поэтому для рассмотрения возможных компоновочных схем ПА введем классификационный признак, характеризующий расположение силового агрегата и ведущего моста.

По этому признаку в настоящее время утвердились три характерные компоновочные схемы автомобилей:

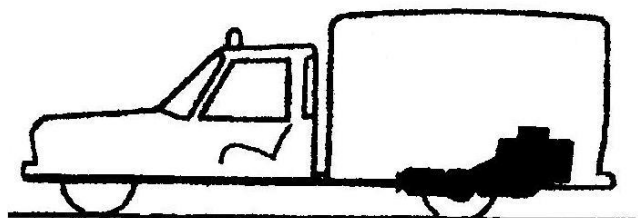
- **классическая** - двигатель, сцепление, коробка передач расположенной впереди, а ведущий мост сзади;
- **переднеприводная** - двигатель и все агрегаты трансмиссии, включая ведущий мост, расположены впереди, поперечно или продольно, относительно осевой линии автомобиля;
- **заднемоторная** - двигатель и все агрегаты трансмиссии, включая ведущий мост, расположены сзади (рис. 1).



а)



б)

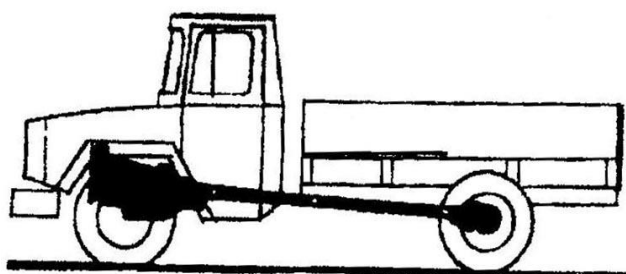


в)

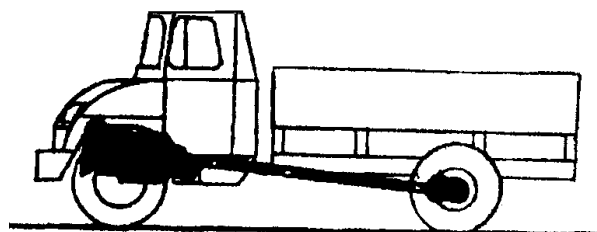
Рис. 1. Варианты компоновочных схем автомобилей
по расположению двигателя и ведущего моста:

а) классическая; б) переднеприводная; в) заднемоторная

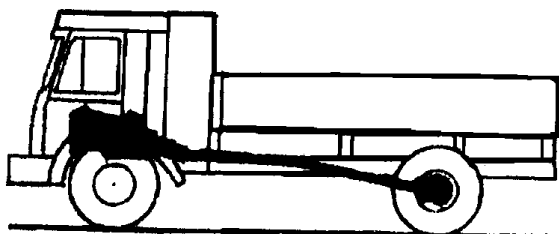
Компоновочные схемы грузовых автомобилей и автобусов принято характеризовать расположением двигателя и кабины. По этому классификационному признаку выделяют четыре варианта компоновочных схем автомобилей (рис.2).



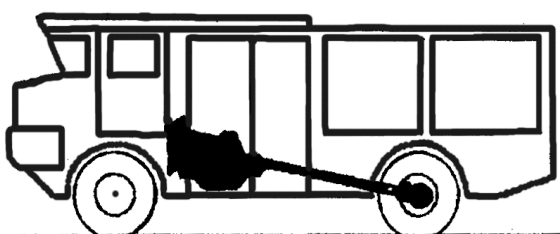
а)



б)



в)



г)

Рис.2. Варианты компоновочных схем автомобилей по расположению двигателя относительно кабины:
а) капотная; б) полукапотная; в) безкапотная; г) вагонная

Капотная компоновка - двигатель над осью передних колес, кабина за двигателем. По данной компоновочной схеме выполнены, например, автомобили КраЗ-6505, УРАЛ-5557, ЗИЛ-4331 и др.

Полукапотная компоновка - двигатель над осью передних колес, кабина надвинута на двигатель. Преимущество такой компоновки заключается в возможности уменьшения колесной базы и габаритной длины автомобиля на 200...400 мм, а также в умеренной нагрузке на передний мост. Данная компоновка реализована на автомобилях ЗИЛ-5103, ЗИЛ-4327.20, ГАЗ-2705 и др.

Безкапотная компоновка - двигатель над осью передних колес, кабина над двигателем. Преимущества данной схемы заключаются в возможности обеспечения минимальной колесной базы и габаритной длины автомобиля, в увеличении нагрузки на передние колеса, что особенно важно для переднеприводных автомобилей, а также в хорошей обзорности. Примером такой компоновки может служить компоновка автомобилей ГАЗ-66, КамАЗ-5320 и др.

Вагонная компоновка - двигатель сзади оси передних колес, кабина впереди двигателя. На передний мост при такой компоновке приходится 33...35% полной массы автомобиля, что приемлемо для полноприводного автомобиля. Однако у автомобиля с колесной формулой 4x2 или 6x4 такая компоновка вызывает ухудшение проходимости. Поэтому вагонная компоновка применяется в основном для автобусов и автомобилей, предназначенных для движения по хорошим дорогам, например, АЦ-40(130),163, АЦ-40(133ГЯ),203 и др.

Применительно к компоновке ПА по расположению его основного специального агрегата (пожарного насоса, дымососа, электрогенератора и т.д.) выделяют три варианта компоновочных схем:

-передняя - специальный агрегат расположен впереди на отдельной платформе или встроен в подкапотное пространство;

-средняя - специальный агрегат расположен в салоне боевого расчета, под полом салона, в передней части кузова, в моторном отсеке;

-задняя - специальный агрегат расположен в заднем отсеке или открыто на отдельной платформе сзади ПА.

Средняя схема расположения специального агрегата является предпочтительной для ПА, эксплуатируемых в жестких природно-климатических и тяжелых дорожных условиях, коэффициенты учета которых

приведены в табл. 1 и 2.

2.3. Учет при компоновке пожарного автомобиля эргономических факторов

На всех стадиях разработки новых ПА необходимо учитывать эргономические факторы. Как показывает опыт, если вопросы оптимизаций параметров рабочего места не решаются в момент разработки технического задания, то на каждом последующем этапе сделать это становится все труднее, а на стадии испытания опытных образцов машин исправить недостатки компоновки почти невозможно.

Рассмотрим последовательность компоновки рабочего места водителя ПА.

Первый шаг - выбор антропометрических показателей будущих водителей проектируемого ПА делается с помощью изготовленных шаблонов фигуры человека (рис. 3). При этом, как правило, используют три шаблона, соответствующие 10, 50 и 90 % - му уровню репрезентативности (представительности). Шаблоны разных уровней репрезентативности различаются между собой длиной элементов бедра и голени, но не элементов торса, длина которого для дальнейших компоновочных построений не существенна.

Значения переменных величин длины элементов шаблонов различных уровней репрезентативности приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значения переменных величин длины элементов шаблонов

Уровень репрезентативности, %	Длина голени - l_{Γ} , м	Длина бедра - l_{δ} , м
10	0,39	0,41
50	0,42	0,43
90	0,44	0,46

Шарниры, соединяющие различные элементы шаблона, снабжены фиксаторами и угловыми шкалами для измерения углов между осями элементов. На элементе торса шарнирно укреплен линейка с фиксатором и угловой шкалой для установки элемента под небольшим углом к вертикали.

Положение шаблона на сиденье задается координатами «а» и «б» оси тазобедренных шарниров (точка Н рис. 3), углом - α наклона элемента торса к

вертикали и углами - β , γ , δ между осями отдельных элементов. Шаблоны выполняются из листового дюралюминия или органического стекла.

Второй шаг - определение компоновочных размеров рабочего места, обеспечивающих удобную рабочую позу водителя, производится в соответствии с ГОСТ [5]. Сиденье водителя должно иметь устройство для регулирования его положения в продольном и вертикальном направлении, чтобы приспособить сиденье к индивидуальным особенностям телосложения каждого водителя. Посадка признается удовлетворительной, если углы между осями элементов не выходят за пределы, указанные в табл. 6.

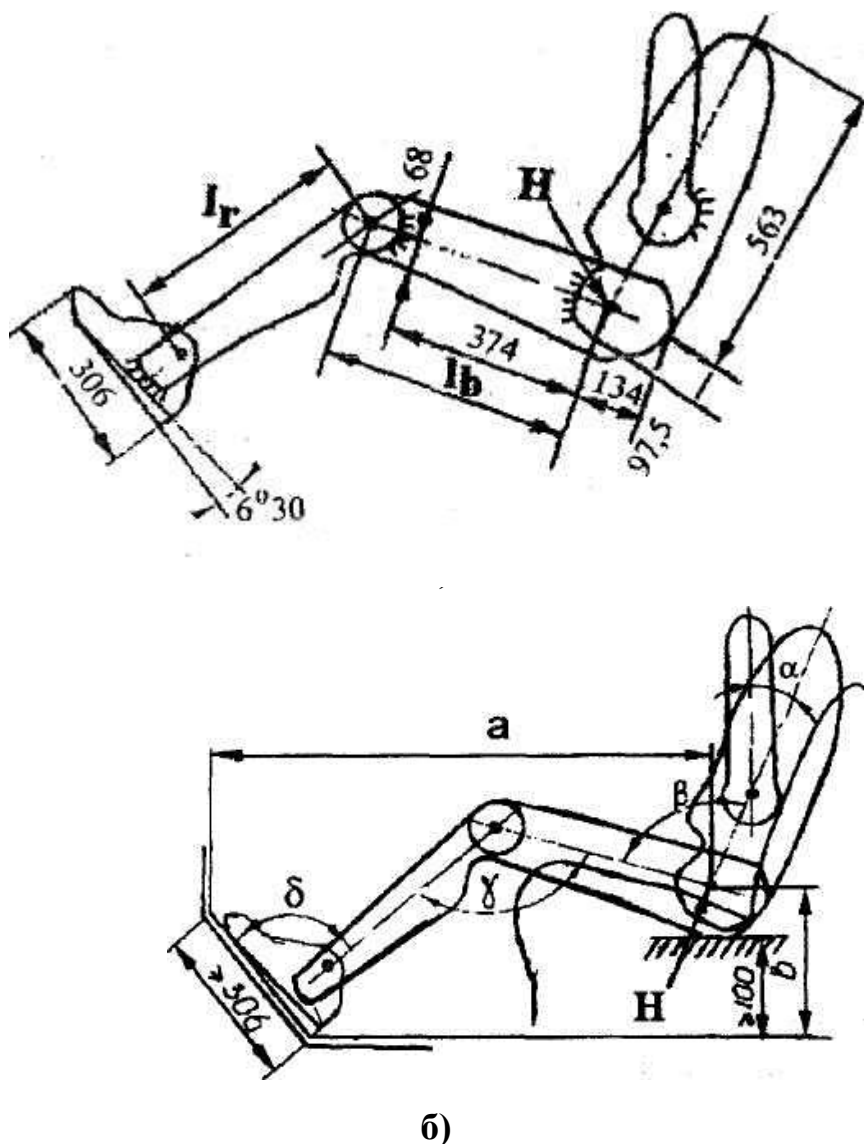


Рис. 3. Шаблон фигуры водителя:
а) фигура водителя; б) размещение фигуры на сиденье

Таблица 6

Углы между осями элементов шаблонов

Угол между осями элементов, град.	Пожарные автомобили	
	Грузовые	Легковые
Торса и бедра, β	95...120	60...110
Бедра и голени, γ	95...135	80...170
Голени и стопы, δ	95...110	75...130

Третий шаг - определение крайних положений педалей управления осуществляется по допустимым углам в голеностопном суставе 87...110 °, обеспечивающим нормальное напряжение мышц ноги.

Четвертый шаг - оптимизация положения рулевого колеса, рычага переключения передач и стояночного тормоза проводится по рекомендуемым углам в локтях рук 115...130 и наклона плеч к вертикале 35...40 °, а также исходя из условия досягаемости рычагов.

Пятый шаг - определение оптимального положения панели приборов производится исходя из условия обеспечения хорошей обзорности и читаемости шкал приборов, соблюдения необходимых зазоров между ободом рулевого колеса и элементами кабины, досягаемости органов ручного управления, расположенных на панели приборов.

Последний шаг - оптимизация характеристик управления и комфорта осуществляется с помощью изготовленного посадочного макета в процессе проведения его испытаний.

Размещение пожарно-технического оборудования на ПА определяет время его боевого развертывания, а следовательно, успех решения поставленных задач.

Главным эргономическим принципом размещения пожарно-технического оборудования на ПА является его расположение в соответствии с логикой действия человека. Поэтому для удовлетворения эргономических требований при размещении оборудования, а также инструмента, должны учитываться:

- функциональное назначение оборудования;
- важность и значимость в работе;
- индивидуальные особенности, включая конфигурацию, массу, габариты;
- последовательность и частота использования;
- соответствие табелю обязанностей боевого расчета.

Вторым определяющим принципом эргономики является учет возможностей человека; физической силы, роста, длины рук, ног и т.д.

В-третьих, пожарно-техническое оборудование должно располагаться на ПА таким образом, чтобы не ухудшались ходовые качества машины: динамика, устойчивость, управляемость, плавность хода и другие эксплуатационные свойства.

При выборе компоновочных решений наряду с эргономическими требованиями должны учитываться требования композиции, информативности, аэродинамики, изложенные в п.п. 1.2 данного пособия. Их выполнение в

значительной степени способствует улучшению основных эксплуатационных свойств ПА.

2.4. Продольная компоновка пожарного автомобиля

При размещении специальных агрегатов и пожарно-технического оборудования различают продольную и поперечную компоновку ПА.

Продольная компоновка предопределяется типом кабины для боевого расчета: раздельная, полусалонная, салонная. В свою очередь, тип кабины зависит от расположения двигателя относительно оси передних колес (рис. 2).

Предпочтительным является расположение двигателя за осью передних колес, что позволяет выбирать кабину салонного типа и использовать вагонную компоновку ПА. За счет такой компоновочной схемы возможно:

- повысить коэффициент использования площади шасси;
- снизить центр масс, повысить устойчивость машины;
- снизить высоту подножки салона, обеспечить удобство посадки и высадки;
- расположить сидения бойцов продольно, обеспечить их контакт с командиром;
- полнее удовлетворить требования эргономики;
- обеспечить пассивную безопасность;
- улучшить обзор дороги.

Примером использования вагонной компоновки могут служить пожарные автоцистерны АЦ-40(130)-163, АЦ-40(133ГЯ)-203 и др.

Вторым фактором, определяющим продольную компоновку пожарного автомобиля, является расположение пожарного насоса: переднее, среднее, заднее (п.п. 2.2).

Как ранее отмечалось, предпочтительной в настоящее время является средняя компоновочная схема, так как при расположении насоса в середине машины упрощается его привод, снижается высота расположения центра масс машины, упрощаются водопенные коммуникации, облегчается управление и боевое развертывание, снижается материалоемкость, не требуется подогрев насоса.

К недостаткам данной схемы размещения пожарного насоса следует отнести сложность его обслуживания и потенциальную возможность травмирования личного состава.

При продольной компоновке ПА должны быть выдержаны следующие принципы размещения пожарно-технического оборудования:

- соответствующее расположение оборудования относительно управляемой и ведущей оси;
- безопасность личного состава;
- удовлетворение требований эргономики;

- удобство боевого развертывания;
- учет функционального назначения, значимости, последовательности использования, частоты применения, наименьшего расстояния дооборудования.

2.5. Поперечная компоновка пожарного автомобиля

Поперечная компоновка пожарного автомобиля определяется в первую очередь размером и формой поперечного сечения цистерны: круглая, эллиптическая, прямоугольная, сложная.

Предпочтительной является прямоугольная форма, которая позволяет при равной вместимости цистерны снизить ее центр масс, уменьшить металлоемкость, упростить технологию изготовления, смягчить гидравлический удар. В то же время цистерна с прямоугольной формой сечения проигрывает в жесткости, особенно при выполнении из стеклопластика.

Вторым определяющим фактором поперечной компоновки является расположение боковых отсеков кузова. Эти отсеки могут изготавливаться и крепиться одним из следующих 4-х способов:

- жестко к цистерне, что приводит к концентрации местных напряжений;
- в виде несущего кузова, эластично закрепленного на раме;
- отдельно с цистерной на независимых эластичных креплениях;
- отдельно с цистерной на общем подрамнике, эластично закрепляемом на раме шасси.

Последний вариант исполнения и крепления боковых отсеков кузова обеспечивает наибольшую долговечность и технологичность пожарной надстройки. При креплении ее элементов следует придерживаться основного принципа - крепление должно быть эластичным, но не сильно податливым для обеспечения устойчивости во время движения. Практически для конструктивного элемента массой 6 т достаточно три точки крепления.

Особое значение с точки зрения устойчивости ПА при движении имеет внутренняя компоновка цистерны. Согласно зарубежным стандартам (Франция) масса огнетушащих веществ одного отсека, на которые разделена цистерна, не должна превышать 1500 кг. Это условие обеспечивается устройством поперечных или продольных, в случае широких поперечных цистерн, волноломов.

В последнее время для гашения колебаний жидкости в цистерне используются эластично закрепленные Демпферы.

При поперечной компоновке ПА должны быть выдержаны следующие принципы размещения пожарно-технического оборудования:

- безопасность личного состава;
- удовлетворение требованиям эргономики;
- равномерное распределение оборудования по бортам машины, а так же другие принципы, изложенные при рассмотрении продольной компоновки ПА.

2.6. Разработка компоновочной схемы пожарного автомобиля

Общая компоновка ПА определяется главным образом двумя факторами: численностью боевого расчета (посадочной формулой); типом пожарной надстройки.

При посадочной формуле 1+2 используется стандартная кабина водителя, при формуле 1+5 - кабина и салон с одним рядом сидений, при формуле 1+8- кабина и салон с двумя рядами сидений или общий салон и принимается вагонная компоновка ПА (рис.4). Последняя позволяет на 10...15 % уменьшить габаритную длину машины и улучшить целый ряд ее тактико-технических показателей (п.п. 2.4).

Оставшаяся после установки кабины (салона) часть рамы шасси используется для размещения пожарной надстройки. При этом последняя может вписываться на остаток рамы или быть значительно длиннее и требовать удлинения рамы, как, например, при компоновке коленчатого подъемника Бронто Лифт 30-3 на неполноприводном шасси КамАЗ 53213

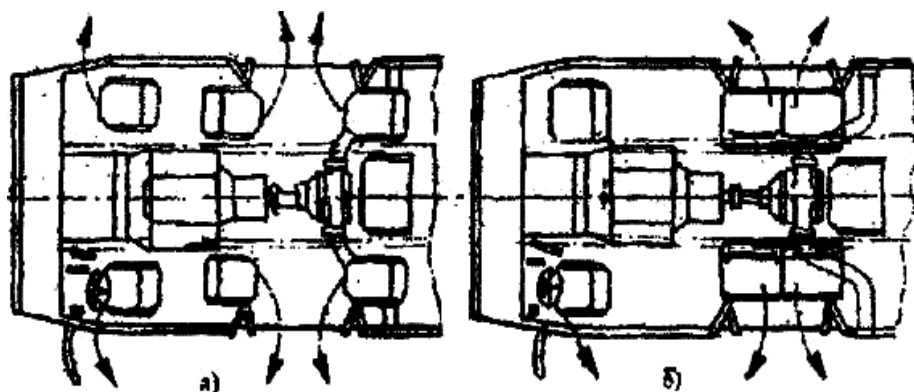


Рис. 4. Возможные варианты размещения боевого расчета в салоне:
а) по ходу ПА; б) в продольной плоскости

Разработка компоновочной схемы ПА начинается с определения его собственной (снаряженной) массы без учета массы надстройки. С учетом коэффициента снаряженной массы, собственная масса снаряженного ПА - m_c определяется как:

$$m_c = m_n \cdot q, \quad (2)$$

где m_n - номинальная грузоподъемность, кг (масса перевозимого груза, указанная в технической характеристике автомобиля); q - коэффициент снаряженной массы.

Значения q приведены в табл. 7.

Таблица 7

Значения коэффициента снаряженной массы

Автомобили с колесной формулой 4×2 и 6×4					
$m_H, \text{ т}$	1,5	3,0	5,0	8,0	12,0 и более
q	1,15	0,8	0,7	0,65	0,62
Автомобили полноприводные					
Колесная формула	4×4		6×6		8×8
q	1,6...1,7		1,4...1,5		1,3...1,4

Полная масса ПА - m_a (кг) определяется как сумма следующих масс:

$$m_A = m_H + m_C + 85z = m_H(1 + q) + 85z, \quad (3)$$

где z - число мест в кабине (салоне) боевого расчета, включая водителя.

