

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«Воронежский государственный архитектурно-строительный университет»

Кафедра строительной техники и инженерной механики
имени проф. Н.А. Ульянова

БАЗОВЫЕ ШАССИ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

*Методические указания
к выполнению практических работ для студентов
специальности 280705 – «Пожарная безопасность»*

Воронеж 2013

УДК 614.846(07)
ББК 38.96:39.33-04я7

Составители В.А. Жулай, В.Л. Тюнин

Базовые шасси пожарных автомобилей и спасательной техники
[Текст]: метод. указания к практическим работам для студентов спец. 280705 – «Пожарная безопасность» / Воронежский ГАСУ; сост.: В.А. Жулай, В.Л. Тюнин. – Воронеж, 2013. – 33 с.

Содержат краткие теоретические сведения об устройстве автомобилей, являющихся базой для установки пожарной техники, и их основных узлов. Описывается порядок проведения практических работ.

Предназначены для студентов специальности 280705 – «Пожарная безопасность» и используются при проведении практических работ.

Ил.16. Табл. 1. Библиогр.: 6 назв.

УДК 614.846(07)
ББК 38.96:39.33-04я7

Печатается по решению научно-методического совета Воронежского ГАСУ

Рецензент – М.Д. Грошев, к.пед.н., доцент кафедры пожарной и промышленной безопасности Воронежского ГАСУ

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Базовые шасси пожарных автомобилей и спасательной техники» имеет целью дать основные сведения о конструкции автомобилей и их основных узлов, правилах эксплуатации и типовых неисправностях, являющихся базовым шасси для установки пожарного и аварийно-спасательного оборудования, и обеспечить комплексную инженерную подготовку студентов специальности 280705 «Пожарная безопасность».

Методические указания содержат шесть практических работ, посвящённых общему устройству автомобилей и их основных узлов. Каждая работа содержит название, цель работы, краткие теоретические сведения, последовательность выполнения работы, форму отчёта.

В процессе выполнения практических работ студенты закрепляют знания, полученные при изучении теоретического курса. Практические работы оформляются в тетрадях согласно формы отчёта.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1

ИЗУЧЕНИЕ ОБЩЕГО УСТРОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

1.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучить назначение, принцип действия, устройство основных частей грузового автомобиля. Определить скоростные свойства автомобиля.

1.2. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Пожарные машины создаются на шасси грузовых автомобилей. При изучении устройства грузового автомобиля следует иметь в виду, что основными его частями являются двигатель, кабина и шасси (рис.1.1).

Шасси состоит из трансмиссии, ходовой части и механизмов управления. Трансмиссия (силовая передача) предназначена для изменения, распределения и передачи крутящего момента от вала двигателя к ведущим колесам машины. Механическая трансмиссия включает муфту сцепления, коробку передач, карданную передачу, главную передачу, дифференциал и полуоси ведущего моста.

Ходовая часть состоит из рамы, на которой крепятся все узлы и агрегаты автомобиля, переднего и заднего мостов, соединённых с рамой через подвеску. Ведущие мосты воспринимают усилия между колесным движителем и машиной.

К механизмам управления автомобилем относится рулевое управление и тормозная система. Рулевое управление состоит из рулевого механизма, который представляет собой червячную передачу и рулевого привода, передающе-

го усилие от рулевого колена к управляемым колесам. Рабочие тормозные механизмы, расположенные в мостах автомобиля, состоят из вращающегося вместе с колесом барабана и двух неподвижных колодок с фрикционными накладками. Поршни исполнительных тормозных цилиндров при повышении давления жидкости в тормозной системе разводят тормозные колодки, прижимая их к барабанам, и вызывают остановку или замедление автомобиля.