При определении числа осей ПА прежде всего следует учесть единые международные нормы весовых ограничений для автотранспортных средств, обусловленные прочностью дорожных покрытий. Для ПА, относящихся к автомобилям группы Б, предназначенным для эксплуатации по всей сети дорог, допустимая нагрузка на одинарную неуправляемую ось должна быть не более 60 кН, на одинарную управляемую ось - 45 кН. Тогда общее число осей - k определяется:

$$k = (G_A - k_y G_y) / G_{HY} + k_y, \quad (4)$$

где G_A - полный вес автомобиля $G_A = m_A g, \text{ Н}$;

g - ускорение свободного падения, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$;

k_y - число управляемых осей;

G_y - весовая нагрузка на управляемую ось, Н;

G_{HY} - допустимая весовая нагрузка на неуправляемую ось, Н.

Минимальное число осей - k_{min} определяется из условия возможности установившегося движения ПА с небольшой скоростью в заданных дорожных условиях по сцеплению:

$$k_{min} > G_A \cdot \psi_{max} (1 - 0,3 \varphi_p) / (G_{HY} \cdot \varphi_p),$$

где ψ_{max} - максимальное значение коэффициента суммарного сопротивления дороги, для расчетов принимается 0,150;

φ_p - расчетный коэффициент сцепления, принимается равным 0,4.

Колесная база - L является одним из наиболее важных параметров

конструкции ПА. Ее значение определяется в соответствии с формулой:

$$L = G_H (1_K + \Delta + 0,5 l_{пл}) / (G_H + G_o - G_1), \quad (5)$$

где G_H - номинальный вес груза, Н;

1_K - расстояние от передней оси автомобиля до задней стенки кабины, мм (рис. 5);

Δ - зазор между задней стенкой кабины и кузовом $\Delta \equiv 100$ мм;

$l_{пл}$ - длина грузовой платформы, выбирается по прототипу или в зависимости от габаритов размещаемого оборудования, мм;

G_o , G_1 - весовая нагрузка на переднюю ось автомобиля без груза и с грузом, Н.

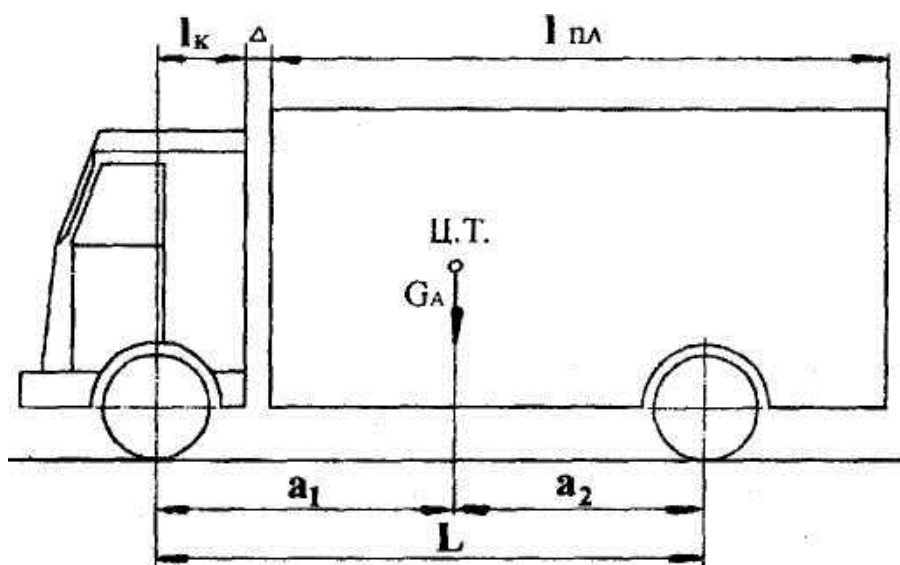


Рис. 5. Схема к определению колесной базы ПА:

1_K - расстояние от передней оси до задней стенки кабины; Δ - зазор между задней стенкой кабины и кузовом; $l_{пл}$ - длина грузовой платформы; a_1 - расстояние от передней оси до центра тяжести; a_2 - расстояние от задней оси до центра тяжести; L - колесная база

Для автомобилей с колесной формулой 4x2 и 4x4:

- с кабиной за двигателем $G_o = 0,8G_1$, $1_K = 1500...1600$ мм;

- с кабиной над двигателем $G_o = 0,7G_1$, $1_K = 600...660$ мм.

Для автомобилей с колесной формулой 6x4 и 6x6:

- с кабиной за двигателем $G_o = (0,8...0,9)G_1$, $1_K = 1300...1600$ мм;

- с кабиной над двигателем $G_o = 0,75G_1$, $1_K = 360$ мм (КамАЗ).

На основании данных о распределении весовых нагрузок по осям существующих ПА можно предварительно определить нагрузки на оси проектируемых автомобилей.

Для компоновочной схемы кабина за двигателем весовая нагрузка на

заднюю ось $G_2 = (0,70...0,75) G_A$;

- для схемы кабина над двигателем - $G_2 = (0,55...0,70) G_A$;

- для схемы с балансирной подвеской средней и задней оси $G_2 = G_3$ и $G_2 + G_3 = (0,74...0,78) G_A$.

Для полноприводных автомобилей типа 6х6 с одинарными колесами и балансирной подвеской сближенных осей весовая нагрузка на тележку принимается из выражения:

$$G_2 + G_3 = (0,68...0,74)G_A.$$

При компоновке необходимо чтобы пожарная надстройка не перегружала шасси, не изменяла распределение весовых нагрузок по осям, не поднимала центр тяжести, не увеличивала габариты машины, не ухудшала параметры профильной (геометрической) проходимости. Максимальная высота расположения оборудования не должна превышать 1,8 м от поверхности земли. Размещение оборудования в глубину отсека должно быть не более 0,6 м.

На основании проработки размещения пожарного оборудования, обеспечивающего оптимальные тактико-технические показатели ПА, составляется эскизная компоновка и схема весовых нагрузок действующих на ПА (рис.6.). Она позволяет определить координаты центра тяжести (масс) машины, распределение весовых нагрузок (масс) по ее осям, моменты инерции относительно продольной и поперечной оси, коэффициент поддрессоренных масс.

После определения координат центров тяжести (масс) отдельных элементов ПА (двигателя, кабины, цистерны, насоса и т.д.), а также вывозимого пожарного оборудования, составляются уравнения моментов относительно одной из осей (точки А) и результаты заносятся в табл. 4. Координаты центра тяжести ПА (мм) определяются как:

$$x_{Ga} = \sum(G_i \cdot x_i) / G_A; \quad y_{Ga} = \sum(G_i \cdot y_i) / G_A; \quad z_{Ga} = \sum(G_i \cdot z_i) / G_A, \quad (6)$$

где, x_{Ga}, y_{Ga}, z_{Ga} - координаты центра тяжести ПА по осям Ох, Оу, Oz;

G_i - вес отдельных элементов конструкции ПА, Н;

G_A - полный вес ПА, равный сумме G_i Н;

x_i, y_i, z_i - координаты центров тяжести отдельных элементов конструкции ПА по осям Ох, Оу, Oz, мм.

Распределение полного веса ПА на заднюю ось - G_2 и переднюю ось - G_1 (Н) вычисляется по нижеследующим формулам. Полученные результаты сравниваются с предварительно принятыми значениями:

$$G_2 = G_A \cdot a_1 / L; \quad G_1 = G_A - G_2 \quad (7)$$

где a_1 - расстояние от передней оси до центра тяжести ПА, мм;

L - колесная база ПА, мм.

От колесной базы шасси, переднего и заднего свеса, габаритной длины

зависит интенсивность продольных колебаний ПА, так называемого галопирования, определяющего его устойчивость, управляемость и плавность хода.

Значения расстояний центра тяжести автомобиля от передней и задней оси характеризуют распределение масс по осям. Оптимальным для ПА считается соотношение:

$$a_1 : a_2 = (2/3) : (1/3).$$

Для обеспечения нормальной загрузки передней и задней оси при продольной компоновке ПА необходимо соблюдать правило - громоздкое пожарное оборудование не должно выходить за колесную базу шасси

Для снижения колебаний подрессоренных масс относительно продольной оси, обеспечения устойчивости и управляемости ПА необходимо при его поперечной компоновке соблюдать равномерное распределение по бортам машины масс отдельных конструктивных элементов, обеспечивая расположение поперечных координат их центров масс на продольной оси ПА

$$y_{mi} = 0,5 B,$$

где B – колея автомобиля

2.7. Варианты модульной компоновки пожарного автомобиля

Совершенствование тактико-технических показателей ПА идет в двух противоположных приоритетных направлениях, в частности, **универсализации и специализации**.

Универсализация ПА заключается в расширении набора огнетушащих веществ и номенклатуры пожарно-технического оборудования, в установке дополнительного оборудования, коленчатых подъемников, гидравлических лестниц, осветительных мачт, генераторов, укомплектовании наборами специального инструмента и т.д.

Специализация заключается в создании ПА определенного целевого назначения для конкретных объектов и производств, на которых использование традиционных технических средств и огнетушащих веществ неэффективно [12].

В связи с вышеизложенными тенденциями развития ПА появился модульный принцип их компоновки:

- из сборочных модулей, монтируемых на заводе-изготовителе, например, модификация цистерны с комбинированным насосом АЦ-40(131)-137А 01;

- из сменных модулей на автомобильном шасси, имеющем собственный механизированный подъемник;

- из сменных кузовов, устанавливаемых собственной лебедкой или посторонним грузоподъемным устройством;

-из прицепных модулей на одноосных прицепах с ведущими колесами (колесная формула машины 6×4).

При некотором повышении материалоемкости конструкции ПА, сменного кузова или прицепа (полуприцепа) модульная компоновка позволяет:

- расширить типаж ПА с наименьшими финансовыми затратами;

- улучшить тактические показатели машины;

- упростить технологию сборки и технического обслуживания; расширить возможности международной специализации и кооперации при производстве мобильной пожарной техники и в первую очередь ПА.

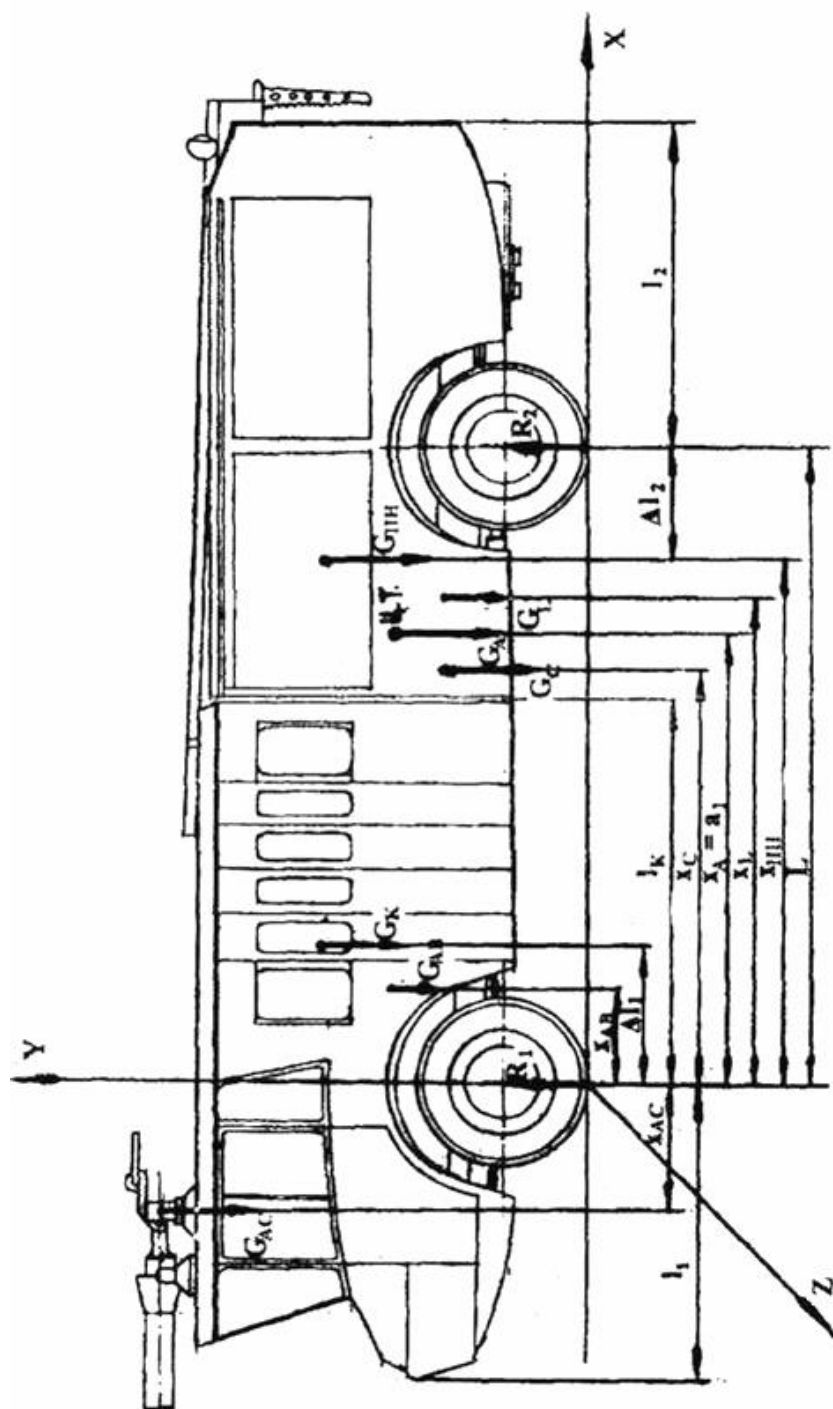


Рис. 6. Схема весовых нагрузок, действующих на ПА, и координаты их приложения: l_1 и l_2 - передний и задний свес; l_{K3} - свес кабины задний относительно передней оси; Δl_1 и Δl_2 - смещение масс кабины и надстройки относительно передней и задней оси; G_K , G_C , $G_{ПН}$, G_A - соответственно, вес кабины, снаряженного ПА без надстройки, пожарной надстройки, полный вес ПА.

3. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

Способность ПА в кратчайший срок прибывать к месту вызова оценивается главным образом его тягово-скоростными свойствами. Они определяют диапазон скоростей движения и предельные ускорения ПА, возможные на тяговом режиме по техническим характеристикам двигателя и сцеплению ведущих колес с дорогой в различных эксплуатационных условиях.

Тягово-скоростные свойства ПА предварительно можно оценить по удельной мощности, представляющей отношение эффективной мощности двигателя к полной массе автомобиля (табл.3). По рекомендациям ВНИИПО значение удельной мощности для ПА должно быть не менее $15 \text{ кВт} \cdot \text{т}^{-1}$, а для автомобилей первой помощи (АПП, АБР) в два раза выше.

Для более точной оценки этих свойств в теории автомобиля используются 13 наиболее ходовых показателей [13]. Однако с учетом специфики движения и условий эксплуатации ПА для оценки его тягово-динамических свойств рекомендуются четыре основные показателя: максимальная скорость, максимальный преодолеваемый подъем, время разгона до заданной скорости, минимальная устойчивая скорость.

3.1. Выбор параметров тягового расчета пожарного автомобиля

Для проведения тягового расчета необходимо выбрать типоразмер пневматических шин, относительную радиальную деформацию их профиля, механический КПД трансмиссии, коэффициент обтекаемости машины, коэффициент сопротивления движению и предварительно определить динамический и кинематический радиусы колеса, а также площадь Миделя.

3.1.1. Типоразмер шин и радиусы колеса

Выбор пневматических шин производится с учетом их номенклатуры по наиболее нагруженным колесам ПА.

Динамический радиус колеса – r_d (м) в первом приближении принимается равным статическому радиусу прототипа – $r_{ст}$, который приводится в ГОСТ на пневматические шины.

При отсутствии данных по статическому радиусу для эластичных шин пользуются следующим выражением:

$$r_D = 0,5 d + \lambda_{ш} \cdot \Delta \cdot B_{ш}, \quad (8)$$

где d - посадочный диаметр обода колеса, указанный в маркировке шины в мм или дюймах, м;

$\lambda_{ш}$ - относительная радиальная деформация профиля шины (коэффициент смятия шины под нагрузкой), принимаемый $\lambda_{ш} = 0,89...0,9$;

Δ - отношение высоты профиля шины к ее ширине: для обычных автомобильных шин принимается $\Delta = 1$, для широкопрофильных и арочных указывается в маркировке шины;

$B_{ш}$ - ширина профиля шины, указанная в маркировке в мм, м.

Радиус качения колеса (кинематический) - r_k определяется экспериментально. При отсутствии экспериментальных данных для диагональных шин принимают $r_k = 1,02 r_D$, для радиальных шин $r_k = 1,04 r_D$.

3.1.2. Коэффициент полезного действия трансмиссии

Коэффициент полезного действия механической трансмиссии (КПД) характеризует потери мощности в механизмах трансмиссии при ее передаче от первичного вала коробки передач до ведущих колес.

КПД механической трансмиссии - $\eta_{тр}$ равен произведению коэффициентов полезного действия входящих в трансмиссию механизмов:

$$\eta_{тр} = \eta_{кп} \cdot \eta_{ок} \cdot \eta_k \cdot \eta_{Г} \cdot \eta_{кр} \quad (9)$$

где :

$\eta_{кп}$ - КПД коробки передач (основной), принимаемый $0,96...0,98$;

$\eta_{ок}$ - КПД дополнительной коробки (раздаточной, демультипликатора) маркируемый в пределах $0,93...0,97$;

η_k - КПД карданной передачи, для одного шарнира $\eta_k = 0,995$;

$\eta_{Г}$ - КПД главной передачи, варьируемый в пределах $0,93...0,97$;

$\eta_{кр}$ - КПД колесного редуктора, принимаемый $\eta_{кр} = 0,96...0,98$.

При работе двигателя по скоростной характеристике КПД механической трансмиссии принимается в пределах $0,8...0,92$, при этом большие значения относятся к легковым, а меньшие к грузовым полноприводным автомобилям.

3.1.3. Коэффициент обтекаемости и площадь Миделя

Аэродинамические свойства ПА характеризуются фактором обтекаемости, представляющим собой произведение коэффициента

обтекаемости и площади лобового сопротивления (Миделя).

Коэффициент обтекаемости - $\kappa_{\text{с}}$ равен силе сопротивления воздуха, действующей на один квадратный метр лобовой площади ПА при скорости его движения $1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Коэффициент обтекаемости зависит от формы кузова ПА и угла натекания потока воздуха. Определяется он экспериментально продувкой натуральных образцов или моделей ПА в аэродинамической трубе.

В проектных расчетах коэффициент обтекаемости для автомобилей разного типа и назначения следует выбирать в пределах, указанных в табл. 8.

Таблица 8

Значения коэффициента обтекаемости автомобилей разного типа

Тип автомобиля	Символ	Значения, $\text{Н с}^2 \text{ м}^{-4}$
Легковой	$\kappa_{\text{с}}$	0,15...0,35
Автобус	$\kappa_{\text{с}}$	0,25...0,40
Грузовой	$\kappa_{\text{с}}$	0,50...0,65
Пожарный	$\kappa_{\text{с}}$	0,55...0,70
Автопоезд	$\kappa_{\text{с}}$	0,55...0,95

Площадь Миделя — $S_{\text{м}}$ равна площади проекция ПА на плоскость, перпендикулярную его продольной оси. В проектных расчетах она определяется из выражения:

$$S_{\text{м}} = \alpha \cdot B_{\text{А}} \cdot H_{\text{А}}, \quad (10)$$

где α - коэффициент заполнения площади:

для легковых автомобилей $\alpha = 0,78...0,80$;

для грузовых автомобилей и автопоездов $\alpha = 0,75...0,90$;

$B_{\text{А}}$ - габаритная (наибольшая) ширина ПА, определяемая по компоновочной схеме или принимаемая по прототипу, м (табл. 3);

$H_{\text{А}}$ - габаритная (наибольшая) высота ПА, определяемая по компоновочной схеме или принимаемая по прототипу, м (табл. 3).

Фактор обтекаемости - $K_{\text{с}}$ определяется как:

$$K_{\text{с}} = \kappa_{\text{с}} \cdot S_{\text{м}} \quad (11)$$

3.2. Расчет параметров двигателя пожарного автомобиля

Требуемая эффективная мощность двигателя определяется из уравнения мощностного баланса при движении ПА с максимальной

скоростью:

$$N_{Eg} = (\Psi_g \cdot G_A \cdot g_{Amax} + \kappa_B \cdot S_M \cdot g_{Amax}^3) / 1000 \cdot \eta_{тр}, \quad (12)$$

где N_{Eg} - эффективная мощность двигателя при максимальной скорости движения ПА (кВт);

Ψ_g - коэффициент сопротивления движению, соответствующий четвертой категории дорог, принимается $\Psi_g = 0,02$.

Максимальная эффективная мощность двигателя - N_{Emax} (кВт) определяется с помощью следующих соотношений:

для бензиновых двигателей:

легковые автомобили $N_{Emax} = 1,10 N_{Eg};$

грузовые автомобили $N_{Emax} = 1,08 N_{Eg}; \quad (13)$

для дизельных двигателей $N_{Emax} = N_{Eg}.$

3.2.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Внешняя скоростная характеристика является основой технического расчета проектируемого двигателя. Ее расчет ведется, как правило, по формуле С.Р. Лейдермана [9]:

$$N_E = N_{Emax} \left(a(n/n_N) + b(n/n_N)^2 - c(n/n_N)^3 \right), \quad (14)$$

где N_E - текущие значения эффективной мощности;

a, b, c - постоянные для каждого типа двигателя коэффициенты:

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

для дизельного двигателя $a = 0,53, b = 1,56, c = 1,09;$

n - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об·мин⁻¹

n_N - частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности двигателя, об·мин⁻¹ (табл. 3).

Эффективный вращающий момент двигателя - M_E при этом определяется как:

$$M_E = 9550 \cdot N_E / n, \quad (15)$$

где n - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об·мин⁻¹.

Далее последовательно задаются 5...6-тью текущими значениями частоты вращения коленчатого вала двигателя от минимального,

принимаемого в пределах $600...800 \text{ об} \cdot \text{мин}^{-1}$, до максимального значения прототипа. Для ПА, базирующихся в основном на шасси грузовых автомобилей, двигатели которых имеют ограничитель частоты вращения коленчатого вала, за максимальное значение частоты можно принять частоту вращения коленчатого вала при максимальной мощности двигателя из табл. 3.

Скоростной интервал между задаваемыми значениями частоты вращения коленчатого вала двигателя принимается в диапазоне $500...1000 \text{ об} \cdot \text{мин}^{-1}$. Далее для заданных частот вращения коленчатого вала по формулам (14, 15) рассчитываются значения эффективной мощности и вращающего момента двигателя. Результаты расчетов заносятся в табл. 9.

Таблица 9

Параметры внешней скоростной характеристики двигателя

$n, \text{ об} \cdot \text{мин}^{-1}$	600	1200	1800	2400	3000	3600	...
$N_E \text{ кВт}$							
$M_E, \text{ Н} \cdot \text{м}$							

По данным табл. 9 на миллиметровой бумаге в функции частоты вращения коленчатого вала строятся кривые эффективной мощности и вращающего момента проектируемого двигателя $N_E = f(n)$ и $M_E = f(n)$, т.е. внешняя скоростная характеристика. Образец этой характеристики двигателя приведен на рис. 7. Резкий перегиб характеристик указывает на наличие в конструкции двигателя регулятора частоты вращения коленчатого вала, включающегося в работу при частоте - $n_{\text{рег}}$.

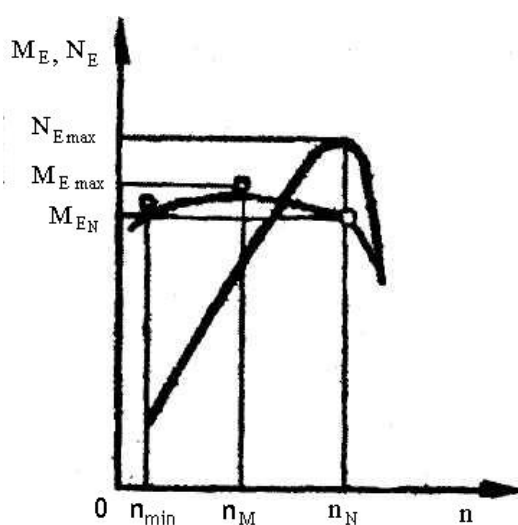


Рис.7. Внешняя скоростная характеристика двигателя

3.3. Расчет параметров трансмиссии

Правильный расчет параметров трансмиссии является необходимой предпосылкой получения высоких средних скоростей движения ПА и его хорошей топливной экономичности.

3.3.1. Передаточное число главной передачи

Передаточное число главной передачи – i_{Γ} определяется из условия обеспечения заданной максимальной скорости движения ПА на высшей ступени в коробке передач по формуле:

$$i_{\Gamma} = 0,377 r_K \cdot n_g / (i_{кпв} \cdot i_{\partialкв} \cdot v_{Аmax}), \quad (16)$$

где r_K - кинематический радиус качения колеса, м;

$i_{кпв}$ - передаточное число высшей ступени основной коробки:

для коробок грузовых автомобилей с числом передач, не превышающим шесть, $i_{кпв} = 1$;

для остальных автомобилей принимается 0,6... 1,0.

$i_{\partialкв}$ - передаточное число высшей передачи дополнительной коробки передач или демультипликатора, в расчетах принимается 1...1,44 (1 - при ее отсутствии);

$v_{Аmax}$ - максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче, км·ч⁻¹;

n_g - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной скорости движения ПА, об·мин⁻¹. Она определяется через коэффициент оборотистости двигателя:

$$n_g = v_{Аmax} \cdot n_{од}, \quad (17)$$

где $n_{од}$ - коэффициент оборотистости двигателя, принимаемый для легковых автомобилей и грузовых с дизельным двигателем в пределах 30...35, для грузовых автомобилей с бензиновым двигателем - 35...45.

Для полноприводных автомобилей высокой проходимости с одинарными (односкатными) подкачиваемыми колесами в целях улучшения динамических качеств передаточное число назначается на 10...20 % больше, чем у базовых моделей общего назначения. При наличии на автомобиле гидромеханической передачи передаточное число устанавливается на 5...10 % меньше передаточного числа, применяемого

при механической коробке передач.

Для получения достаточного дорожного просвета и простой конструкции главной передачи не рекомендуется превышать следующие значения передаточных чисел: для легковых автомобилей - 5; грузовых грузоподъемностью до 8 т - 7; грузовых грузоподъемностью свыше 8 т - 9.

3.3.2. Передаточное число низшей ступени коробки передач

Передаточное число низшей (первой) ступени основной коробки передач - $i_{кпн}$ находится из условия преодоления автомобилем максимального сопротивления дороги:

$$i_{кпн} = G_A \cdot \psi_{\max} \cdot r_D / (M_{E \max} \cdot i_{ок} \cdot i_G \cdot \eta_{mp}), \quad (18)$$

где $\psi_{\max}$ - максимальное значение суммарного коэффициента сопротивления дороги, принимаемое в расчетах равным 0,4.

Полученное значение первой передачи основной коробки проверяется по условию буксования. Буксования не будет, если выполняется неравенство:

для заднеприводных ПА

$$i_{кпн} \leq G_\phi \cdot \phi_{сц} \cdot r_D / (M_{E \max} \cdot i_{ок} \cdot i_G \cdot \eta_{mp}) \cdot (L / (L - h_g \cdot \phi_{сц}));$$

для полноприводных ПА

$$i_{кпн} \leq G_\phi \cdot \phi_{сц} \cdot r_D / (M_{E \max} \cdot i_{ок} \cdot i_G \cdot \eta_{mp}); \quad (19)$$

где G_ϕ , - сцепной вес ПА, т.е. вес приходящийся на ведущую ось, Н;

$\phi_{сц}$ - коэффициент сцепления шин с дорогой, принимаемый для сухого шоссе 0,7...0,8;

L - база автомобиля, принимается из компоновочной схемы, м;

h_g - высота центра масс, принимается из компоновочной схемы, м

3.3.3. Передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач

Передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач выбираются из условия обеспечения максимальной интенсивности разгона ПА, а также возможности длительного движения при повышенном сопротивлении дороги.

Для использования в процессе разгона ПА наибольшей средней мощности двигателя, частота вращения его коленчатого вала должна

находиться в диапазоне частот, близких к частоте, соответствующей максимальной мощности. Тогда передаточное число каждой последующей ступени получается из предыдущего умножением на постоянный множитель ряда геометрической прогрессии. Для i -й ступени коробки передач имеем:

$$i_{kpi} = (i_{kpi}^{m-1} \cdot i_{kpi}^{i-1})^{1/(m-1)} \quad (20)$$

где: i_{kpi} - передаточное число i -й ступени коробки передач;

i_{kpi} - передаточное число низшей ступени коробки передач;

i_{kpi} - передаточное число высшей ступени коробки передач;

m - количество ступеней коробки передач.

3.3.4. Передаточное число низшей ступени дополнительной коробки передач

Дополнительные коробки передач бывают двух типов: демумплекаторы и раздаточные коробки. Первые применяются в трансмиссиях многоосных ПА с не ведущими передними осями. Раздаточные коробки применяются в трансмиссиях полноприводных ПА.

Передаточное число низшей ступени дополнительной коробки передач определяется из условия обеспечения возможности движения ПА по дороге с заданным суммарным коэффициентом сопротивления:

$$i_{dkn} = G_A \cdot \psi_{max} \cdot r_D / (M_{E_{max}} \cdot i_{kpi} \cdot i_G \cdot \eta_{mp}), \quad (21)$$

где i_{dkn} - передаточное число низшей ступени дополнительной коробки передач;

ψ_{max} - максимальное значение суммарного коэффициента сопротивления дороги, принимаемое для ПА с демумплекатором $\psi_{max} = 0,4...0,55$, для ПА с раздаточной коробкой - $\psi_{max} = 0,7...0,9$.

Полученное значение i_{dkn} проверяется по условию сцепления ведущих колес с дорогой:

$$i_{dknf} = G_\phi \cdot \phi_{сц} \cdot r_D / (M_{E_{max}} \cdot i_{kpi} \cdot i_G \cdot \eta_{mp}), \quad (22)$$

где i_{dknf} - передаточное число низшей ступени дополнительной коробки передач по условиям сцепления ведущих колес с дорогой, а также по условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения ПА:

$$i_{dkn \ g} = 0,377 \cdot r_k \cdot n_{min} / (i_{kpi} \cdot i_G \cdot g_{min}), \quad (23)$$

где $i_{\partial \kappa \eta}$ - передаточное число низшей ступени дополнительной коробки передач по условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения ПА;

$n_{\min}$ - минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, принимаемая из табл. 6, об·мин⁻¹;

$\vartheta_{\min}$ - минимальная устойчивая скорость движения ПА, принимаемая равной 2...3 км·ч⁻¹.

3.4. Построение тяговой характеристики пожарного автомобиля

Тяговое усилие на колесе определяется из выражения:

$$F_{Ki} = M_E \cdot i_{\kappa ni} \cdot i_{\partial \kappa} \cdot \eta_{mp} / r_D, \quad (24)$$

где F_{Ki} - тяговое усилие при i -й ступени коробки передач, Н;

M_E - эффективный вращающий момент двигателя, принимаемый в соответствии с выбранными частотами вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике (рис. 7), Н м;

$i_{\kappa ni}$ - передаточное число i -й ступени коробки передач.

Скорость движения ПА - ϑ_A (м·с⁻¹) при заданной частоте вращения коленчатого вала двигателя — n (об·мин⁻¹) с учетом передаточного числа трансмиссии вычисляется по формуле:

$$\vartheta_A = 0,105 \cdot r_K \cdot n / i_{TP}, \quad (25)$$

где: r_K - кинематический радиус качения колеса, м;

i_{TP} - общее передаточное число трансмиссии, определяемое как:

$$i_{TP} = i_{\kappa n} \cdot i_{\partial \kappa} \cdot i_G \quad (26)$$

Результаты расчетов сводятся в табл. 10, по данным которой на миллиметровой бумаге строятся для каждой передачи графические зависимости $F_{Ki} = f(\vartheta_A)$, т.е. тяговая характеристика ПА (рис.8)

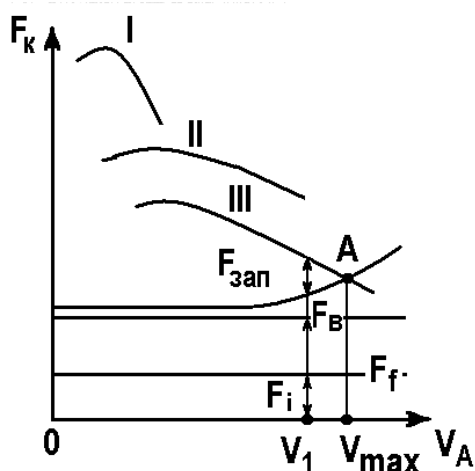


Рис. 8. Тяговая характеристика пожарного автомобиля

Таблица 10

Параметры тяговой характеристики пожарного автомобиля

Передача	Параметр	Частота вращения коленчатого вала двигателя, об·мин ⁻¹				
		600	1200	1800	2400	...
1	F_{K1} , Н					
	ϑ_A , м·с ⁻¹					
2	F_{K2} , Н					
	ϑ_A , м·с ⁻¹					
и т.д.	F_{Ki} , Н					

3.5. Построение динамической характеристики пожарного автомобиля

Для построения динамической характеристики ПА пользуются уравнением так называемого динамического фактора:

$$D = (F_K - F_B) / G_A, \quad (27)$$

где: D - динамический фактор, предложенный академиком Е.А. Чудаковым для сравнительной оценки динамических свойств автомобилей с различными техническими характеристиками;

F_B - сила сопротивления воздуха, определяемая через фактор обтекаемости (формула 11) и скорость движения ПА, Н:

$$F_B = K_B \cdot (\vartheta_A)^2, \quad (28)$$

Результаты расчетов, аналогично порядку построения тяговой характеристики, сводятся в табл. 11, по данным которой на миллиметровой бумаге строятся для каждой передачи графические зависимости $D_i = f(\vartheta_A)$, т.е. динамическая характеристика ПА (рис. 9).

Таблица 11

Параметры динамической характеристики пожарного автомобиля

Передача	Параметр	Частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин ¹				
		600	1200	1800	2400	...
1	$F_{K1}, \text{Н}$					
	$g_A, \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$					
	$F_{B1}, \text{Н}$					
	D_1					
2	$F_{K2}, \text{Н}$					
	$g_A, \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$					
	$F_{B2}, \text{Н}$					
	D_2					
и т.д.	D_i					

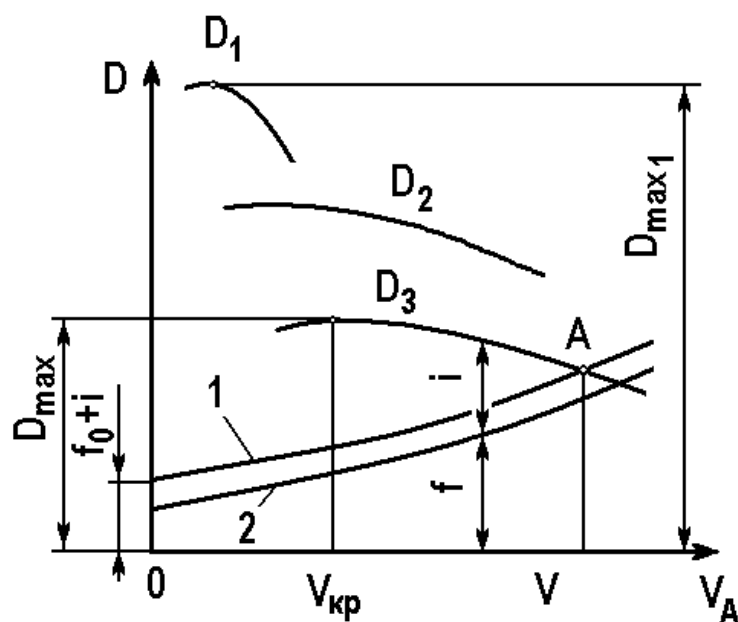


Рис.9. Динамическая характеристика пожарного автомобиля :
1-сила сопротивления подъема; 2-сила сопротивления качению ПА

Ускорение ПА - j_A на горизонтальной дороге определяется как:

$$j_A = (D_i - \Psi) \cdot g / \delta, \quad (29)$$

где Ψ - суммарный коэффициент сопротивления дороги, принимаемый для расчетов равным 0,02;

g - ускорение свободного падения, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$;

δ - коэффициент учета вращающихся масс, определяется как:

$$\delta = 0,05 + 1 + 0,07 \cdot (i_{kn})^2, \quad (30)$$

где i_{kn} - передаточное число коробки передач, выбирается в соответствии с рассчитываемой передачей.

Полученные величины ускорений заносятся в табл. 12, по данным которой строятся для различных передач графические зависимости $j_{Ai} = f(g_A)$

Таблица 12

Значения ускорения пожарного автомобиля на разных передачах

Передача	Параметр	Частота вращения коленчатого вала двигателя, обмин ¹				
		600	1200	1800	2400	...
	$g_A, \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$					
1	$j_{A1}, \text{м} \cdot \text{с}^{-2}$					
2	$j_{A2}, \text{м} \cdot \text{с}^{-2}$					
и т.д.	$j_{Ai}, \text{м} \cdot \text{с}^{-2}$					

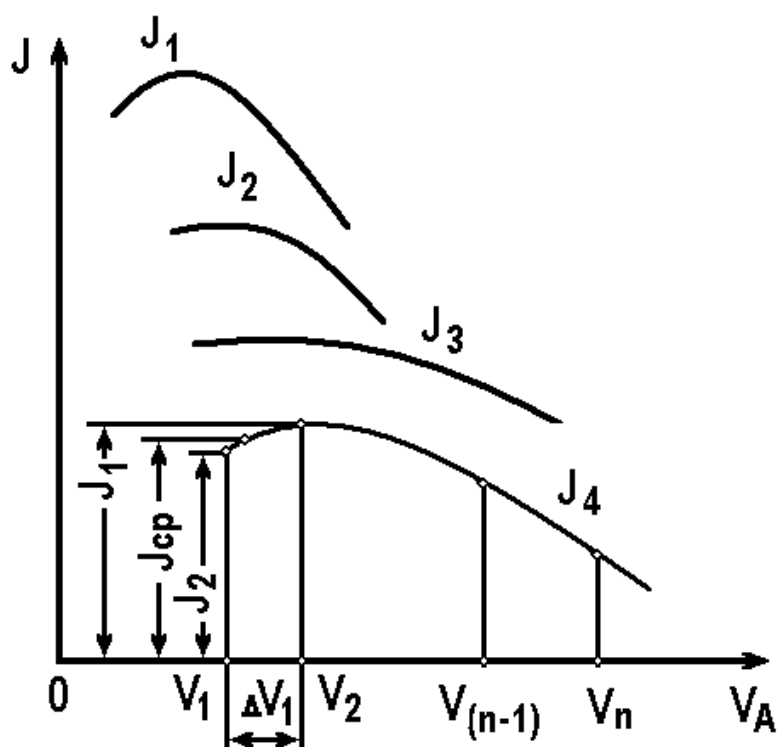


Рис. 10. Ускорение пожарного автомобиля на разных передачах

3.6. Построение графиков времени и пути разгона пожарного автомобиля

Графики времени $\tau = f(\vartheta_A)$ и пути разгона $s = f(\vartheta_A)$ строятся на основании графика ускорений ПА графоаналитическим методом. На кривой ускорений (рис. 10) выделяются участки, на которых скорость движения ПА соответствует его разгону на 1-й, 2-й и последующих передачах. Затем каждый из этих участков разбивается на четыре или более одинаковых интервалов скоростей, в пределах которых ускорение принимается постоянным. Значение интервала скоростей на 1-й передаче рекомендуется выбирать в пределах 0,5...1, на промежуточных - 1...3, на высшей - 3...4 м·с⁻¹. Границы интервалов и участков скоростей последовательно обозначают ϑ_1 ; ϑ_2 ; ϑ_3 ; ϑ_4 и т.д., а соответствующие им значения ускорений j_1 ; j_2 ; j_3 ; j_4 и т.д.