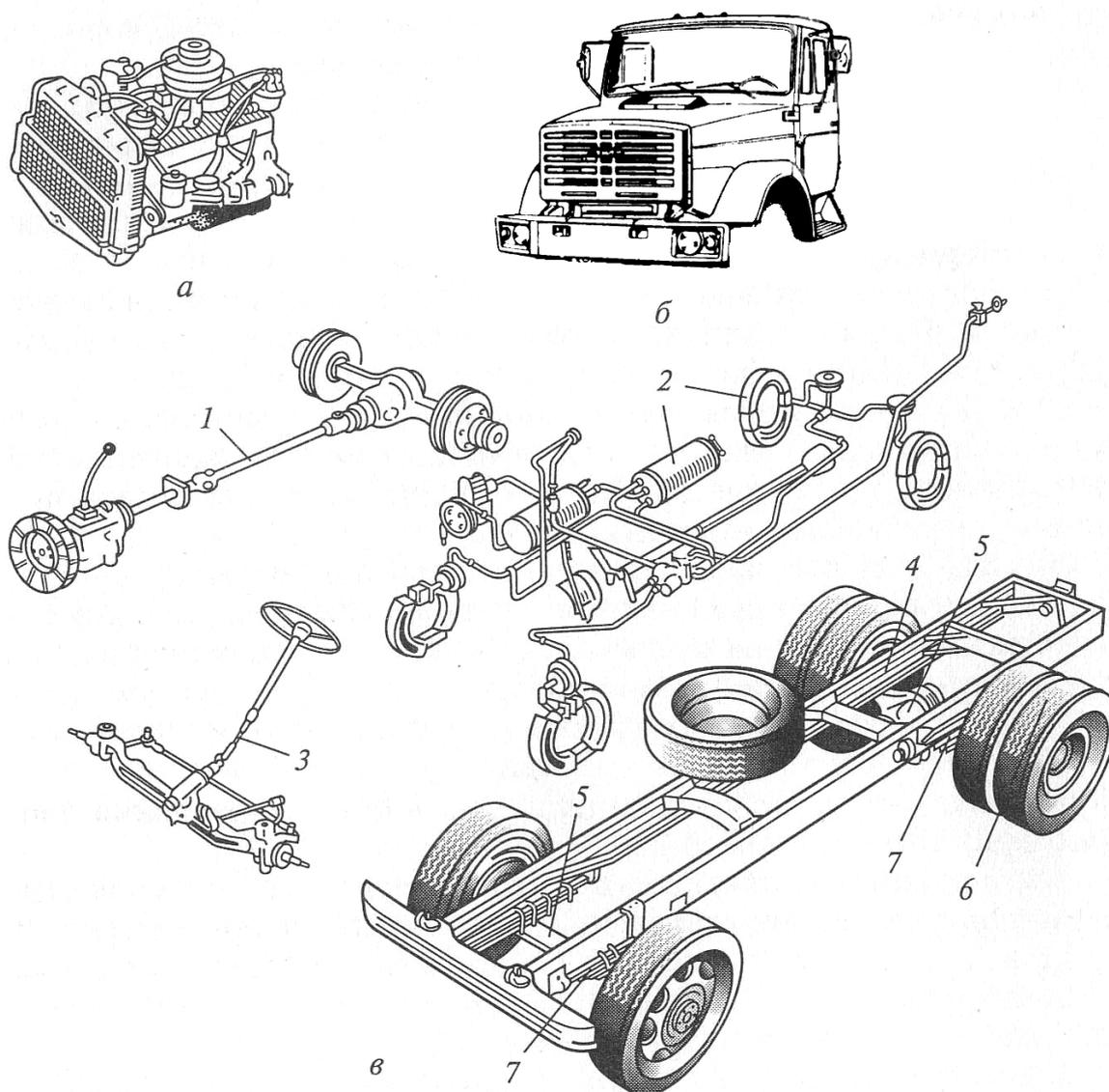


Рис.1.1. Устройство грузового автомобиля:
 а – двигатель; б – кабина; в – шасси; 1 – трансмиссия; 2 – тормозные системы; 3 – рулевое управление; 4 – рама; 5 – мосты; 6 – колеса; 7 – подвески

Методика определения скорости движения автомобиля

Наиболее часто скорость движения автомобиля определяют по его динамической характеристике, которая представляет собой графическую зависимость динамического фактора D от скорости движения V_a на различных передачах (рис. 1.2). При установившемся движении динамический фактор

численно равен суммарному коэффициенту сопротивления движению автомобиля по дороге, т.е.

$$D = \psi = i + f, \quad (1.1)$$

где i – подъем (уклон) дороги; f – коэффициент сопротивления качению колес автомобиля.

Для определения скорости движения автомобиля при заданной степени загрузки (например 40 %) и вычисленном коэффициенте суммарного сопротивления движению автомобиля (например $\psi = 0,15$) из точки a восстанавливается перпендикуляр до пересечения с наклонной линией, соединяющей шкалы D_0 и D_{100} , равной 0,15 (точка b). Из этой точки проводится горизонтальная прямая до пересечения с кривой D_{II} (точка c). Проекция точки c на ось абсцисс (точка d) дает установившуюся скорость автомобиля на второй передаче ($V_0 = 15$ км/ч). Если, например, горизонтальная прямая проходит между кривыми D_{II} и D_{III} , то в этом случае на 3-ей передаче автомобиль может двигаться только замедленно, а на 2-ой передаче будет происходить разгон автомобиля.