Время разгона ПА (с) определяется для каждого выбранного интервала скоростей:

$$\begin{aligned}\tau_1 &= 2(\vartheta_1 - 0)/(j_1 + 0); \\ \tau_2 &= 2(\vartheta_2 - \vartheta_1)/(j_1 + j_2); \\ \tau_3 &= 2(\vartheta_3 - \vartheta_2)/(j_2 + j_3) \text{ и т.д.}\end{aligned}\tag{31}$$

Затем для каждого интервала скоростей определяется путь разгона ПА(м):

$$\begin{aligned} S_1 &= (0 + a_1) \cdot \tau_1 / 2; \\ S_2 &= (a_1 + a_2) \cdot \tau_2 / 2; \\ S_3 &= (a_2 + a_3) \cdot \tau_3 / 2 \text{ и т.д.} \end{aligned} \quad (32)$$

Суммарное время и суммарный путь разгона ПА определяется суммированием соответствующих значений на отдельных интервалах:

$$\tau = \sum \tau_i = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots + \tau_n, \text{ с}; \quad (33)$$

$$S_i = \sum S_i = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n, \text{ м.} \quad (34)$$

Результаты вычислений заносятся в табл. 13, по данным которой строятся графические зависимости $\tau = f(a_A)$ и $s = f(a_A)$.

Таблица 13

Значения времени и пути разгона пожарного автомобиля

Величина	Интервал скоростей						
	1	2	3	4	5	...	i
Скорость в конце интервала - a , м·с ⁻¹							
Ускорение в конце интервала - j_i , м·с ⁻²							
Время разгона в интервале - τ_i , с							
Суммарное время разгона - $\tau = \sum \tau_i$, с							
Путь разгона в интервале - S_i , м							
Суммарный путь разгона - $s = \sum S_i$, м							

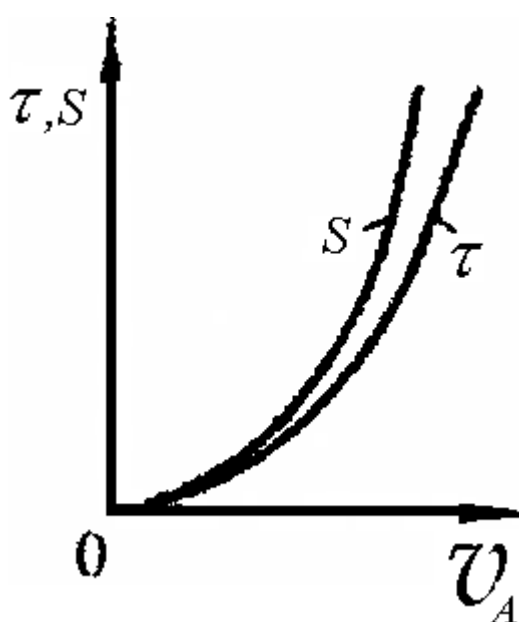


Рис 11. Время и путь разгона пожарного автомобиля

3.7. Построение графика мощностного баланса пожарного автомобиля

Для оценки эксплуатационных свойств ПА на практике удобно пользоваться графиком мощностного баланса. По значениям силы тяги на ведущих колесах (табл.10), для каждой передачи строятся кривые тяговой мощности в функции скорости движения $N_{ki} = f(\vartheta_A)$. При этом тяговая мощность на ведущих колесах - N_{ki} (кВт) определяется по следующей формуле:

$$N_{ki} = F_{ki} \cdot \vartheta_A / 1000. \quad (35)$$

Мощность - N_B (кВт), затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, определяется как:

$$N_B = F_B \cdot \vartheta_A / 1000. \quad (36)$$

Мощность - N_d (кВт), затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги, определяется как:

$$N_d = G_A \cdot \Psi \cdot \vartheta_A / 1000, \quad (37)$$

где Ψ - коэффициент сопротивления движению, принимается $\Psi = 0,02$.

Результаты расчетов сводятся в табл. 14, по данным которой строится график мощностного баланса, общий вид которого показан на рис. 12.

Таблица 14

Параметры мощностного баланса пожарного автомобиля

Параметр	Частота вращения коленчатого вала двигателя, об·мин ⁻¹				
	600	1200	1800	2400	...
ϑ_A , м·с ⁻¹					
N_B , кВт					
N_d , кВт					
N_{K1} , кВт					
N_{K2} , кВт					

$N_{Ки}, \text{ кВт}$					
-----------------------	--	--	--	--	--

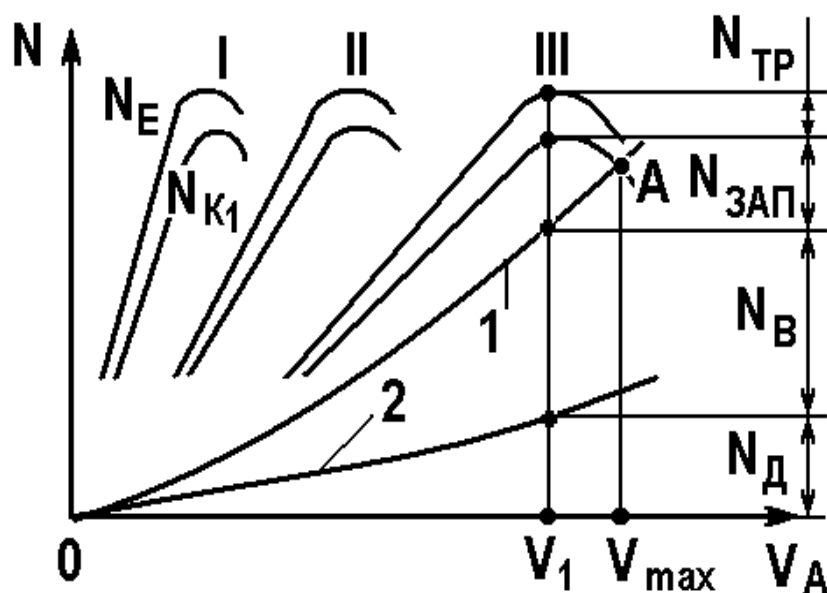


Рис. 12. График мощностного баланса пожарного автомобиля:
1-мощность сопротивления воздуха; 2-мощность сопротивления дороги

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

4.1. Показатели топливной экономичности пожарного автомобиля

Основным оценочным показателем топливной экономичности ПА является общий расход топлива, отнесенный к пройденному пути.

Топливо-экономической характеристикой называется зависимость путевого расхода топлива от скорости ПА при установившемся движении по дорогам с различным коэффициентом сопротивления. Она может быть построена для каждой передачи [14].

Путевой расход топлива определяется по формуле:

$$Q_s = q_N (N_d + N_B) k_n \cdot k_H / (36 \mathcal{G}_A \cdot \eta_{mp} \cdot \rho_T), \quad (38)$$

где Q_s - путевой расход топлива, л /100 км;

q_N - удельный расход топлива проектируемого двигателя при $N_{\max}$:

для карбюраторных двигателей $q_n = 260 \dots 310 \text{ г (кВт} \cdot \text{ч)}^{-1}$,

для дизелей $q_n = 195 \dots 230 \text{ г (кВт} \cdot \text{ч)}^{-1}$;

k_n - коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода

топлива в зависимости от частоты вращения коленвала двигателя;

k_H – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя;

ρ_T – плотность топлива:

для бензина $\rho_T = 0,72 \text{ г} \cdot \text{см}^{-3}$,

для дизельного топлива $\rho_T = 0,86 \text{ г} \cdot \text{см}^{-3}$.

В соответствии с методом И.С. Шлиппе [14]:

для карбюраторного двигателя

$$k_H = 2,75 - 4,61 I + 2,86 I^2;$$

для дизельного двигателя

$$k_H = 1,70 - 2,63 I + 1,92 I^2; \quad (39)$$

Для двигателей всех типов внутреннего сгорания

$$k_n = 1,23 - 0,792 n_0 + 0,58 n_0, \quad (40)$$

где I – степень использования мощности двигателя;

n_0 – относительная частота вращения коленвала двигателя.

Степень использования мощности двигателя для выбранных значений скорости ПА определяется по ранее построенному графику мощностного баланса (рис. 12) как отношение мощности сопротивления движению к мощности на колесах автомобиля:

$$I = (N_D + N_B) / N_K \quad (41)$$

Относительная (безразмерная) частота вращения коленчатого вала двигателя представляет собой отношение заданной частоты к частоте, соответствующей максимальной мощности двигателя. Она также определяется из графика мощностного баланса как отношение заданной скорости движения к скорости ПА при максимальной мощности двигателя, т.е.

$$n_0 = g_A / g_N, \quad (42)$$

Результаты расчетов сводятся в табл. 15, по данным которой строится зависимость $Q_s = f(g_A)$ (рис. 13).

Таблица 15

Параметры топливно-экономической характеристики
пожарного автомобиля

Параметр	Частота вращения коленчатого вала двигателя, об·мин ⁻¹				
	600	1200	1800	2400	...

$g_A, \text{ м с}^{-1}$					
$N_K, \text{ кВт}$					
$N_D + N_B, \text{ кВт}$					
I					
k_I					
k_n					
n_o					
$Q_s, \text{ л/100 км}$					

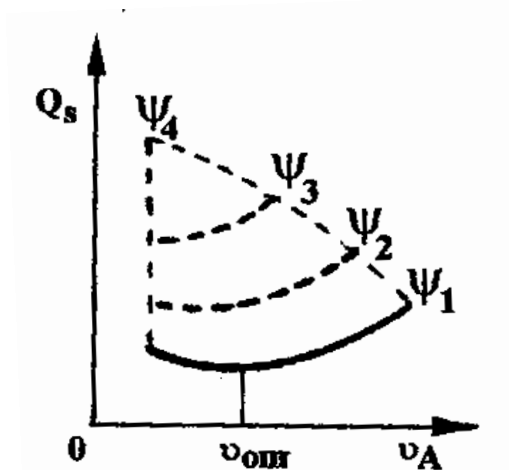


Рис. 13. Топливо-экономическая характеристика пожарного автомобиля

4.2. Показатели тормозных свойств пожарного автомобиля

Основными оценочными показателями динамичности ПА при торможении является замедление - j_3 ($\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$) и путь торможения - S_T (м):

$$j_3 = (\varphi \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha) \cdot g, \quad (43)$$

$$S_T = g_A^2 / 2g (\varphi \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha), \quad (44)$$

где φ - коэффициент сцепления шин с дорогой, принимается $\varphi = 0,6$;

g_A - принимается для расчетов $g_A = 0,6 \cdot g_{A\max}$;

f - коэффициент сопротивления качению колес, принимается $f = 0,02$.

Расчеты по формулам (43), (44) производятся при условии движения ПА под уклон $i = 5 \%$.

4.3. Показатели устойчивости пожарного автомобиля

За оценочные показатели поперечной устойчивости ПА на кривой полотна дороги принимаются критические скорости движения, при которых наступает боковое опрокидывание или занос автомобиля:

$$g_{on} = (g \cdot R \cdot B / 2h_q)^{1/2}, \quad (45)$$

$$g_3 = (g \cdot R \cdot \varphi)^{1/2}, \quad (46)$$

где g_{on} - критическая скорость движения ПА по боковому опрокидыванию, м·с⁻¹;

R - радиус кривой полотна дороги, м;

B - колея автомобиля, м;

h_q - высота расположения центра масс, принимается из компоновочной схемы, м;

g_3 - критическая скорость движения ПА по боковому заносу, м·с⁻¹.

При выполнении проекта задаются несколькими значениями радиуса кривой полотна дороги от 20 до 100 м и определяют для них критические скорости движения ПА. По полученным результатам строятся графики поперечной устойчивости $g_{on} = f(R)$ и $g_3 = f(R)$, по которым определяются критические скорости движения ПА при $R = 50$ м.

4.4. Показатели управляемости пожарного автомобиля

Критическая скорость ПА по условиям управляемости - g_{ynp} (м·с⁻¹) определяется по следующей формуле:

$$g_{ynp} = (((\varphi_v^2 - f^2) / \operatorname{tg} \theta - f) \cdot L \cdot \operatorname{Cos} \theta \cdot g)^{1/2}, \quad (47)$$

где φ_v - коэффициент сцепления управляемых колес с дорогой, принимаемый в расчетах равным 0,6;

θ - максимальный средний угол поворота управляемых колес ПА, обычно $\theta = 0,62 \dots 0,7$ рад. (35...40°);

L - колесная база ПА, м.

Если ПА движется со скоростью большей, чем g_{ynp} , то управляемые колеса будут проскальзывать в поперечном направлении и поворот их на еще больший угол не изменит общего направления движения.

Предельный радиус поворота при эластичных шинах - R_9 (м) определяется как:

$$R_9 = L / (\operatorname{tg}(\theta - \sigma_1) + \operatorname{tg} \sigma_2), \quad (48)$$

где σ_1 и σ_2 - углы увода колес, соответственно, передней и задней оси, град:

$$\sigma_1 = F_{\sigma 1} / \Sigma k_{yB};$$

$$\sigma_2 = F_{\sigma 2} / \Sigma k_{yB}; \quad (49)$$

где k_{yB} - коэффициент сопротивления уводу одного колеса:
 для легковых автомобилей $k_{yB} = 500 \dots 1000 \text{ Н град}^{-1}$;
 для грузовых $k_{yB} = 800 \dots 1500 \text{ Н град}^{-1}$.

Предельные значения боковых сил на колесах передней - $F_{\sigma 1}$ и задней - $F_{\sigma 2}$ (Н) оси, при которых колеса катятся еще без бокового скольжения, определяются из выражений:

$$\begin{aligned} F_{\sigma 1} &= 0,4 \varphi \cdot G_1; \\ F_{\sigma 2} &= 0,4 \varphi \cdot G_2; \end{aligned} \quad (50)$$

где φ - коэффициент сцепления колес с дорогой, принимаемый в расчетах равным 0,6;

G_1 , G_2 - силы тяжести от полной массы ПА, приходящиеся, соответственно, на переднюю, заднюю ось автомобиля, Н.

Путем сравнения предельного радиуса поворота при эластичных шинах с радиусом поворота при жестких шинах определяют поворачиваемость ПА:

$$R = L / \operatorname{tg} \theta \quad (51)$$

При равенстве $R_{\theta} = R$ - ПА обладает нейтральной поворачиваемостью, при $R_{\theta} > R$ - недостаточной и при $R_{\theta} < R$ — избыточной.

Для ПА с избыточной поворачиваемостью критическая скорость движения ПА по боковому уводу колес - ϑ_{yB} ($\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$) определяется из выражения:

$$\vartheta_{yB} = (g \cdot L / (G_2 / \Sigma k_{yB} - G_1 / \Sigma k_{yB}))^{1/2} \quad (52)$$

Для безопасности величина критической скорости движения по боковому уводу колес должна превышать максимальную скорость движения ПА на 20...30 %.

5. РАСЧЕТ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И СИСТЕМ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

5.1. Расчет дополнительной трансмиссии пожарного автомобиля

Дополнительная трансмиссия ПА служит для передачи мощности, развиваемой двигателем, к специальному агрегату, например, к пожарному насосу. Как правило, для этой цели используется энергия маршевого двигателя базового шасси и механическая трансмиссия.

Исключение составляют насосные станции и тяжелые ПА, например, аэродромные, на которых для привода пожарного насоса используется автономный двигатель.

Дополнительные трансмиссии, как и основные, включают в себя коробки передач (КП) или коробки отбора мощности (КОМ), карданные валы, промежуточные опоры и системы управления /15/.

Варианты принципиальных схем дополнительных трансмиссий привода специальных агрегатов ПА (насоса, генератора, компрессора и других потребителей механической энергии), представлены на рис. 14.

Схема на рис. 14, б, применяется в основном на пожарных автомобилях, изготавливаемых на шасси с колесной формулой 4х2. Отбор мощности на привод специальных агрегатов осуществляется от вторичного вала КП. При перемещении муфты 5 (рис. 14, д) по шлицам ведущего вала 6 в крайнее левое или крайнее правое положение обеспечивается зацепление с зубчатым венцом шестерни 7, или с зубчатым венцом ведомого вала 4. В первом случае мощность передается через шестерни 1 и 2 к валу специального агрегата, а во втором случае передача мощности осуществляется только к заднему мосту автомобиля.

На пожарных автомобилях повышенной проходимости с колесной формулой 4х4 и 6х6 применяется схема, представленная на рис. 14, в. В этом случае отбор мощности осуществляется от раздаточной коробки.

Промежуточная прямозубая шестерня 1 КОМ (рис. 14, е) находится в постоянном зацеплении с одной из шестерен раздаточной коробки. Ведомая шестерня 2 с помощью рычага 3 перемещается по шлицам ведомого вала 4 и может занимать два крайних положения, обеспечивая включение или выключение специального агрегата.

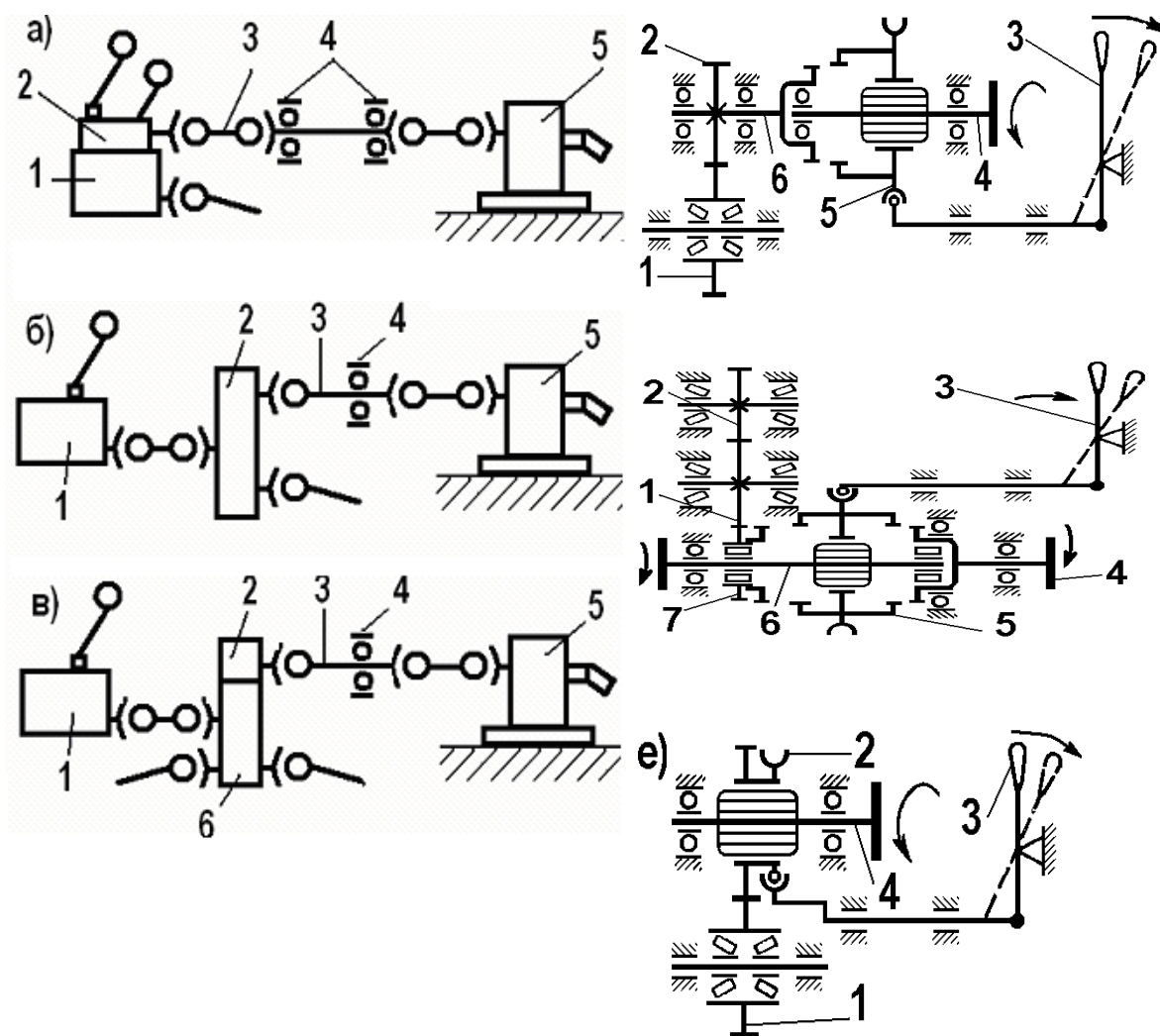


Рис. 14. Варианты схем дополнительных трансмиссий:
а, б, в - кинематические схемы трансмиссий: 1 - КП; 2 - КОМ; 3 - карданные валы; 4 - опоры; 5 - пожарное оборудование (насос); 6 - раздаточная коробка;
г, д, е - кинематические схемы КОМ: 1 - промежуточная шестерня; 2 - ведомая шестерня; 3 - рычаг переключения; 4 - ведомый вал; 5 - муфта; 6 - ведущий вал; 7 - ведущая шестерня

5.1.1. Расчет сцепления

Расчет сцепления сводится к определению его геометрических и силовых параметров по заданному вращающему моменту двигателя [16].

Момент трения сцепления - M_c (Н·м) вычисляется по формуле:

$$M_c = b \cdot M_{E_{max}}, \quad (53)$$

где b - коэффициент запаса сцепления:

для легковых автомобилей $b = 1,2 \dots 1,75$;

для грузовых автомобилей $b = 1,5 \dots 2,2$;

для тягачей и полноприводных автомобилей $b = 1,8...3$;
 M_{Emax} - максимальный вращающий момент двигателя, Н·м.

Величины радиусов дисков задаются по конструктивным соображениям, исходя из размеров маховика двигателя, а также определяются по эмпирической формуле:

$$R_H = 0,5(M_{Emax}/A)^{1/2}, \quad (54)$$

где R_H - наружный радиус фрикционного кольца, м;
 A - эмпирический коэффициент:

для легковых автомобилей $A = 47$;

для грузовых автомобилей $A = 36$;

для тягачей и полноприводных автомобилей $A = 19$.

Окончательный размер наружного радиуса фрикционного кольца проверяется по величине окружной скорости при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя - ω_{max} (c^{-1});

$$A = \omega_{max} \cdot R_H \leq 65...0,70 \text{ м} \cdot c^{-1}. \quad (55)$$

Внутренний радиус фрикционного кольца сцепления - R_B (м) находится по наружному радиусу:

$$R_B = (0,55...0,70) R_H. \quad (56)$$

Средний радиус фрикционного кольца сцепления - R_C ; (м) находится по ранее определенным наружному и внутреннему радиусам:

$$R_C = (R_H - R_B)/2 \quad (57)$$

Сила сжатия фрикционных дисков определяется по формуле:

$$F = M_c/\mu \cdot i \cdot R_C, \quad (58)$$

где F - сила сжатия дисков при включенном сцеплении, Н;

μ - средняя величина коэффициента трения:

при трении асбобакелита по чугуну $\mu = 0,30...0,35$;

при трении металлокерамики по стали $\mu = 0,35...0,40$;

при трении металлокерамики в масле $\mu = 0,07...0,12$;

i - число пар трущихся поверхностей, принимаемое:

для однодискового сцепления автомобилей малого и среднего класса $i = 2$;

для двухдискового сцепления автомобилей большого класса $i = 4$.

Удельное давление на поверхность фрикционного кольца - q (Па)

определяется как:

$$q = F/S, \quad (59)$$

где S - площадь одной поверхности фрикционного кольца, равная:

$$S = \pi (D_H^2 - D_B^2)/4, \quad (60)$$

где D_H, D_B - наружный, внутренний диаметр фрикционного кольца, м.

Удельное давление на поверхность фрикционного кольца допускается в пределах:

для асбобакелита $q \leq 0,12 \dots 0,2$ МПа;

для металлокерамики $q \leq 0,35$ МПа.

Чем меньше величина удельного давления на поверхность фрикционного кольца, тем выше износостойкость сцепления.

Расчет пружин сцепления сводится к определению диаметра их проволоки по следующей формуле:

$$D = (8F_{Zmax} \cdot D/\pi \cdot z \cdot \tau_{max})^{1/3}, \quad (61)$$

где d - диаметр проволоки пружины, мм;

F_{Zmax} суммарное максимальное усилие пружин (Н), $F_{Zmax} = 1,2F$;

D - средний диаметр пружины, мм;

z - число пружин сцепления, принимаемое по наружному диаметру диска:

для $D_H \leq 200$ мм $z = 6$;

для $D_H = 200 \dots 280$ мм $z = 9 \dots 12$;

для $D_H = 280 \dots 380$ мм $z = 12 \dots 18$;

для $D_H = 380 \dots 450$ мм $z = 18 \dots 30$;

τ_{max} - максимальное напряжение на кручение пружин, принимаемое для стали 65Г и 85Г равным $\tau_{max} = 500 \dots 700$ МПа.

Отношение среднего диаметра пружины к диаметру ее проволоки рекомендуется в пределах $D/d = 6 \dots 9$.

Число рабочих витков пружины - n_p рассчитывается по формуле:

$$n_p = d^4 \cdot z \cdot c_T \cdot s / 8D^3 \cdot (F_{Zmax} - F), \quad (62)$$

где c_T - модуль упругости второго рода, равный $c_T = 8,2 \cdot 10^4$ МПа;

s - ход нажимного диска (мм), определяемый как:

$$s = i \cdot \sigma, \quad (63)$$

где i - число пар трения (четное);

σ - зазор между двумя соседними дисками во включенном положе-

нии сцепления:

для однодискового сцепления с асбобакелитовыми фрикционными кольцами $\sigma = 0,72 \dots 1$ мм;

для двухдискового сцепления с асбобакелитовыми и металло-керамическими фрикционными кольцами $\sigma = 0,5 \dots 0,6$ мм;

для многодискового сцепления со стальными фрикционными кольцами, работающими в масле $\sigma = 0,2 \dots 0,3$ мм.

Для однодискового сцепления ход нажимного диска составляет порядка 1,5...2 мм, а для двухдискового - 2...2,5 мм.

Полное число витков пружины - n_0 принимается из выражения:

$$n_0 = n_p + 2. \quad (64)$$

Длина пружины в свободном состоянии (мм) находится как:

$$l_0 = n_0 \cdot d + \Delta l_{max} + (n_0 - 1) \Delta \quad (65)$$

где Δl_{max} - деформация пружины (мм) при включенном сцеплении (пружина максимально сжата), определяемая по формуле:

$$\Delta l_{max} = 8 \cdot n_0 \cdot D^3 \cdot F_{Zmax} / d^4 \cdot z \cdot c_T; \quad (66)$$

Δ - зазор между витками пружины при включенном сцеплении, принимаемый равным $\Delta = 0,5 \dots 1,5$ мм.

Пружина имеет линейную характеристику с коэффициентом жесткости - k (Па мм):

$$k = c_T D^4 / 8 D^3 n_p,$$

при этом текущее значение силы сжатия (Н) определяется как:

$$F = k \Delta l.$$

Сцепление при буксовании дисков нагревается, что требует проведения дополнительных расчетов.

Наибольшая работа буксования дисков сцепления - L_B (Н·м) совершается при трогании постоянно загруженного ПА с места на первой передаче при коэффициенте сопротивления движению $\Psi = 0,1$:

$$L_B = M_c \cdot J_M \cdot J_A (\omega_D - \omega_c)^2 / (2 J_M (M_c - M_\Psi) + J_A (M_c - M_D)),$$

где J_M - момент инерции маховика, Н·м·с²;

J_A - момент инерции ПА, приведенный к валу сцепления, Н·м·с²;

M_Ψ - момент сопротивления движению, Н·м;

ω_c - угловая скорость сцепления при трогании с места ($\omega_c = 0$);

M_D, ω_D — момент и соответствующая ему угловая скорость двигателя ($\omega_D = \omega_{Dmax}$).

Момент инерции автомобиля ($\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$) и момент сопротивления движению ($\text{Н}\cdot\text{м}$) вычисляются по нижеследующим формулам:

$$J_A = (m_A - m_n) \cdot r_k^2 / (i_{kn} \cdot i_{ок} \cdot i_z)^2$$

где m_A, m_n - полная масса, соответственно, автомобиля, прицепа (кг);
 r_k - кинематический радиус качения колеса, м;
 $i_{kn}, i_{ок}, i_z$ - передаточное число, соответственно, коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи;
 g - ускорение свободного падения, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$;
 Ψ - коэффициент сопротивления движению.

При расчете сцепления на нагрев определяется повышение температуры - Δt ведущего диска при допущении, что теплоотдачи в окружающую среду нет:

$$\Delta t = L_B \cdot \gamma / c \cdot m_{ВД},$$

где γ - доля тепла, приходящегося на ведущий диск ($\gamma = 0,5$);
 c - удельная теплоемкость стали, чугуна, $\text{Н}\cdot\text{м}\cdot(\text{кг}\cdot\text{град})^{-1}$;
 $m_{ВД}$ - масса ведущего диска, кг.

Перепад температур за одно включение сцепления не должен превышать 15°C .

5.1.2. Расчет коробки отбора мощности

Расчет коробки отбора мощности начинается с определения передаточного числа дополнительной трансмиссии и мощности, которую должен развивать двигатель для привода пожарного оборудования, например, насоса. Для нахождения величины отбираемой мощности - $N_{отб}$ (кВт) используется выражение:

$$N_{отб} = k \cdot N_{по}. \quad (67)$$

где k - поправочный коэффициент, учитывающий потребление мощности двигателя на привод вспомогательных механизмов (вентилятора, генератора и т.п.), а также запас мощности и потери в трансмиссии ($k = 1,2$);

$N_{по}$ - мощность, потребляемая пожарным оборудованием.

Далее на кривой эффективной мощности двигателя (рис.7) находится точка А, ордината которой соответствует величине отбираемой мощности. Пересечение линии проекции точки А на ось абсцисс с кривой

эффективного момента двигателя определяет необходимый для привода пожарного оборудования вращающий момент, а проекция точки А на ось абсцисс дает соответствующее этому моменту значение частоты вращения коленчатого вала двигателя - $n_{отб}$. Отсюда передаточное число дополнительной трансмиссии определяется как:

$$i_{отп} = n_{отб} / n_{но}, \quad (68)$$

где $n_{но}$ - заданная частота вращения вала пожарного оборудования, об·мин⁻¹.

Полученные значения передаточного числа корректируются с учетом целых чисел зубьев шестерен КОМ и других элементов трансмиссии. После чего проверяется запас мощности, который должен быть при номинальном режиме работы пожарного оборудования не менее 8 % от максимальной мощности двигателя.

Независимо от конструктивного решения и расположения КОМ в ее конструкции можно выделить три функциональных элемента: ведущий, ведомый и промежуточный вал. Поэтому в первом приближении КОМ рассчитывается как механическая трехвальная коробка передач [17].

Кинематический расчет коробки начинается с определения передаточных чисел, затем определяется межосевое расстояние. Для трехвальной коробки межосевое расстояние - A_o (мм) с учетом статистических данным приближенно определяется по формуле:

$$A_o = A \cdot M_{E_{max}}^{1/3}, \quad (69)$$

где $M_{E_{max}}$ - максимальный вращающий момент двигателя, Н м;

A - статистический коэффициент межосевого расстояния:

для легковых автомобилей $A = 14,5 \dots 16,0$;

для грузовых автомобилей $A = 17,0 \dots 19,5$.

Модули зубчатых колес коробки в нормальном сечении - m_n подбираются по табл. 16.

Таблица 16.

Модули зубчатых колес коробки передач

$M_{E_{max}}$, Нм	Модуль в нормальном сечении – m_n , мм
50... 100	2,25...2,50
100...200	2,75... 3,00
200...400	3,00... 3,75
400... 800	3,75...4,50
800... 1000	4,50... 6,00

Обычно все зубчатые колеса коробки имеют одинаковые модули.

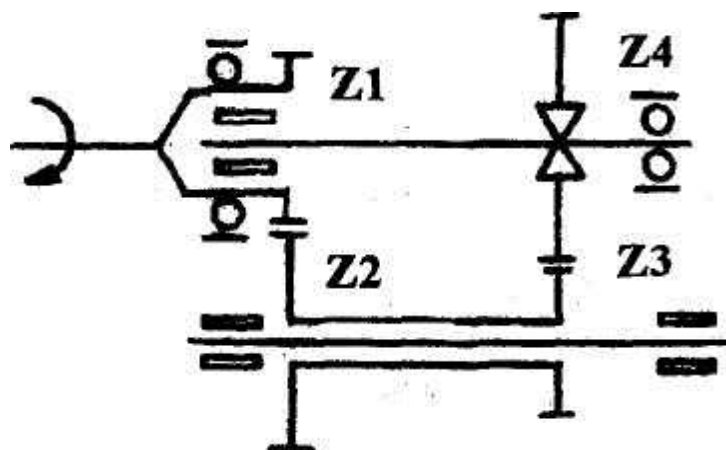


Рис.15. Схема для определения передаточного числа в коробке передач на i -й передаче

Число зубьев колес при одинаковых модулях определяется по известному передаточному числу на i -й передаче (рис.15):

$$i_i = z_2 \cdot z_4 / z_1 \cdot z_3 \quad (70)$$

где z_1, z_3 - число зубьев на ведущих колесах;

z_2, z_4 - число зубьев на ведомых колесах.

Зубчатое колесо ведущего вала обычно имеет число зубьев $z_1 = 17 \dots 27$.

Передаточное число между парой колес постоянного зацепления ведущего (первичного) и промежуточного вала трехвальной коробки лежит в пределах $1,6 \dots 2,5$.

Число зубьев колеса промежуточного вала наиболее нагруженной первой передачи выбирается минимальным из условия отсутствия подреза ножки зуба $z_3 = 13 \dots 17$, а ведомого (вторичного) вала – $z_4 = 40 \dots 60$.

Передаточное число пары зубчатых колес должно быть на низшей передаче не более $3,5 \dots 4$, на высшей передаче - не более $0,6 \dots 0,8$.

Далее определяется диаметр начальной окружности колеса - D_0 , мм:

$$D_0 = M_H \cdot z_4 \quad (71)$$

и проверяется межцентровое расстояние - A_0 (мм):

$$A_0 = (z_1 + z_2) \cdot M_H / 2. \quad (72)$$

Для косозубых колес определяется торцевой модуль - M_s (мм):

$$M_s = M_H / \cos \beta, \quad (73)$$

где β - угол наклона зубьев:

для легковых автомобилей $\beta = 20 \dots 25^\circ$;

для легковых автомобилей $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Статистический расчет коробки начинается с определения расчетных моментов - M_p (Н м) и сил F (Н), приложенных к колесам:

для колес ведущего вала

$$M_p = M_{E \max} \quad (74)$$

для ведущих колес промежуточного вала

$$M_p = M_{E \max} \cdot i_{\Pi} \quad (75)$$

для колес ведомого вала

$$M_p = M_{E \max} \cdot i_i \quad (76)$$

где i_{Π} - передаточное число колес привода промежуточного вала;

i_i - передаточное число коробки на i -й передаче.

Окружная сила - F_T (Н), действующая по касательной к начальной окружности и приложенная в полюсе зацепления, определяется по формуле:

$$F_T = M_p / r_0 \quad (77)$$

где r_0 - радиус начальной окружности, м.

Расчет на прочность зубьев шестерен проводится нижеследующим образом.

Вначале определяется напряжение изгиба - σ (Па):

для прямозубых шестерен

$$\sigma = 0,36 F_T / b_{\text{ш}} m_n y; \quad (78)$$

для косозубых шестерен

$$\sigma = 0,24 F_T / b_{\text{ш}} m_n y, \quad (79)$$

где y - коэффициент формы зуба;

$b_{\text{ш}}$ - ширина шестерни (м), принимаемая $b_{\text{ш}} = 5 \dots 8 m_n$.

Для приближенных расчетов коэффициент формы зуба определяется из выражения:

$$y = 0,154 - 1,23/z + 3,33/z.$$

Допускаемые напряжения изгиба в МПа приведены в таблице 17.

Таблица 17

Допускаемые напряжения изгиба в коробке передач

Передача	Легковые автомобили	Грузовые автомобили
1-я передача	350...400	500... 900

Остальные передачи	180...350	150...400
--------------------	-----------	-----------

Контактные напряжения $-\sigma_k$ определяются по формуле (Па):

$$\sigma_k = 0,418 \cos \beta \left((1/r_{01} + 1/r_{02}) \cdot F_T \cdot E / (b_{III} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha) \right)^{1/2} \quad (80)$$

где E - модуль упругости, принимаемый $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

α - угол зацепления, принимаемый $\alpha = 20^\circ$;

r_{01} и r_{02} - радиусы начальных окружностей сопряженных колес, м.

Допускаемые контактные напряжения в МПа приведены в табл. 18.

Таблица 18.

Допускаемые контактные напряжения в коробке передач

Передача	Применяемые стали	Допускаемые напряжения
1-я передача	Цементируемые	2000
	Цианируемые	1000
Остальные передачи	Цементируемые	1400
	Цианируемые	700

Для изготовления зубчатых шестерен используется сталь следующих марок: 35Х, 40Х, 25ХГМ, 15ХГМ.

Валы автомобильных коробок передач рассчитываются на прочность и жесткость на низшей передаче. Диаметры валов (мм) предварительно определяются по эмпирическим формулам:

для ведущего вала

$$d = 12,8 (0,1 M_{E_{\max}})^{1/3} \quad (81)$$

для промежуточной и ведомого вала

$$d = 0,45 A_0 \quad (82)$$

где $M_{E_{\max}}$ - максимальный вращающий момент двигателя, Н м;

A_0 - межцентровое расстояние, мм.

Отношение диаметра вала к расстоянию между его опорами принимается в пределах:

для ведущего и промежуточного вала

$$d/l = 0,16 \dots 1,18.$$

для ведомого вала

$$d/l = 0,18 \dots 1,21.$$

При наличии косозубых колес возникают осевые усилия. Если модули обеих колес одинаковые (обычно все зубчатые колеса коробки имеют одинаковые модули), то

$$\operatorname{tg} \beta_1 / \operatorname{tg} \beta_2 = z_1 / z_2$$

В трехвальной коробке направление угла спирали ведущего вала выбирается обычно левым. В этом случае при движении автомобиля вперед осевая сила передается на подшипник через торец колеса. При этом углы спирали колес промежуточного вала имеют правое направление, а ведомого - левое (рис. 16).

Валы коробки передают вращающий момент и испытывают изгиб под действием сил, действующих в зубчатых зацеплениях (рис.17). Эти силы можно разложить на три составляющие:

окружную силу $F_T = 2M_p / D_0$; (83)

радиальную силу $F_R = 2M_p \cdot \operatorname{tg} \alpha / (D_0 \cdot \cos \beta)$; (84)

осевую силу $F_A = 2M_p \cdot \operatorname{tg} \alpha / D_0$, (85)

где M_p - расчетный момент на рассматриваемой шестерне, Н м;

D_0 - диаметр начальной окружности шестерни, м;

α - угол зацепления шестерни;

β - угол наклона зубьев (для косозубых колес).

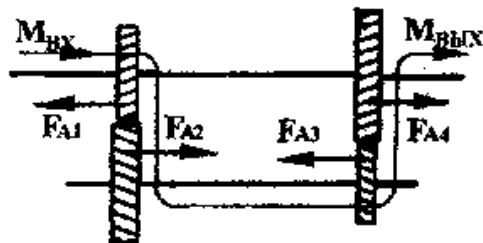


Рис. 16. Схема осевых сил, действующих на спирали косозубых колес коробки

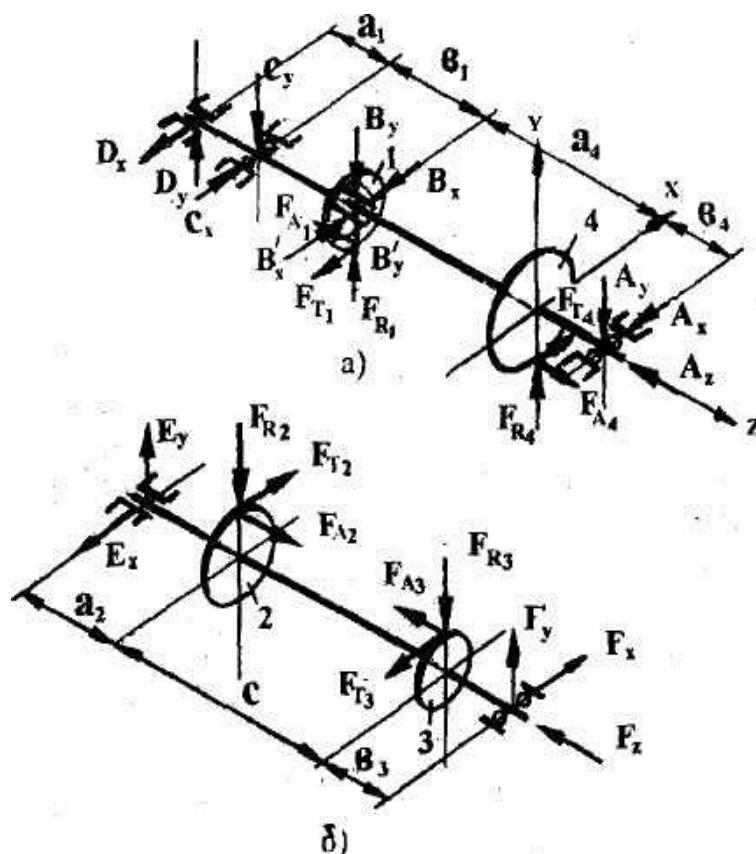


Рис.17. Схема сил, действующих на валы трехвальной коробки:
а) ведущий и ведомый вал; б) промежуточный вал

5.1.3. Расчет карданного привода пожарного насоса

Карданной передачей называется устройство, предназначенное для передачи силового потока между двумя агрегатами, валы которых несоосны или непараллельны.