По динамической характеристике можно определить величину ψ (при известной нагрузке и скорости движения) и нагрузку $G_{гр}$ (при заданных ψ и V_a).

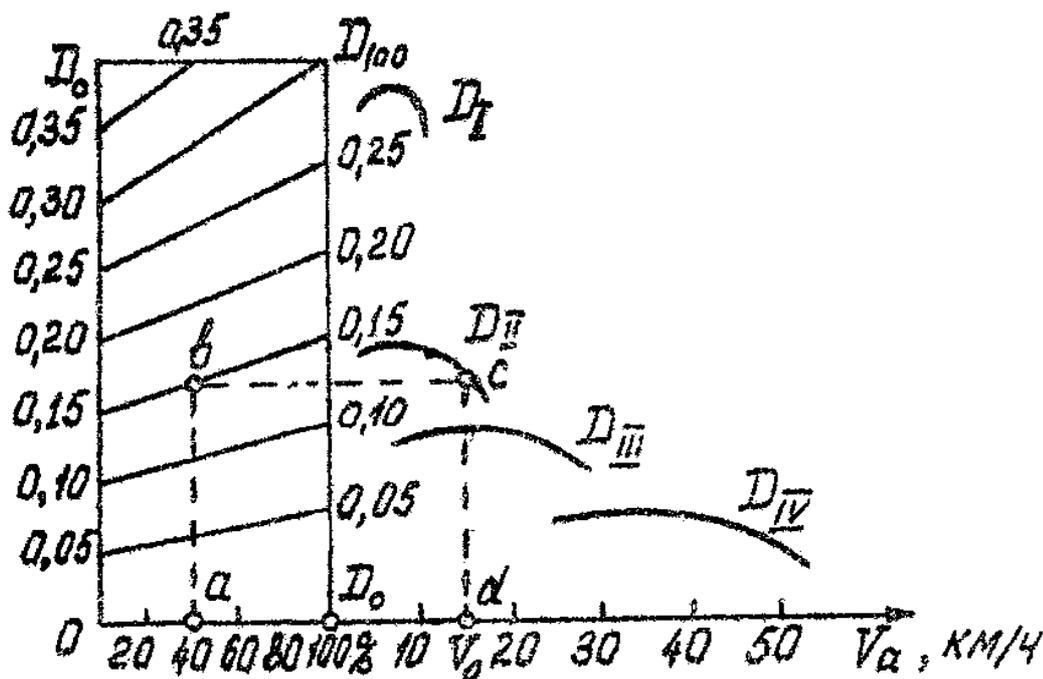


Рис.1.2. Динамическая характеристика автомобиля с номограммой нагрузок

1.3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить и зарисовать схему автомобиля с обозначением его основных частей.
2. Используя имеющееся лабораторное оборудование, модели, плакаты,

изучить назначение и принцип работы одного из узлов автомобиля (по указанию преподавателя). Зарисовать схему этого узла и дать описание его устройства с обозначением составных частей.

3. Вычертить в масштабе заданную динамическую характеристику автомобиля. Определить по ней скорость движения на трех участках дороги $i_1 = 0,045$, $f_1 = 0,07$; $i_2 = 0,02$, $f_2 = 0,04$; $i_3 = 0,12$, $f_3 = 0,03$ и степени загрузки автомобиля 90 %. Определить величину ψ при степени загрузки 60 % и скорости движения $V_a = 45$ км/ч. Определить степень загрузки автомобиля при $\psi = 0,05$ и скорости движения $V_a = 35$ км/ч.

1.4. ФОРМА ОТЧЕТА

Практическая работа №1

1. Цель работы.
2. Краткое описание и схемы общего устройства автомобиля.
3. Схема, назначение и принцип работы одного из узлов автомобиля.
4. Определение скоростных свойств автомобиля.

Выводы.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

2.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомиться с конструкцией, принципом действия двигателей внутреннего сгорания применяемых на пожарных автомобилях и спасательной техники.

2.2. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Наиболее распространенными энергетическими установками в автомобилях являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые подразделяют на двух- и четырехтактные карбюраторные и дизельные.

Конструктивные параметры, по которым рассчитывается поршневой двигатель – диаметр цилиндра, ход поршня и число цилиндров.

Поршень 2 (рис. 2.1) при одном обороте коленчатого вала 3 двигателя делает один ход вниз и один ход вверх. Направление движения поршня в цилиндре 1 изменяется в двух крайних точках, называемых мёртвыми, так как в них скорость поршня равна нулю. Соответственно крайнее верхнее положение называется верхней мёртвой точкой (ВМТ), а крайнее нижнее – нижней мёртвой точкой (НМТ).