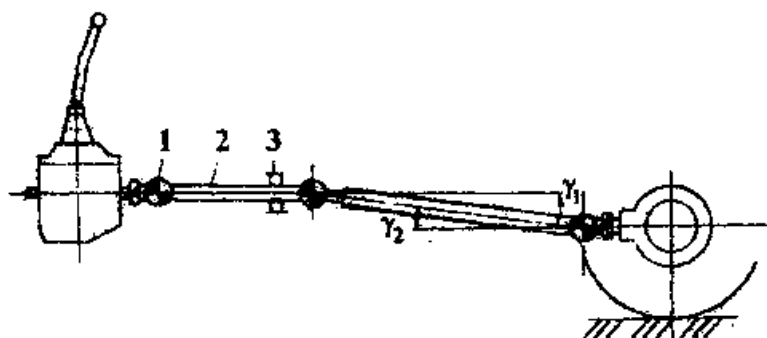


Рис. 18. Схема карданной передачи:
1-карданные шарниры; 2-валы; 3-промежуточная опора

В карданную передачу входят три типа конструктивных элементов: карданные шарниры - 1 (карданные муфты), валы - 2 и промежуточные опоры (опора) - 3 (рис. 18).

Условия работы карданных передач определяются, в первую очередь, углами наклона их валов – γ_1 и γ_2 : чем больше эти углы, тем в более тяжелых условиях работает передача. Так, карданная передача, обеспечивающая привод подрессоренных агрегатов (ведущие мосты, ведущие колеса независимой подвески), имеет переменный угол между валами, достигающий до 20° . В особо тяжелых условиях работает карданная передача ведущих управляемых колес, в которой угол между валами может достигать до 40° , изменяясь при повороте автомобиля как по величине, так и направлению.

Карданный шарнир является основным элементом карданной передачи. Он был изобретен итальянцем Джеронимо Кардано в 1545 г. Тип шарнира определяет кинематику карданной передачи, максимально допустимые углы наклона валов, а также влияет на частоты ее крутильных колебаний. Надежностью шарнира определяется долговечность всей карданной передачи.

По кинематике карданные шарниры разделяют на шарниры неравных и равных угловых скоростей: асинхронные и синхронные. Наибольшее распространение среди асинхронных шарниров получил шарнир с крестовиной.

Расчет карданного шарнира с крестовиной проводится по максимальному статическому моменту, определяемому из условия сцепления ведущих колес ПА с дорогой.

Расчетный вращающий момент на ведущем валу шарнира - M_ϕ (Н м) определяется по формуле:

$$M_\phi = \phi \cdot G_K \cdot r_K / i_{TP,K}, \quad (86)$$

где ϕ - коэффициент сцепления колес с дорогой;

G_K - нагрузка на колеса, связанные с карданной передачей, Н;

r_K - кинематический радиус ведущего колеса, м;

$i_{TP,K}$ - передаточное число трансмиссии от ведущего вала карданной передачи до колеса.

Шипы крестовины шарнира рассчитываются на изгиб и срез по нижепредставленной расчетной схеме (рис.19 а).

Напряжение изгиба – $\sigma_{из}$ (Па) в сечении А-А:

$$\sigma_{из} = F_{ш\max} \cdot I_{ш} / 2W_{из} \quad (87)$$

где $F_{ш\max}$ - максимальная нагрузка на шип, Н;

$I_{ш}$ - длина шипа, м;

$W_{из}$ - момент сопротивления сечения изгибу, м³.

$$F_{ш\max} = M_{\varphi} / (2R \cdot \cos y); \quad (88)$$

$$W_{из} = R \cdot d_{ш}^2 / 32, \quad (89)$$

где R - плечо приложения максимальной нагрузки на шип, м;

$d_{ш}$ - диаметр шейки шипа, м.

Напряжение среза – τ_s определяется из выражения:

$$\tau_s = 4F_{ш\max} I_{ш} / R \cdot d_{ш}^2 \quad (90)$$

Крестовина штампуется из малоуглеродистой легированной стали следующих марок 12НХ3А, 18ХГТ, 20Х. Шипы крестовины цементируются с последующей закалкой и отпуском. Твердость их поверхности составляет HRC 58...65/18/.

Допускаемые напряжения для выполненных конструкций составляют:

$$\sigma_{из} = 250 \dots 300 \text{ МПа};$$

$$\tau_s = 75 \dots \text{МПа}.$$

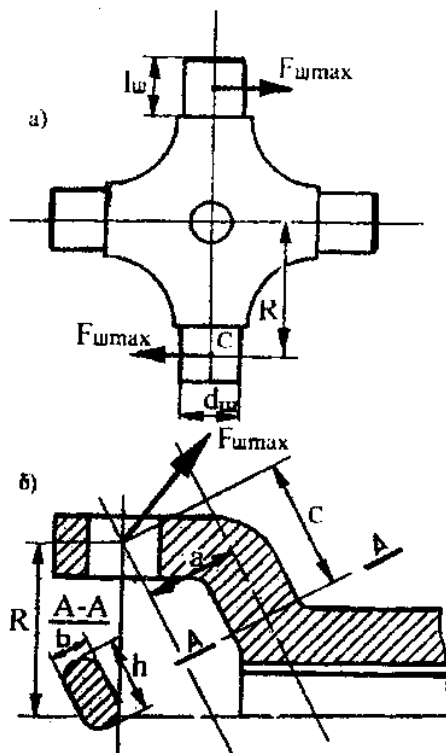


Рис. 19. Расчетная схема элементов карданного шарнира:

а) крестовина; б) вилка

Вилка шарнира под действием максимальной нагрузки на шип испытывает изгиб и кручение.

В сечении А-А:

$$\sigma_{из} = F_{ш\max} \cdot c / W_{из}; \quad (91)$$

$$\tau_s = F_{ш\max} \cdot a / W_{кр}, \quad (92)$$

где c, a - размеры, указанные на расчетной схеме рис. 19 б.

Момент сопротивления на изгиб и кручение – $W_{из}, W_{кр}$ зависят от формы сечения.

Для прямоугольного сечения:

$$W_{из} = b \cdot h^2 / 6, \quad (93)$$

$$W_{кр} = k \cdot h \cdot b^2, \quad (94)$$

где b, h - размеры сечения вилки, соответственно, ширина, высота;

k - коэффициент, зависящий от отношения сторон прямоугольного сечения – h / b , -. Его значения определяются по табл.19.

Таблица 19.

Значение коэффициента – k

h/b	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
k	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Вилки карданного шарнира штампуются из среднеуглеродистой стали марок 35, 40, 45 или легированной – 40 ХНМА. После обработки вилки проводится закалка с отпуском. Твердость ее поверхности составляет НВ 210 – 280 [18].

В существующих конструкциях допустимые напряжения составляют:

$$\sigma_{из} = 50...80 МПа,$$

$$\tau_{кр} = 80...160 МПа.$$

Роликовые (игольчатые) подшипники крестовины шарнира проверяются по величине допустимой нагрузки - $F_{доп}$:

$$F_{доп} = 790 z_p \cdot I_p \cdot d_p / n_p^{1/3}, \quad (95)$$

где z_p - число роликов (игловок)

I_p - длина ролика, см;

d_p - диаметр ролика, см;

n_p - частота вращения роликового (игольчатого) подшипника, об·мин⁻¹,

$$n_p = n_{M \max} \cdot \operatorname{tg} \gamma / i_1, \quad (96)$$

где $n_{M \max}$ - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном вращающем моменте, об/мин⁻¹;

γ - угол между валами карданной передачи, град;

i_1 - передаточное число трансмиссии от двигателя до карданного шарнира на низшей ступени коробки передач.

Полученное значение допускаемой нагрузки должно быть больше максимальной нагрузки, действующей на роликовый подшипник крестовины шарнира:

$$F_{доп} \geq F_{ш \max}$$

Карданные валы имеют форму, зависящую от конструкции карданных шарниров и нагрузочного режима их работы. Обычно вал состоит из центральной части и приваренных к ней наконечников. Центральная часть вала выполняется сплошной или трубчатой.

Средняя трубчатая часть вала обычно изготавливается из ленточной малоуглеродистой стали, свариваемой в стык. Наконечники изготавливаются из стали с последующей закалкой токами высокой частоты. Шлицевые наконечники подвижных соединений изготавливаются из стали 40Х. Карданные валы рассчитываются на критическое число оборотов, прочность и жесткость.

Так как при неравномерном распределении массы карданного вала по диаметру происходит его разрушение, расчет на критическое число оборотов - $n_{кр}$ производится при числе оборотов, близком к критическому: для трубчатого вала

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 (D^2 + d^2)^{1/2} / I^2; \quad (97)$$

для сплошного вала

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 \cdot D / I^2; \quad (98)$$

для трубчатого вала, заземленного в опорах,

$$n_{кр} = 27,2 \cdot 10^6 (D^2 + d^2)^{1/2} / I^2; \quad (99)$$

для сплошного вала, заземленного в опорах,

$$n_{кр} = 27,5 \cdot 10^6 \cdot D / I^2, \quad (100)$$

где D, d - наружный, внутренний диаметр сечения вала, см;

I - длина вала, см.

Следует отметить, что при одном и том же диаметре критическое число оборотов трубчатого вала выше, чем сплошного. Длина вала, свободно лежащего в опорах, принимается равной расстоянию между центрами карданных шарниров, а для заземленного - расстоянию между подшипниками. Если вал по длине имеет разные сечения, то для расчета

критического числа оборотов он приводится к одному расчетному диаметру.

На рис. 20 показан вал, состоящий из сплошной части длиной l_1 , с диаметром d_1 и трубчатой части длиной l_{TP} с диаметрами D и d . Приведение трубчатой части вала к сплошному валу, у которого $d = d_1$, производится по схеме, представленной на этом рис. Очевидно, длина приведенного расчетного вала будет меньше.

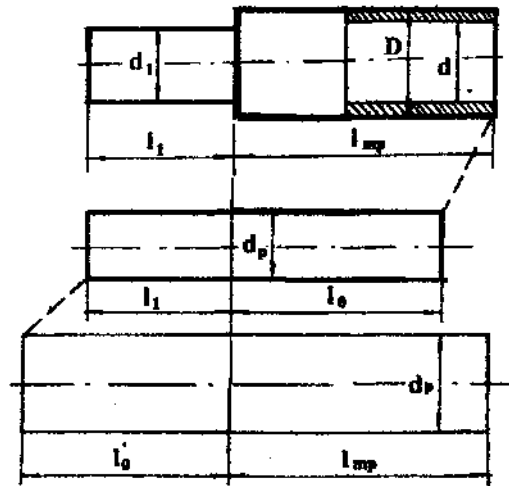


Рис. 20. Схема приведения вала к одному расчетному диаметру

В основе приведения лежит одинаковое критическое число оборотов действительного и приведенного вала:

$$n_{KP} = 12 \cdot 10^6 (D^2 + d^2)^{1/2} / I_{TP}^2 = 12 \cdot 10^6 \cdot d_P / I_0^2. \quad (101)$$

Из формулы (101) получается:

$$I_0 = I_{TP} \cdot (d_P)^{1/2} / (D^2 + d^2)^{1/4} \quad (102)$$

Параметры приведенного расчетного вала определяются:

$$\begin{aligned} I_P &= I_1 + I_0; \\ d_P &= d_1. \end{aligned} \quad (103)$$

Аналогично сплошную часть вала можно привести к трубчатой:

$$\begin{aligned} (D^2 + d^2)^{1/2} / I_0^2 &= d_1 / I_1^2; & I_0 &= I_1 \cdot ((D^2 + d^2)^{1/2} / d_1)^{1/2}; \\ I_P &= I_0 + I_{TP}. \end{aligned}$$

Критическое число оборотов карданного вала, полученное расчетным путем, сравнивается с максимально возможной частотой

вращения вала. Опыт эксплуатации ПА показывает, что для удовлетворительной работы карданной передачи необходимо выдерживать соотношение:

$$n_{KP} / n_{max} = 1,2...2,0$$

Максимально напряжение кручения в опасном сечении карданного вала определяется по формуле:

$$\tau_{KP} = M_{E\max} \cdot i_{KПН} \cdot i_{ДК} \cdot k_g / W_{KP}; \quad (104)$$

где $M_{E\max}$ - максимальный вращающий момент двигателя, Н·м ;

$i_{KПН}$ - передаточное число коробки передач на низшей ступени;

$i_{ДК}$ - передаточное число дополнительной (раздаточной) коробки;

k_g - коэффициент динамичности;

W_{KP} - момент сопротивления кручению, м³.

Величина допускаемых напряжений на кручение составляет:

$$\tau_{KP} = 200... 300 \text{ МПа.}$$

Шариковые карданные шарниры равных угловых скоростей устанавливают в приводе ведущих колес. При расчете шариковых карданных шарниров с делительным механизмом число шариков должно быть четным. Для обеспечения плавности работы шарнира и равномерного распределения нагрузок устанавливают шесть равномерно расположенных по окружности шариков. При вращении в направлении стрелки А (рис.21) окружное усилие – F_{OK} (Н), приложенное к шарикам на радиусе - R определяется из выражения:

$$F_{OK} = M_{\phi K} / (n \cdot R), \quad (105)$$

а вращающий момент на колесе по условиям сцепления - $M_{\phi K}$ (Н м):

$$M_{\phi K} = G_{сц} \cdot r_K \cdot \varphi, \quad (106)$$

где n - число шариков в шарнире равных угловых скоростей;

$G_{сц}$ - сцепной вес на ведущих колесах, Н;

r_K - кинематический радиус колеса, м;

φ - коэффициент сцепления колес с дорогой, равный $\varphi = 1$.

Нормальное усилие - N (Н) между контактными поверхностями шарика и канавками обеих обойм:

$$N = F_{OK} / \cos \lambda = M_{\phi K} / (n \cdot R \cdot \cos \lambda), \quad (107)$$

где λ - угол приложения окружной силы ($\lambda = 40^\circ$).

Размеры внутренней обоймы должны обеспечивать надежную связь с ведущим валом, что предопределяется радиусом расположения шариков.

Соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметрами, обеспечивающее заданный срок службы шарнира, определяется по эмпирической зависимости:

$$R/d_{ш} = 1,71.$$

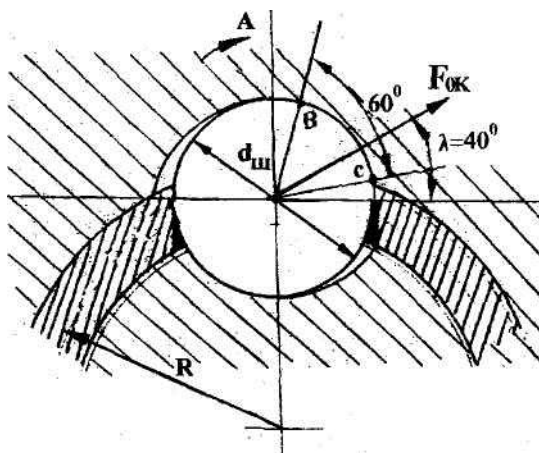


Рис. 21. Расчетная схема карданного шарнира

Во избежание преждевременного износа шариков и канавок рекомендуется следующая зависимость между нормальной силой и диаметром шарика:

$$N = 2660 \cdot d_{ш}$$

отсюда с учетом того, что угол $\lambda = 40^\circ$, диаметр шарика – $d_{ш}$ (м) получается:

$$d_{ш} = (M_{\phi\kappa} / 21000)^{1/3}. \quad (108)$$

Шариковые обоймы изготавливаются из стали 15ХМ с последующей цементацией, шарики шарниров - из стали ШХ15.

При использовании в карданных сочленениях упругих соединительных муфт последние рассчитываются на напряжение разрыва – σ_p (Па) по формуле:

$$\sigma_p = M_p / (n \cdot R \cdot S), \quad (109)$$

где M_p - расчетный момент на кручение, передаваемый данным валом, Н·м;

n - число крепежных болтов на одной вилке;

R - средний радиус диска, м;

S - площадь разрыва в сечении по отверстию, м²,

$$S = (R_H - R_B - d_0) \cdot b, \quad (110)$$

где R_H , R_B - наружный, внутренний радиус диска, м;

d_0 - диаметр отверстия под болт, м;

b - толщина диска, м.

Допускаемое напряжение на разрыв составляет $\sigma_P = 12 \dots 15$ МПа.

Напряжение на смятие – σ_{CM} (Па) определяется из выражения:

$$\sigma_{CM} = M_P / (n \cdot R \cdot d_B \cdot b), \quad (111)$$

где d_B - диаметр крепежных болтов, м.

Для существующих муфт напряжение смятия составляет $\sigma_{CM} = 8$ МПа.

Наибольшая окружная скорость для дисковых муфт, выполненных из прорезиненной ткани, не должна превышать 15 м с^{-1} .

5.1.4. Расчет ременного - привода дымососа (генератора)

Как правило, привод дымососа, генератора и другого пожарного оборудования осуществляется при помощи клиноременной передачи. Определение ее основных параметров осуществляется по нижеследующей методике.

В качестве исходных данных для расчета клиноременной передачи выбираются:

n_1 - частота вращения ведущего вала, об мин⁻¹;

n_2 - частота вращения ведомого вала, об мин⁻¹;

N - передаваемая мощность, кВт;

A_0 - ориентировочное межосевое расстояние, мм.

Момент на ведущем валу - M (Н м) определяется по формуле:

$$M = 9550 \cdot N / n_1, \quad (112)$$

Минимальный допустимый диаметр шкива – d_1 (мм) выбирается по справочникам, например [19]. Для аналогичных расчетов минимальный диаметр шкива принимается $d_1 = 200$ мм.

Диаметр большого шкива – d_2 определяется из выражения:

$$d_2 = d_1 \cdot i, \quad (113)$$

где i - передаточное число передачи $i = n_1 / n_2$.

Скорость движения ремня - ϑ (м с⁻¹) определяется по формуле:

$$\vartheta = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60, \quad (114)$$

Скольжение ремня задается величиной $\varepsilon = 0,02$. Тогда частота вращения ведомого вала определяется как:

$$n_2 = d_1 \cdot n_1 (1 - \varepsilon) / d_2, \quad (115)$$

Длина ремня - L (мм):

$$L = 2 \cdot A_0 + \Delta_1 + \Delta_2 / A_0, \quad (116)$$

где $\Delta_1 = \pi(d_1 + d_2) / 2$; $\Delta_2 = ((d_2 - d_1) / 2)^2$

После определения длины ремня по справочнику [19] для дальнейших расчетов принимается ближайшее стандартное значение и записывается обозначение ремня, например: Ремень В-3000 III ГОСТ 1284-68.

Окончательное межосевое расстояние - A (мм) находится по формуле:

$$A = 0,25 \left((L - d_1) + \left((L - d_1)^2 - 8\Delta_2 \right)^{1/2} \right), \quad (117)$$

Наименьшее межосевое расстояние, необходимое для надевания ремня, составляет:

$$A_{\min} = A - 0,01L,$$

а наибольшее, необходимое для компенсации вытяжки -

$$A_{\max} = A + 0,025L$$

Аналогично по справочнику [19] выбирается коэффициент режима, например $c_p = 0,84$.

Угол обхвата шкива - α (град) определяется из выражения:

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ (d_2 - d_1) / A, \quad (118)$$

Коэффициент угла обхвата выбирается по справочнику [19] $c_\alpha = 0,965$.

Исходная длина - L_0 выбирается по табличным данным [19].

Относительная длина ремня определяется как: L / L_0

Коэффициент длины вновь определяется из справочника [19] $c_L = 0,96$.

С учетом маркировки ремня по данным справочника [19] определяется исходная мощность, приходящаяся на один ремень - N_0 .

Поправка к моменту на передаточное число – ΔM_i ; выбирается из этого же справочника. Для аналогичных расчетов она в первом приближении равна $\Delta M_i = 8 \text{ Н м}$.

Поправка к мощности - ΔN_i (кВт) определяется из выражения:

$$\Delta N_i = 0,001 \Delta M_i \cdot n_1 \quad (119)$$

Допускаемая мощность - N^* (кВт) вычисляется по следующей формуле:

$$N^* = (N_0 \cdot c_\alpha \cdot c_L + \Delta N_i) \cdot c_P, \quad (120)$$

Число ремней передачи - Z_p определяется как:

$$z_p = N / N^*, \quad (121)$$

Коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки принимается равным $c_Z = 0,9$.

Окончательное число ремней - z_p^* определяется из выражения:

$$z_p^* = z_p / c_Z, \quad (122)$$

полученное значение округляется в большую сторону.

После выбора по справочнику [19] массы 1 м ремня - q ($\text{кг} \cdot \text{м}^{-1}$), определяется предварительное натяжение одного ремня - F_{L1} (Н) по формуле:

$$F_{L1} = 780 \cdot N / (g \cdot c_\alpha \cdot c_P \cdot z_p^*) + q \cdot g^2 / 10, \quad (123)$$

Сила - F (Н), действующая на валы определяется из выражения:

$$F = 2 \cdot F_{L1} \cdot z^* \cdot \sin(\alpha / 2), \quad (124)$$

По окончании расчетов делается заключение: сколько ремней и какого сечения необходимо для привода ведомого вала дымососа (генератора).

5.1.5. Расчет привода управления исполнительными механизмами пожарного автомобиля

Системы устройств и механизмов, с помощью которых оператор управляет специальными агрегатами ПА: насосом, лафетным стволом,

исполнительными механизмами автолестницы и т.д., называются приводами управления.

Приводы управления разделяют на приводы непосредственного действия, использующие усилие только оператора, и сервоприводы, т.е. приводы имеющие усилитель.

Усилия на рычагах и педалях в приводах непосредственного действия ограничиваются физическими возможностями оператора и составляют, соответственно, 150 и 250 Н при максимальном ходе (перемещении) 200 мм. Углы поворота рычагов не должны превышать 35°, а педалей - 60°. По конструкции приводы этого типа подразделяются на механические и гидравлические.

И механический и гидравлический приводы характеризуются передаточным числом, определяющим соотношение усилий на педали (рычаге) и исполнительном механизме. Передаточное отношение находится в пределах 25...40 и определяется по формуле:

$$i_M = I/h, \quad (125)$$

где I - ход педали или рычага;

h - ход органа (детали), непосредственно обеспечивающего включение исполнительного механизма.

При гидравлическом приводе управления передаточное отношение определяется как

$$i_r = d_2^2 / d_1^2, \quad (126)$$

где d_1, d_2 - диаметры, соответственно, малого, большого цилиндров.

При необходимости получить большую силу для управления (включения) исполнительного механизма, используют схемы с комбинированным приводом. Передаточное число таких систем определяется как:

$$i_{\text{общ}} = i_M \cdot i_r, \quad (127)$$

5.2. Расчет систем безопасности движения пожарного автомобиля

К системам безопасности относятся рулевое и тормозное управление, от совершенства конструкции которых зависит безопасность движения ПА.

5.2.1. Рулевое управление

Рулевое управление предназначается для обеспечения поворота ПА и поддержания заданного направления его движения.

Рулевое управление состоит из трех составных конструктивных элементов: рулевого механизма, рулевого привода и усилителя руля.

При проектировании рулевого управления ПА производится два вида расчетов: кинематический расчет рулевого привода и прочностной расчет деталей рулевого управления.

Задачей кинематического расчета является определение размеров рычагов рулевой трапеции, углов их наклона по отношению к продольной оси автомобиля и подбор нужных передаточных чисел рычажной системы привода управляемых колес.

Задачей прочностного расчета является определение размеров деталей, обеспечивающих высокую их прочность, а также напряжений в деталях, размеры которых определены по конструктивным соображениям.

Под рулевым приводом понимается система валов, рычагов, тяг, обеспечивающая передачу необходимого усилия от сошки рулевого механизма на управляемые колеса автомобиля.

Кинематический расчет рулевого привода проводится в два этапа. Вначале на основе известных конструктивных решений находят размеры рулевой трапеции и рычажной системы привода. После чего производится проверочный расчет геометрии привода для разных положений управляемых колес. При этом устанавливается возможное боковое скольжение колес на разных радиусах поворота ПА.

При проектировании рулевой трапеции автомобиля с одной передней управляемой осью по рис. 22 для данного отношения B/L и выбранного отношения m/n находят величину X . В среднем величина $X = 0,7...0,8$.

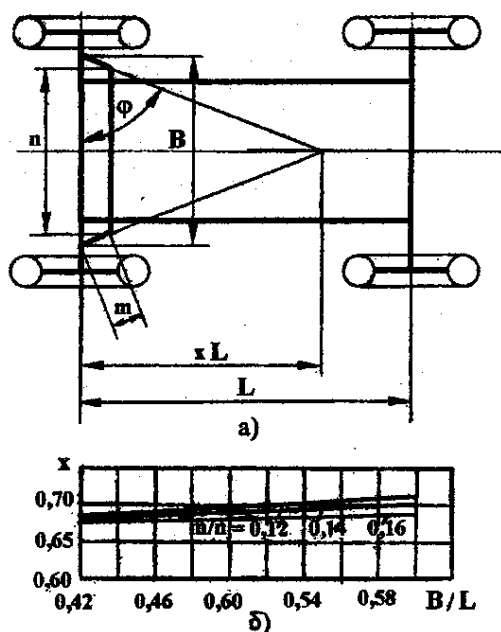


Рис. 22. Расчет рулевой трапеции:
а) расчетная схема; б) зависимость X от B/L

Угол - φ наклона рычагов рулевой трапеции находится из выражения:

$$\varphi = \text{arcctg}(B/(2X \cdot L)), \quad (128)$$

После нахождения угла наклона рычагов рулевой трапеции определяется величина « n » (мм) по следующей формуле:

$$n = B/(1 + 2(m/n) \cdot \cos \varphi), \quad (129)$$

После того, как определены размеры рулевой трапеции, графическим методом определяется положение центра поворота ПА для разных радиусов движения, а аналитическим - контролируется возможность возникновения при повороте бокового скольжения.

Для этого графически принимаются углы поворота внутреннего колеса - β и определяются из построения соответствующие углы поворота наружного колеса - α (рис. 23). Следует помнить, что для нормальной работы рулевого механизма необходимо, чтобы $(\alpha_{\max} + \beta_{\max}) \leq 70^\circ$.

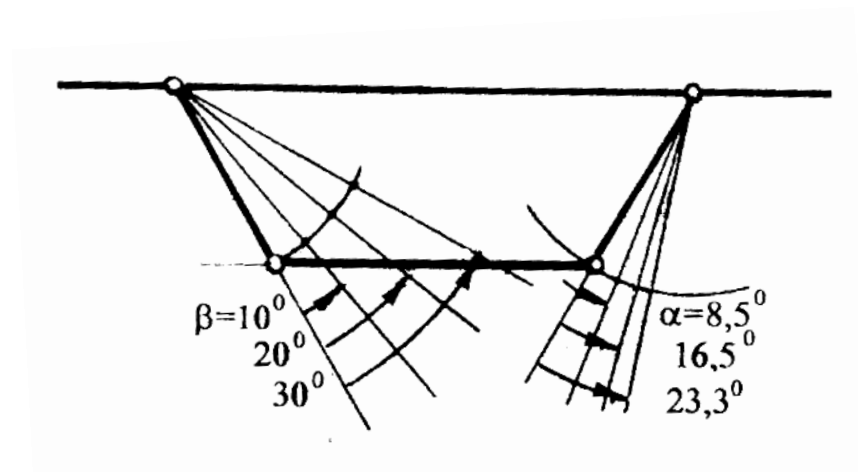


Рис. 23. Углы поворота управляемых колес

В теории поворота имеется выражение для определения теоретического радиуса поворота - R_T (мм) и продольной координаты - L_1 (мм) положения центра поворота - O (рис. 24).

$$R_T = (B \cdot \sin \beta) / \sin(\beta - \alpha) + b; \quad (130)$$

наружного - d_a и внутреннего - d_β управляемых колес.

$$i_{PI} = d\Omega / (1/2(d_a - d_\beta)) \quad (133)$$

Значения кинематического передаточного числа рулевого привода для разных углов поворота колес определяются графически.

В свою очередь, рулевой механизм увеличивает момент на валу сошки, прикладываемый к рулевому колесу.

$$i_{PM} = d\theta / d\Omega \quad (134)$$

где i_{PM} - передаточное число рулевого механизма;

$d\theta, d\Omega$ - элементарные углы поворота, соответственно, рулевого колеса, вала сошки.

В существующих конструкциях принимается:

для легковых автомобилей $i_{PM} = 15...20$;

для грузовых автомобилей $i_{PM} = 20..25$.

При выборе величины передаточного числа рулевого механизма исходят из того, что за 1,5...2,5 полных оборота рулевого колеса управляемые колеса от нейтрального положения должны повернуться на максимальный угол, составляющий порядка 35...45°.

Коэффициент полезного действия (КПД) рулевого механизма оценивается величиной потерь на трение в рулевом механизме и эффект торможения. Поэтому различают прямой КПД - η_{PM1} (передача усилия от рулевого колеса на управляемые колеса) и обратный - η_{PM2} (передача усилия от управляемых колес к рулевому колесу). Чем больше прямой КПД, тем совершеннее рулевой механизм, тем легче управлять ПА. Прямой КПД определяется по формуле:

$$\eta_{PM1} = 1 - M_{T1} / M\theta, \quad (135)$$

где M_{T1} - момент трения в рулевом механизме, приведенный к валу сошки, Н·м;

$M\theta$ - поворотный момент на валу сошки, переданный от управляемых колес, Н·м.

Полное передаточное число рулевого управления находится из выражения:

$$i_P = i_{PM} \cdot i_{PI} \quad (136)$$

Общий КПД рулевого управления определяется по формуле:

$$\eta_P = \eta_{PM} \cdot \eta_{PI} \quad (137)$$

при этом для автомобилей с одной управляемой осью

прямой КПД $\eta_{p1} = 0,7 \dots 0,85$;
обратный КПД $\eta_{p2} = 0,58 \dots 0,63$.

5.2.2. Тормозное управление

Для снижения скорости ПА или его полной остановки в любых условиях предназначена тормозная система. Согласно требованиям ГОСТ тормозное управление автомобиля должно состоять из четырех систем: рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной. Основными из них являются рабочая и стояночная система. Действие рабочей системы должно распространяться на все колеса с рациональным распределением тормозного момента по мостам. В настоящее время действуют следующие нормы максимального установившегося замедления:

для легковых и грузовых автомобилей, автобусов полной массой до 5 т - 7 м с^{-2} ;

для автомобилей общей массой более 5 т - $5,5 \text{ м с}^{-2}$.

Для удержания ПА в неподвижном состоянии предназначена стояночная тормозная система, которая должна надежно и неограниченно долго удерживать полностью груженный автомобиль на уклоне не менее 25%. В этой тормозной системе применяется, как правило, трансмиссионный тормозной механизм.

Всякая тормозная система состоит из тормозных механизмов (тормозов), привода и педали (рычага) управления.

На современных автомобилях наиболее широкое распространение получили тормозные системы с механическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным приводом.

Тормозные механизмы по конструкции трущихся поверхностей разделяются на барабанные и дисковые. На современных ПА в качестве колесного тормоза наибольшее распространение получили колодчатые тормоза барабанного типа с внутренним расположением колодок.

В качестве трансмиссионных тормозных механизмов в настоящее время наиболее часто используются колодчатые тормоза барабанного типа. При хорошем отводе тепла от поверхностей трения они достаточно надежны, имеют небольшие габариты и вес, а также хорошую защиту от загрязнения и повреждения.

Расчет колесных тормозных механизмов проводится в следующей последовательности:

В начале по заданной интенсивности торможения определяется сумма тормозных моментов - $\sum M_{Ti}$ (Н·м) всех колес ПА из выражения:

$$\sum_{i=1}^z M_{Ti} = (J_3 / g) \cdot G_A \cdot r_c \quad (138)$$

где z - число осей автомобиля;

J_3 - расчетное замедление, м с^{-2} ;

G_A - модуль силы тяжести автомобиля, Н;

r_c - статический радиус колеса, м;

В расчетах рекомендуется принимать

$$J_3 = (1,3 \dots 1,5) J_H,$$

где J_H - нормативное замедление.

Существуют следующие значения нормативного замедления:

для легковых автомобилей - не ниже $5,8 \text{ м с}^{-2}$;

для грузовых автомобилей массой до $3,5 \text{ т}$ - не ниже $4,5 \text{ м с}^{-2}$;

для автобусов — не ниже 5 м с^{-2} .

При проведении прочностного расчета тормозов для определения суммы тормозных моментов всех колес следует пользоваться уравнением:

$$\sum_{i=1}^z M_{Ti} = \varphi \cdot G_A \cdot r_c \quad (139)$$

где φ - коэффициент сцепления колес в наилучших дорожных условиях (сухая дорога с бетонированным покрытием), равный $0,7 \dots 0,8$.

Необходимые величины тормозного момента на колесе передней - M_{T1} и задней - M_{T2} (Н·м) оси вычисляются по формулам:

$$M_{T1} = (J_3 / g) \cdot (G_A \cdot r_c / 2) \cdot ((a_2 + h_g \cdot J_3 / g) / L), \quad (140)$$

$$M_{T2} = (J_3 / g) \cdot (G_A \cdot r_c / 2) \cdot ((a_1 - h_g \cdot J_3 / g) / L), \quad (141)$$

где a_1, a_2 - расстояние от центра масс до оси, соответственно, передних, задних колес, м;

h_g - вертикальная координата центра масс автомобиля, м;

L - база автомобиля, м.

Далее выбирается тип тормоза и его основные параметры. На рис. 25 представлены четыре типа конструкций колодочных тормозов. Ниже приводятся возможные области их применения.

Тормозной механизм первого типа (рис. 25 а) применяется с пневматическим приводом на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности. Он обеспечивает более полное использование поверхности тормозного барабана и равномерный износ тормозных колодок.

Тормозной механизм второго типа (рис. 25 б) применяется с гидравлическим или пневматическим приводом на грузовых автомобилях

малой грузоподъемности, а также легковых автомобилях.

Тормозной механизм третьего типа (рис. 25 в) при тех же разжимных усилиях на колодке развивает больший тормозной момент, чем механизмы предшествующих конструкций. Поэтому его целесообразно применять на тяжелых грузовых автомобилях, а также в качестве тормозов передних колес на других автомобилях. Однако этот тип механизма имеет один недостаток - резкое падение эффективности торможения при изменении направления вращения тормозного барабана.

Тормозной механизм четвертого типа (рис. 25 г) является наиболее эффективным. Однако для него характерно наиболее резкое уменьшение тормозного момента при понижении коэффициента трения. Такой тормозной механизм применяется на легковых автомобилях, главным образом в качестве стояночного тормоза.

При проектировании ПА тормоза выбираются на основе вышеизложенной априорной информации.

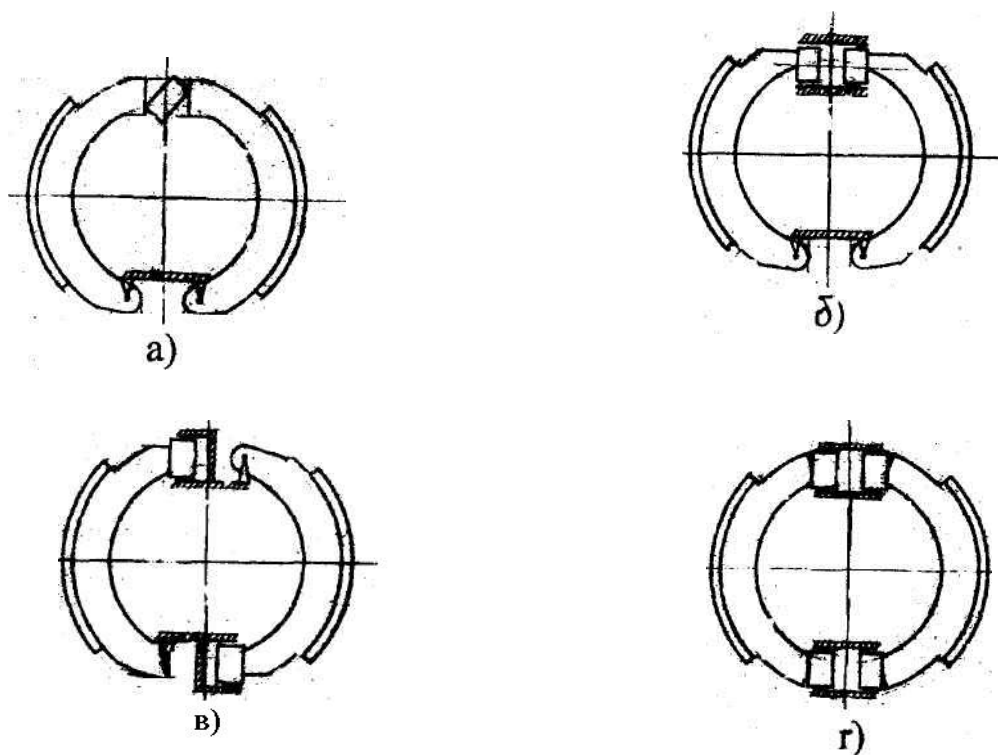


Рис. 25. Схемы барабанных тормозных механизмов:

а) механизм с равным перемещением колодок; б) механизм реверсивный неуравновешенный; в) механизм нереверсивный уравновешенный; г) механизм реверсивный с плавающими колодками

При расчете тормозного механизма предварительно задаются радиусом барабана - r_b (м) и шириной колодки - b_k (м). В последующем значения r_b и b_k проверяются на работу трения. Размеры - a , c и угол - σ (рис. 26) выбираются для каждого типа механизма по конструктивным

соображениям. Начальный угол охвата - α_0 и угол охвата фрикционной обшивки - β принимают: $\alpha_0 = 25...30^\circ$, $\sigma = 90...130^\circ$.

После выбора основных размеров тормозного механизма по формулам, указанным ниже для каждого типа тормоза, определяются требуемые разжимные усилия - F_1 и F_2 , необходимые для реализации создаваемого на барабане тормозного момента - M_T .

Для тормозных механизмов первого типа (рис. 25 а):

$$M_T = \mu(a+c) \cdot p(F_1 / ((c/\cos Q) \cdot (\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot p) + F_2 / ((c/\cos Q) \cdot (\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) + \mu \cdot p));$$

$$F_1 / F_2 = ((c/\cos Q) \cdot (\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot p) / ((c/\cos Q) \cdot (\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) + \mu \cdot p);$$

Коэффициент эффективности:

$$k_9 = \mu \cdot (\phi + c) / c; \quad k_9 = 0,6$$

Эти механизмы применяются на автомобилях ЗИЛ-4331; ЗИЛ-131; МАЗ 53372 и др.

Для тормозных механизмов второго типа (рис. 25 б):

$$M_T = \mu(a+c) \cdot p \cdot F(1 / ((c/\cos Q) \cdot (\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot p) + 1 / ((c/\cos Q) \cdot (\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) + \mu \cdot p))$$

$$F_1 = F_2 = F.$$

$$k_9 = \mu(a+c) \cdot c / (c^2 - \mu^2); \quad k_9 = 0,7.$$

Применяются на автомобилях Урал-4320; ГАЗ-66 (задние колеса); КамАЗ-5320.