Ходом поршня S называют расстояние от ВМТ до НМТ (рис. 2.2)

$$S = 2 \cdot R, \quad (2.1)$$

где R – радиус кривошипа.

Рабочий объем цилиндра находится по формуле

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}, \quad (2.2)$$

где D – диаметр цилиндра.

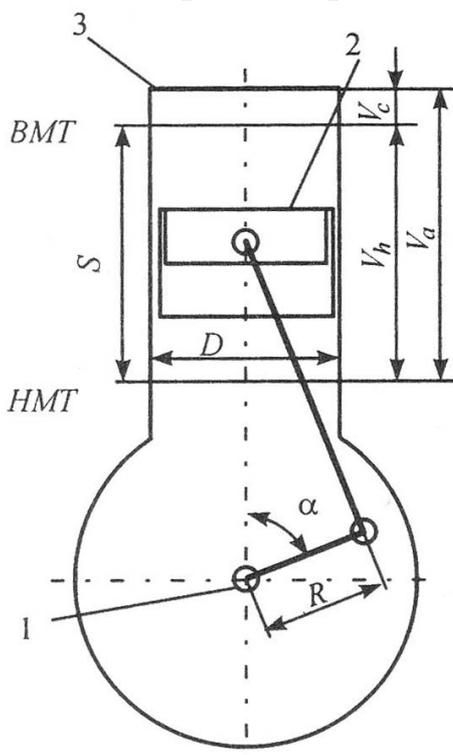


Рис 2.1. Схема для определения основных параметров двигателя

Рабочим объемом двигателя называют сумму всех рабочих объемов цилиндров многоцилиндрового двигателя. Объем цилиндра над поршнем, находящимся в ВМТ, называется объем камеры сгорания V_c .

Общий объем цилиндра – это сумма рабочего объемов и объема камеры сгорания.

Степень сжатия определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{(V_c + V_h)}{V_c} = \frac{V_a}{V_c}. \quad (2.3)$$

Степень сжатия является безразмерной величиной, показывающей, во сколько раз уменьшается объем смеси или воздуха, находящихся в цилиндре, при перемещении поршня от НМТ к ВМТ.

Автомобильные двигатели работающие на бензине (карбюраторные двигатели), имеют степень сжатия 6...10,5, на газе 7...9, а дизели – 15...20. КПД карбюраторных двигателей – 0,25...0,30; дизеля – 0,3...0,45.

Схемы действия четырехтактных двигателей внутреннего сгорания представлены на рис. 2.2.

Первый такт работы карбюраторного двигателя (*I*) – всасывание рабочей смеси. Рабочая смесь – смесь распыленного топлива с воздухом в весовом отношении 1/10...1/13 – из карбюратора засасывается в цилиндр во время движения поршня из ВМТ в НМТ.

Второй такт (*II*) – сжатие – происходит во время движения поршня вверх при закрытых клапанах.

Третий такт (*III*) – рабочий ход – при воспламенении смеси от электрической искры в свече зажигания.

Четвертый такт (*IV*) – выпуск отработавших газов – во время движения

поршня вверх при открытом выпускном клапане. Открытие и закрытие соответствующих клапанов осуществляется газораспределительным механизмом, кинематически связанным с коленчатым валом двигателя.

В отличие от карбюраторного двигателя в дизель при первом такте всасывается чистый воздух, сжимаемый во втором такте. В результате сжатия до 4...6 МПа происходит нагрев воздуха до температуры 600...800 °С. Третий – рабочий ход – происходит после впрыска через форсунку дизельного топлива под давлением около 13...18 МПа. Полученная таким образом рабочая смесь самовоспламеняется. Четвертый такт дизеля аналогичен четвертому такту карбюраторного. Топливо подается топливным насосом, кинематически связанным с коленчатым валом.