Для тормозных механизмов третьего типа (рис. 25 в):

$$M_T = 2\mu(a+c) \cdot (F / ((c/\cos Q) \cdot (\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot p)) \cdot F_1;$$

$$F_1 = F_2 = F.$$

$$k_9 = 2\mu(a/(a - \mu \cdot c)); \quad k_9 = 0,96.$$

Применяются на легковых автомобилях ГАЗ-3302; ГАЗ-66 (передние колеса); МАЗ-53373 и др.

Для тормозных механизмов четвертого типа (рис. 25 г):

$$M_T = M^* + M^{**}$$

$$M^* = \mu \cdot F(c+d) \cdot p / (c(\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot p);$$

$$M^{**} = (\mu \cdot F(a-d) + Q(a+c) \cdot \mu) \cdot p / (a(\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) + \mu \cdot p);$$

$$Q = F((c(\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot p) \cdot d + \mu(c+d) \cdot p) / (c(c(\cos \delta + \mu \cdot \sin \delta) - \mu \cdot p));$$

$$F_1 = F_2 = F.$$

$$k_9 = \mu \cdot a(d+c) / ((c - \mu \cdot c) \cdot (a - \mu \cdot c)); \quad k_9 = 1,37.$$

Применяются на автомобилях марки ГАЗ - 3309.

При этом коэффициент трения - μ в расчетах принимается равным $\mu = 0,3 \dots 0,35$, а приведенный радиус - p (м) определяется по формулам:

$$p = (\beta \cdot r_B) / ((\sin \alpha_1 - \sin \alpha_2)^2 + (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)^2)^{1/2}; \quad (142)$$

$$\operatorname{tg} \sigma = (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_2) / (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2). \quad (143)$$

С учетом равномерного распределения удельного давления по длине колодки при расчете колодочных тормозов производится проверка на отсутствие самозакаливания колодок:

$$\mu < (c \cdot \cos \sigma) / (F \cdot \cos \sigma - c \cdot \sin \sigma). \quad (144)$$

Для полной гарантии отсутствия самозакаливания колодок величина правой части этого неравенства должна быть не менее 0,5...0,7.

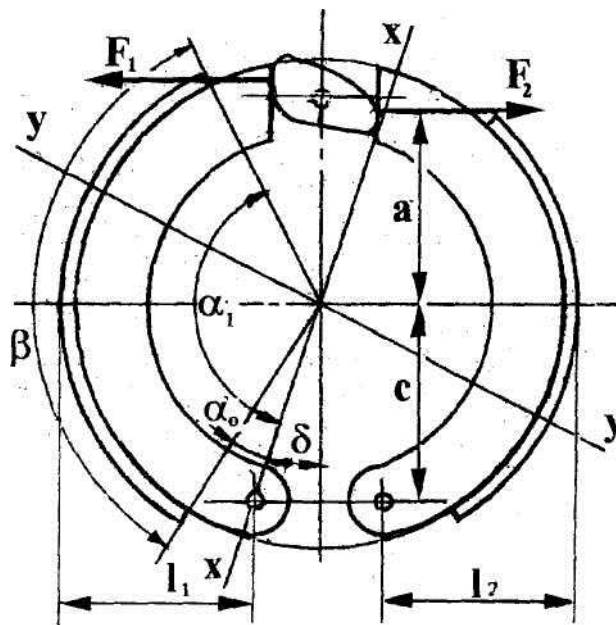


Рис. 26. Параметры тормозного механизма

После выбора и расчета параметров конструкции тормозной механизм проверяется на нагрев. Нагрев определяется работой трения. Удельная работа трения - $L_{уд}$ (Н·м·см⁻²) вычисляется по формуле:

$$L_{уд} = (G_A \cdot g_A^2) / (2 \cdot g \cdot 3,6^2 \cdot \sum S) = G_A \cdot g_A^2 / (254 \cdot \sum S); \quad (145)$$

где $\sum S$ - суммарная поверхность фрикционных накладок при торможении, см².

При торможении от скорости $g_A = 30$ кмч⁻¹ до полной остановки ПА

удельная работа трения должна быть не менее 70... 150 Н м см⁻².

В результате быстроты протекания процесса торможения рассеивание теплоты практически отсутствует. Вся кинетическая энергия с учетом распределения суммарной тормозной силы по мостам расходуется на нагрев масс тормозного механизма. Таким образом, часть кинетической энергии полностью нагруженного ПА превращается тормозными механизмами в тепловую энергию моста L_{Π} - переднего, L_3 - заднего (Нм):

$$L_{\Pi} = m_A \cdot (g_A^2 / 2) \cdot (g \cdot \alpha_2 + J_H \cdot h_g / (\alpha_1 + \alpha_2)); \quad (146)$$

$$L_3 = m_A \cdot (g_A^2 / 2) \cdot ((g \cdot \alpha_1 - J_H \cdot h_g) / (\alpha_1 + \alpha_2)); \quad (147)$$

где a_1, a_2 - расстояние по горизонтали от центра масс до оси, соответственно, переднего, заднего моста, м;

h_g - высота расположения центра масс от опорной поверхности, м;

J_H - нормативное замедление, м с⁻²;

m_A - масса автомобиля, кг.

Отсюда увеличение температуры тормозного барабана - Δt за одно интенсивное торможение определяется зависимостью:

$$\Delta t \leq L_{\Pi(3)} / (m_B \cdot c_B + m_D \cdot c_D); \quad (148)$$

где m_B, m_D - суммарная масса, соответственно, барабанов, тормозных дисков данного моста, кг;

c_B, c_D - удельная теплоемкость, соответственно, барабана, тормозного диска:

для чугуна $c = 482$ кН м (кг град)⁻¹, для алюминиевого сплава $c = 880$ кН м (кг град)⁻¹. Повышение температуры тормозного барабана при торможении на скорости $g_A = 30$ кмч⁻¹ до полной остановки не должно превышать 15 К.

5.2.3. Особенности расчета стояночного тормоза на трансмиссии

В качестве стояночного тормоза на ПА может быть использован колодочный тормозной механизм первого типа.

Между стояночным тормозом и ведущими колесами располагается главная передача, а на некоторых автомобилях - еще бортовые передачи и колесные редукторы. Поэтому расчетный момент стояночного тормоза -

M_{CT} (Н·м) с учетом передаточных чисел перечисленных агрегатов вычисляется по формуле:

$$M_{CT} = \varphi \cdot G_M \cdot r_K / (i_{ГП} \cdot i_{БП} \cdot i_{КР}), \quad (149)$$

где G_M - нагрузка, приходящаяся на мост, через который передается на колеса момент от стояночного тормоза, Н.

Реакции дороги - Z_1 и Z_2 (Н) определяются из системы уравнений:

$$\begin{aligned} Z_1 + Z_2 &= G_A \cdot \cos \alpha; \\ Z_1 \cdot L &= G_A \cdot \cos \alpha \cdot a_2 - G_A \cdot \sin \alpha \cdot h_g; \end{aligned}$$

Отсюда:

$$Z_1 = (G_A \cdot \cos \alpha \cdot a_2 - \sin \alpha \cdot h_g) / L; \quad (150)$$

$$Z_2 = \cos \alpha - Z_1 = (G_A \cdot \cos \alpha \cdot (L - a_2) + G_A \cdot \sin \alpha \cdot h_g) / L; \quad (151)$$

Сила трения - F_{TP} (Н), удерживающая ПА на уклоне, находится из выражения:

$$F_{TP} = Z_2 \cdot \varphi \geq G_A \cdot \sin \alpha, \quad (152)$$

где φ - коэффициент сцепления колес с фунтом, равный $\varphi = 0,8$.

Отсюда уклон дороги - α , на котором необходимо рассчитывать момент на стояночном тормозе для фунта с заданным коэффициентом сцепления колес, определяется по формуле:

$$\alpha \geq \arctg((L - \varphi \cdot h_g) / (\varphi(L - a_2))), \quad (153)$$

а нагрузка - G_M (Н), приходящаяся на заторможенный мост, например, задний, находится из выражения:

$$G_M = Z_2 = (G_A \cos \alpha \cdot (L - a_2) + G_A \cdot \sin \alpha \cdot h_g) / L. \quad (154)$$

Расчет самого стояночного тормоза производится в соответствии с вышеприведенной методикой.

6. РАСЧЕТ БАЛАНСА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

В связи со спецификой работы на ПА наряду с основным электрооборудованием шасси устанавливается дополнительное электрооборудование. К нему следует отнести: фару-прожектор,

светопроблесковые маяки, электросирену, плафоны освещения кабины (салона) боевого расчета и отсеков кузова, включатели различных потребителей, а также контрольно-измерительные и сигнальные приборы.

Для проверки баланса электроэнергии производится проверочный расчет установленного на ПА генератора. При этом определяется расчетная токовая нагрузка от основных и дополнительных потребителей при работающем двигателе на двух режимах: при движении ПА и при его работе на пожаре.

Расчетная токовая нагрузка - I_p (А) определяется по формуле:

$$I_p = \sum I_{\Pi} \cdot k_H \cdot k_{\tau} \quad (155)$$

где I_{Π} - номинальный (каталожный) ток потребителя, указанный в его паспорте, А;

k_H - коэффициент нагрузки для потребителей имеющих несколько ступеней включения;

k_{τ} - коэффициент времени работы потребителя по отношению ко времени работы двигателя.

Относительная расчетная нагрузка определяется по формуле:

$$i_H = I_p / I_N, \quad (156)$$

где I_N - номинальный ток генератора, принимаемый по его паспорту, А.

Частота вращения якоря генератора, соответствующая началу зарядки батареи при движении ПА и его работе на пожаре, определяется из выражения:

$$n_0 = n_X + i_p(n_H - n_X). \quad (157)$$

где n_X , n_H - частота вращения якоря генератора, соответственно, на холостом ходу, номинальном режиме работы, об мин⁻¹.

Относительное время разрядки батареи принимается:

при движении 0,55;

на пожаре 0,45.

Количество электричества - Δq (А), полученное или отданное батареями за час, определяется по формуле:

$$\Delta q = k \cdot I_N. \quad (158)$$

где k - коэффициент, определяемый по номограмме:

при движении $k = - 0,11$;

на пожаре $k = + 0,15$.

Суточный баланс электроэнергии ПА - $Q_{\text{сут}}$ (А) находится из

выражения:

$$Q_{СУТ} = 5(\Delta q_{ДВИЖ} + \Delta q_{РАБ}). \quad (159)$$

Суточный баланс электроэнергии ПА должен быть больше 0.

Полученные расчетные данные сводятся в таблицу, аналогичную представленной в качестве примера табл. 20.

Таблица 20

Результаты расчета баланса электроэнергии пожарного
автомобиля

Режим работы	Вид	Наименование потребителя	Номинальный ток потребителя, А	Коэффициент		Расчетная нагрузка, А
				Времени работы	Нагрузки	
1	2	3	4	5	6	7
Движение	Основной	Дальний свет	8,2	0,05	1,0	0,41
		Задние и номерные знаки	1,36	1,0	1,0	1,36
		Освещение приборов	1,36	1,0	1,0	1,30
		Стоп-сигнал	1,55	0,15	1,0	0,23
		Указатель поворота	3,1	0,15	1,0	0,46
		Питание приборов	1,0	1,0	1,0	1,0
		Система зажигания	3,5	1,0	1,0	3,5
		Электродвигатель отопителя	2,0	0,5	1,0	1,0
		ВСЕГО:				9,26
	Дополнительный	Фара-прожектор	4,0	0,05	1,0	0,2
		Сирена электрическая	28,0	0,05	1,0	1,4
		Светопроблесковые маяки	7,0	0,5	1,0	3,5
		Освещение салона	6,6	0,2	1,0	1,32
		ВСЕГО:				6,42
		Подфарники	1,36	1,0	1,0	1,36
Работа на пожаре	Основной	Задние и номерные знаки	1,36	1,0	1,0	1,36
		Освещение приборов	1,36	1,0	1,0	1,36
		Питание приборов	1,0	1,0	1,0	1,0
		Система зажигания	3,5	1,0	1,0	3,5
		ВСЕГО:				8,58
		Фара-прожектор	4,0	0,1	1,0	0,4
	Дополн	Освещение кузова	2,5	0,5	1,0	1,25

	ител ьны й	Контрольные лампы	0,85	1,0	1,0	0,85
		ВСЕГО:				2,5

На основании полученных расчетных данным делается оценка баланса электроэнергии, в которой отмечается, что для выбранного типа шасси и условий работы ПА, баланс электроэнергии является приемлемым (неприемлемым), так как суточный баланс больше (меньше) нуля.

В последнем случае необходимо пересмотреть принятый комплект дополнительного электрооборудования или установить на ПА более мощный генератор.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенный в логической последовательности порядок конструирования ПА, выбора шасси, силового агрегата, пожарной надстройки, проведения компоновочного, тягово-динамического расчета, определения технико-эксплуатационных свойств, выполнения расчета дополнительных конструктивных элементов и систем, оценки баланса электроэнергии ПА позволяет курсантам и слушателям глубже изучить программный материал и выйти на качественно новый уровень решения вопросов при выполнении курсового и дипломного проекта по курсу «Пожарная техника».

Представленная информация включает фрагменты результатов научно-исследовательских работ и охватывает ряд перспективных направлений, которых следует придерживаться при создании новых и модернизации существующих конструкций ПА. Содержащиеся в ней сведения о последних разработках отечественного и зарубежного пожарного машиностроения позволяют объективно оценить уровень совершенства, как отдельных моделей, так и целых групп ПА.

Подробно расписанные этапы проектирования позволяют проследить весь цикл конструкторских работ, начиная с технического задания и заканчивая расчетом отдельных узлов, систем и агрегатов ПА. Приведенные во второй, третьей и четвертой частях пособия методики дают возможность в полном объеме провести компоновочный и тягово-динамический расчет, а также определить основные технико-эксплуатационные свойства проектируемого ПА. Материалы пятой и шестой частей пособия дают исчерпывающее представление о расчетах дополнительных конструктивных элементов и систем ПА и позволяют количественно оценивать его баланс электроэнергии.

Учебно-методическое пособие способствует мобилизации накопленного потенциала знаний и творческому подходу курсантов и слушателей к выбору путей, методов и порядка выполнения работ при курсовом и дипломном проектировании, что, в конечном счете, обеспечивает более высокий уровень усвоения профилирующего курса «Пожарная техника» при подготовке специалистов пожарной

безопасности.

ЗАДАНИЕ
на курсовую работу по дисциплине
«Пожарная техника»

Спроектировать пожарный автомобиль (ПА) по исходным данным, представленным в таблице 1.

Таблица 1

Исходные данные

Номер варианта	Наименование параметра						
	Климат	Дорожные условия	Тип ПА	Грузоподъемность шасси, т	Расстояние выезда, км	Среднее время следования, мин	Примечания, $V_{Аmax}, км \cdot ч^{-1}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	М,х	2 кат.	АБР	1,5	4	7	130
2	Ж,х	2 кат.	АЦ	5	6	11	100
3	УЖ,х	Гр.д	АСА	6	4	18	108
4	Ж,х	2 кат.	АЦЛ	8	4	11	90
5	УЖ,х	1 кат.	АЛ	10	5	15	90
6	ОЖ,х	Гр.д	АКП	12	2	10	93
7	Ж,ж	1 кат.	АА	12	3	6	91
8	УЖ,ж	1 кат.	АЦЛ	10	5	9	95
9	Ж,ж	2 кат.	АГВТ	8	4	22	90
10	УЖ,х	2 кат.	АГДЗС	5	5	10	105
11	М,ж	2 кат.	АКТ	8	4	8	100
12	Ж,х	2 кат.	АСО	5	4	8	90
13	ОЖ,х	Гр.д	АЦ	8	3	10	100
14	М,х	1 кат.	АЦЛ	8	4	12	90
15	Ж,х	Гр.д	АГВТ	10	6	33	108
16	М,х	1 кат.	АБР	1	6	6	100
17	Ж,ж	1 кат.	АШЛ	1	4	7	110
18	УЖ,ж	1 кат.	АЦ	6	6	16	105
19	ОЖ,ж	2 кат.	АТСО	8	5	12	93
20	НЖ,ж	1 кат.	АД	6	4	9	90
21	М,ж	Гр.д	АВ	10	4	12	90
22	НЖ,х	2кат.	АГТ	6	4	8	105
23	Ж,х	1 кат.	АР	6	4	9	95
24	М,х	Гр.д	ПНС	8	6	28	103

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8
25	НЖ,х	2 кат.	ПНС	6	8	20	99
26	Ж,ж	1 кат.	АН	5	7	10	99
27	М,х	1 кат.	ААС	15	4	8	97
28	Ж,ж	2 кат.	АПС	0,8	3	5	100
29	УЖ,ж	1 кат.	АШ	1,3	5	10	120
30	М,ж	1 кат.	АТ	6	8	22	100
31	М,ж	2 кат.	АКП	12	4	7	92
32	Ж,ж	Гр.д	АЦ	6	4	22	101

Условные обозначения:

Климат: М - маложесткий климат; УЖ - умеренно жесткий климат; Ж – жесткий климат; ОЖ – очень жесткий климат; НЖ – наиболее жесткий климат; х – холодный; ж – жаркий.

Дорожные условия: 1 кат. – автомобильная дорога 1-ой категории; 2 кат. – автомобильная дорога 2-ой категории; 3 кат. – автомобильная дорога 3-ей категории.

Тип ПА: АБР – автомобиль быстрого реагирования; АСА - аварийно-спасательный автомобиль; АЦ – автоцистерна; АЦЛ – автоцистерна с лестницей; АЛ – автолестница; АКП – автомобильный коленчатый подъемник; АА - аэродромный автомобиль; АГДЗС – автомобиль газодымозащитной службы; АКТ – автомобиль комбинированного тушения; АСО – автомобиль связи и освещения; АГВТ – автомобиль газодышающего тушения; АШЛ – автомобиль штабная лаборатория; АТСО – автомобиль технической службы, связи и освещения; АД – автомобиль дымоудаления; АВ – автомобиль воздушно – пенного тушения; АГТ - автомобиль газового тушения; АР – автомобиль рукавный; ПНС – пожарная насосная станция; АН – автонасос пожарный; АШ – автомобиль штабной; АПС - автомобиль противопожарной службы; ААС – автомобиль аэродромный спасательный; АТ – автомобиль технической службы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Перспективный типаж пожарных автомобилей. ВНИИПО МВД России. 1996.- 18 с.
2. ГОСТ 12.2.047 - 86. ССБТ. Техника пожарная. Требования и определения.
3. ГОСТ 12.4 009 - 85. ССБТ. Пожарная техника для защиты объектов. Общие требования.
4. Пожарная техника: Учебник / Под ред. М.Д. Безбородько. – М.: Академия ГПС МЧС России, 2004. – 550 с.
5. ГОСТ 12.2.032 - 78. ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования.
6. ГОСТ 12.2.033 - 78. ССБТ. Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования.
7. Яковенко Ю.Ф. Современные пожарные автомобили. - М.: Стройиздат, 1988.-352 с: ил.
8. Автомобильный справочник НИИАТ. - М.: Транспорт, 1989.-220 с.
9. Колчин АН, Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебн. для втузов. 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1971. -344 с: ил.
10. Балабин И.В., Куров Б.А., Лаптев С.А. Испытания автомобилей. Учебн. для вузов. 2-е изд. Перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1988. - 192 с: ил.
11. Айллик А.А. Системы автоматизированного проектирования изделий и технологических процессов в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1988. - 320 с.
12. Пожарная техника. 4.2 Каталог-справочник. - М.: ЦНИИНТЭстроймаш, 1980, - 275 с.
13. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: Учебн. для вузов - М.: Машиностроение, 1989. - 238 с.
14. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. - М.: Машиностроение, 1982. - 222 с.
15. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебн. - М.: Машиностроение, 1989. - 304 с: ил.
16. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля: Учебн. для втузов. - М.: Машгиз, 1962.-464 с: ил.
17. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов. - 4-е изд. испр. - М.: Высшая школа, 1986. - 359 с.
18. Конструкционные материалы: Справочник / Б.Н. Арзамасов и др. -М.: Машиностроение, 1990.- 687 с.
19. Чернавский С. А. Справочник металлиста. Т. 1. - М. 1976. - 280 с.

Учебное издание

Тимофеева Светлана Семеновна
Белых Алексей Владимирович
Малов Владислав Владимирович

ПОЖАРНАЯ ТАКТИКА И ТЕХНИКА

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию

Авторская редакция

Компьютерная верстка В.В.Малов