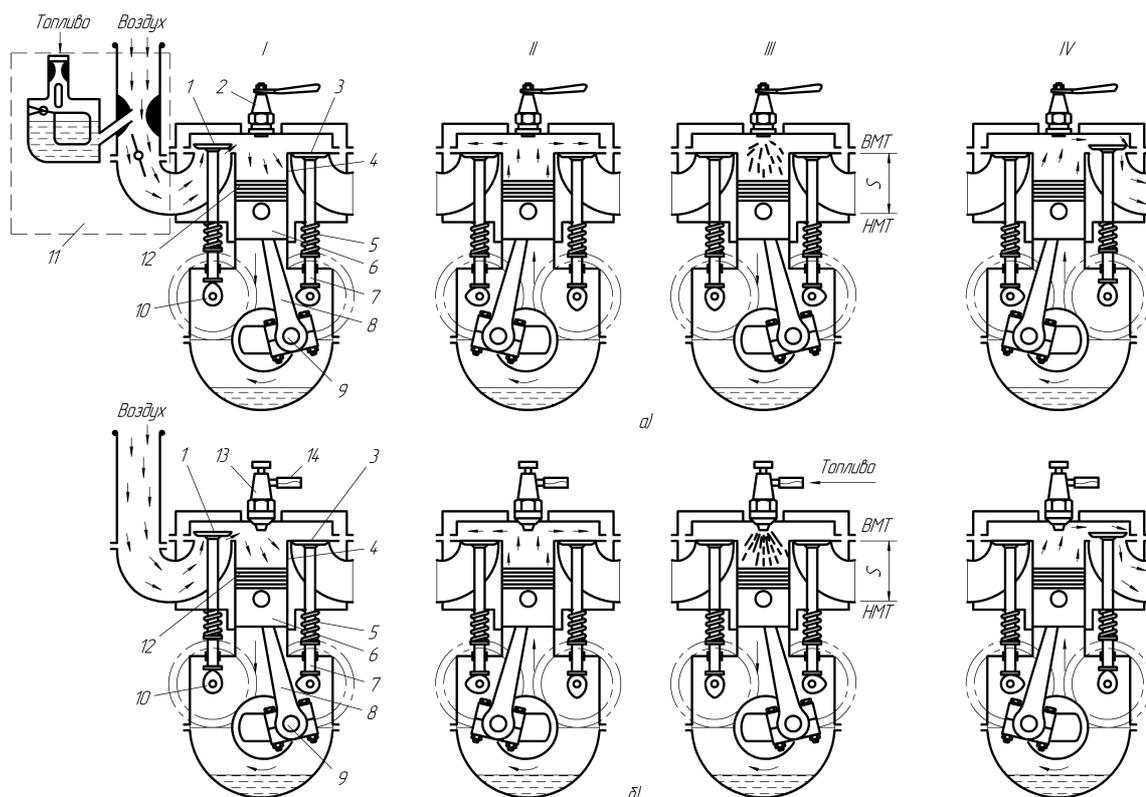


Рис. 2.2. Схема четырехтактных двигателей внутреннего сгорания: а – карбюраторного; б – дизельного; I – всасывание; II – сжатие; III – рабочий ход; IV – выхлоп; 1 – впускной клапан; 2 – свеча зажигания; 3 – выпускной клапан; 4 – цилиндр; 5 – пружина; 6 – поршень; 7 – толкатель; 8 – шатун; 9 – коленчатый вал; 10 – кулачковый распределительный вал; 11 – карбюратор; 12 – поршневые кольца; 13 – форсунка; 14 – топливопровод

Основные узлы и системы двигателя внутреннего сгорания: блок цилиндров; головка блока цилиндров; кривошипно-шатунный механизм; механизм газораспределения; система питания двигателя; система смазки; система охлаждения; система зажигания (для карбюраторных двигателей); система пуска. Назначение узлов и систем: Блок цилиндров – чугунный корпус является осно-

вой для всех остальных систем; *Головка блока цилиндров* – сложная отливка из чугуна или алюминиевых сплавов; *Кривошипно-шатунный механизм* (КШМ) – предназначен для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала двигателя; *Механизм газораспределения* – предназначен для пуска горючей смеси (для карбюраторных двигателей) и воздуха (для дизельных двигателей) и выпуска отработавших газов; *Система питания двигателя* – предназначена для приготовления горючей смеси и подачи в карбюраторных двигателях или подачи топлива в дизельных двигателях; *Система смазки* – предназначена для подвода масла к трущимся деталям для уменьшения сил трения и износа, а также отвода тепла от деталей и продуктов износа; *Система охлаждения* – предназначена для создания оптимального теплового режима двигателя; *Система пуска* – предназначена для создания требуемой начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя; *Система зажигания* – предназначена для принудительного воспламенения горючей смеси в цилиндрах.

Каждый ДВС имеет внешнюю характеристику, т.е. кривые, отражающие зависимость крутящего момента $M_{кр}$, мощности двигателя N_e , часового G_e и удельного расхода топлива q_e , в функции частоты вращения коленчатого вала 1 (рис. 2.3).

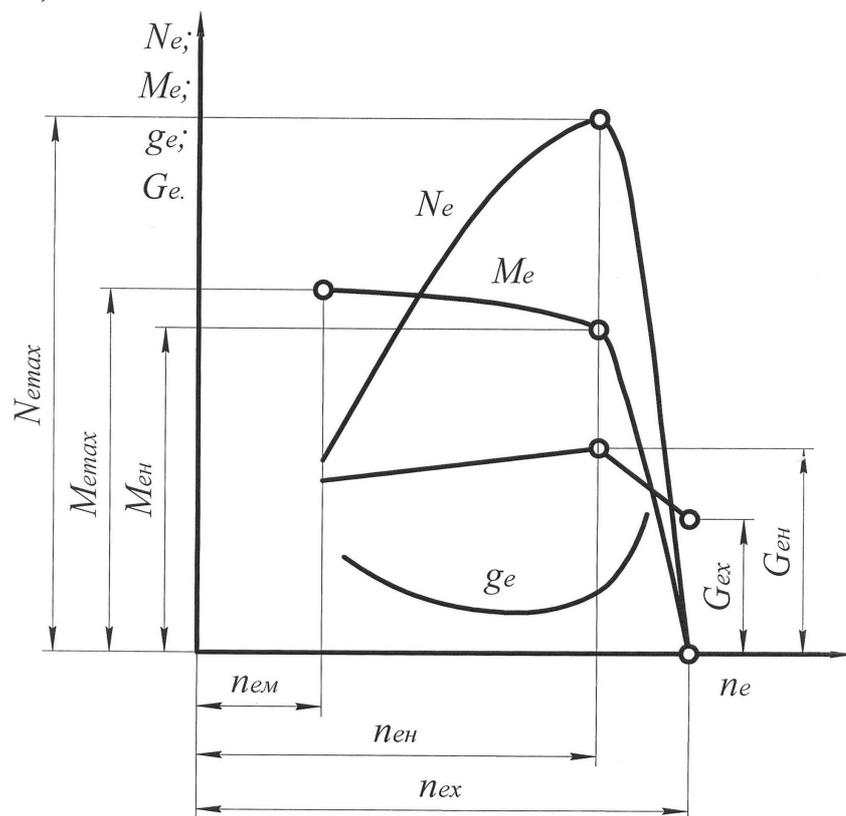


Рис. 2.3. Внешняя характеристика двигателя внутреннего сгорания

Основные показатели этой характеристики: M_{en} – номинальный крутящий момент двигателя; $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя; $N_{e\max}$ –

максимальная мощность двигателя; $G_{ен}$ – номинальный часовой расход топлива; G_{ex} – часовой расход топлива на холостом ходу; $n_{ем}$ – частота вращения вала при максимальном крутящем моменте двигателя; $n_{ен}$ – номинальная частота вращения вала; n_{ex} – максимальная частота вращения вала при $M_{кр} = 0$.

2.3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить принцип действия и последовательность работы цилиндра ДВС.
2. Используя имеющееся лабораторное оборудование, модели, плакаты, изучить устройство и принцип работы систем двигателя.
3. Используя разрез двигателя автомобиля и формулы (2.1)-(2.3) определить рабочий объём и степень сжатия двигателя.

2.4. ФОРМА ОТЧЕТА

Практическая работа №2

1. Цель работы.
 2. Принцип работы четырехтактного карбюраторного и дизельного двигателя автомобиля.
 3. Описание конструкции систем питания, охлаждения, смазки, зажигания и пуска.
 4. Определение рабочего объёма и степени сжатия двигателя.
- Выводы.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

3.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель работы заключается в изучении студентами устройства и работы кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов двигателя внутреннего сгорания и проведении кинематического анализа данных механизмов.

3.2. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Кривошипно-шатунный механизм (рис. 3.1) предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Он состоит из цилиндров 1, поршней 5 в комплекте с кольцами 4 и пальцами 3, шатунов 2, коленчатого вала 7 с подшипниками 8 и маховика 6.

Кривошипно-шатунный механизм работает следующим образом. Давление газов, образовавшееся в результате сгорания топлива, воспринимается поршнем 5, через поршневой палец 3 и шатун 2 передаётся на коленчатый вал 7. Кроме того, при движении поршня в цилиндре совершаются все вспомогательные такты – впуск, сжатие, выпуск. Для равномерного вращения коленчатого вала, облегчения пуска двигателя и трогания с места машины на заднем конце вала устанавливают маховик 6.

Кривошипно-шатунные механизмы классифицируются по расположению цилиндров: однорядные и двухрядные; по перемещению поршней в цилиндрах: с вертикальным перемещением, с горизонтальным перемещением и перемещением под углом.

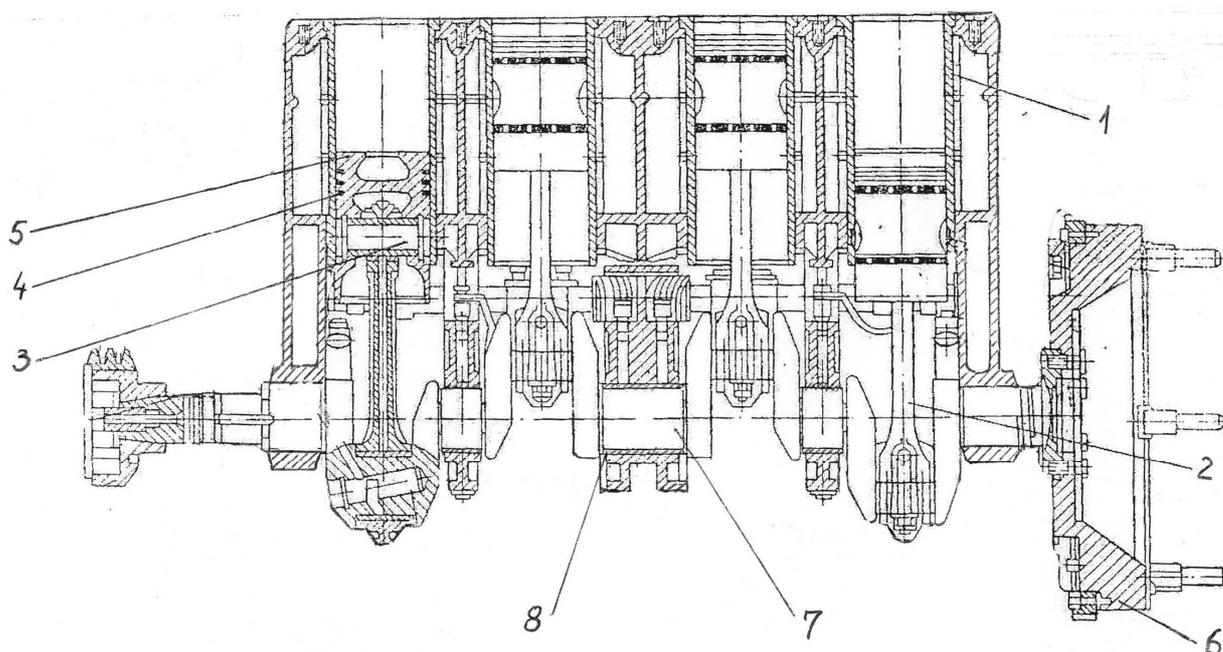


Рис. 3.1. Кривошипно-шатунный механизм.

Наиболее широкое применение получил центральный кривошипно-шатунный механизм, основными размерами которого являются: радиус кривошипа r , длина шатуна ℓ и ход поршня $S=2r$.

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна изменяется в пределах $\lambda = \frac{r}{\ell} = \frac{1}{3,5} \div \frac{1}{4,5}$. При постоянной угловой скорости вращения коленчатого вала ω скорость v и ускорение поступательного движения поршня j непрерывно изменяются как по величине, так и по направлению.

Определение перемещений, скоростей и ускорений поршня при различных положениях кривошипа является задачей кинематического анализа кривошипно-шатунного механизма.

Перемещение поршня. За исходное положение механизма для отсчёта углов α принимается положение поршня в ВМТ. Перемещение поршня S_x от

ВМТ к НМТ при любом положении кривошипа определяется из выражения

$$S_x = \ell + r - (\ell \cos \beta + r \cos \alpha), \quad (3.1)$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра; α – угол поворота коленчатого вала.

Для удобства изучения движения поршня выражение (3.1) преобразуют, выражая перемещение S_x как функцию только угла α . Тогда

$$S_x = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right]. \quad (3.2)$$

Скорость поршня. Зная уравнение перемещения поршня (3.2), можно найти выражение для скорости его движения. Так как $v = \frac{dS_x}{dt}$, то после соответствующих преобразований имеем

$$v = r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (3.3)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость коленчатого вала, рад/с; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Для сравнения быстроходности двигателей определяют условную среднюю скорость поршня

$$v_{cp} = \frac{S \cdot n}{30}. \quad (3.4)$$

С достаточно для практики точностью можно считать, что максимального значения скорость поршня v_{max} достигает при $\alpha + \beta = 90^\circ$, когда ось шатуна занимает положение, перпендикулярное к радиусу кривошипа.

Значение максимальной скорости можно приближённо принимать:

$$v_{max} = 1,625v_{cp}.$$

Ускорение поршня. По уравнению (1.3) находим выражение для определения ускорения поршня.

$$j = \frac{dv}{dt} = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (3.5)$$

Ускорение равно нулю, когда абсолютное значение скорости достигает максимума, т.е. при $\alpha \approx 75^\circ$.

Скорость или ускорение считаются положительными, если они направлены к центру кривошипа, а отрицательными – если они направлены от центра.

Механизм газораспределения предназначен для своевременного впуска в цилиндры горючей смеси (в карбюраторных двигателях), воздуха (в дизелях) и выпуска из цилиндров отработавших газов. Работа механизма газораспределения осуществляется в точном соответствии с фазами газораспределения (рис. 3.2), которые выражаются в углах поворота коленчатого вала двигателя и характеризуют моменты начала открытия и конца закрытия клапанов.

Как видно из рис. 3.2, механизм газораспределения осуществляет открытие и закрытие клапанов не в моменты, когда поршень находится в мёртвых точках, а с некоторым опережением при открытии и запаздыванием при закрытии.

Опережение открытия впускного клапана позволяет получить большее проходное сечение клапана при достижении в цилиндре некоторого разрежения. Благодаря этому увеличивается наполнение цилиндра горючей смесью или воздухом (в дизелях). Запаздывание закрытия впускного клапана на $20...75^{\circ}$ поворота коленчатого вала, несмотря на уже начавшийся такт сжатия, позволяет использовать инерционный напор во впускном трубопроводе и повысить весовое наполнение цилиндра, что способствует увеличению мощности двигателя при том же литраже.

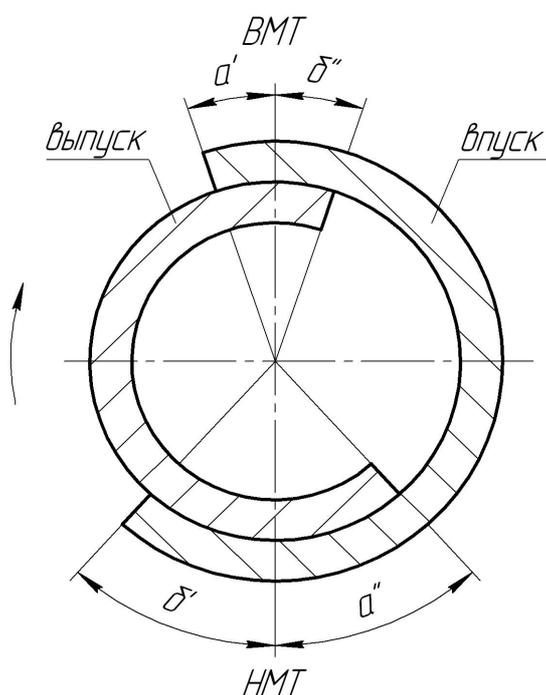


Рис. 3.2. Диаграмма фаз газораспределения

Впускной клапан открывается с опережением, т.е. в конце такта расширения за $30...60^{\circ}$ поворота коленчатого вала до прихода поршня в нижнюю мёртвую точку, когда давление газа в цилиндре составляет $0,3...0,4$ МПа. Это обеспечивает более интенсивный выброс отработавших газов и лучшую очистку цилиндра. Запаздывание закрытия выпускного клапана на $10...20^{\circ}$ угла поворота коленчатого вала в свою очередь способствует лучшей очистке цилиндра за счёт использования отсасывающего действия отработавших газов, движущихся по инерции в выхлопном трубопроводе.

Положение механизма газораспределения, когда впускной и выпускной клапаны открыты

одновременно, называется перекрытием клапанов.

В современных двигателях применяются следующие типы механизмов газораспределения:

- *оконный механизм* используется в простейших маломощных двухтактных двигателях с кривошипно-камерной продувкой. В этом механизме поршень сам открывает и закрывает впускные (продувные) и выпускные (выхлопные) окна цилиндра;

- *клапанный механизм* получил широкое распространение в четырёхтактных двигателях;

- *золотниковый механизм* газораспределения широкого распространения не получил из-за своей сложности и более высокой стоимости по сравнению

нию с клапаным механизмом;

- *смешанный механизм* применяется в мощных двухтактных двигателях. Для выпуска отработавших газов служат клапаны, а для впуска воздуха – продувочные окна, открываемые и закрываемые поршнем.

Наиболее широкое распространение у современных двигателей получил клапанный механизм газораспределения с верхним расположением клапанов. Это объясняется тем, что при таком расположении клапанов легко получить компактную камеру сгорания с малой поверхностью охлаждения, позволяющую получить более высокие степени сжатия и повысить экономичность работы двигателя.

Клапанный механизм газораспределения с верхним расположением клапанов (рис. 3.3, *а*) (используется в двигателях автомобилей ЗИЛ-431410, КАМАЗ-5320 и др.) работает следующим образом.

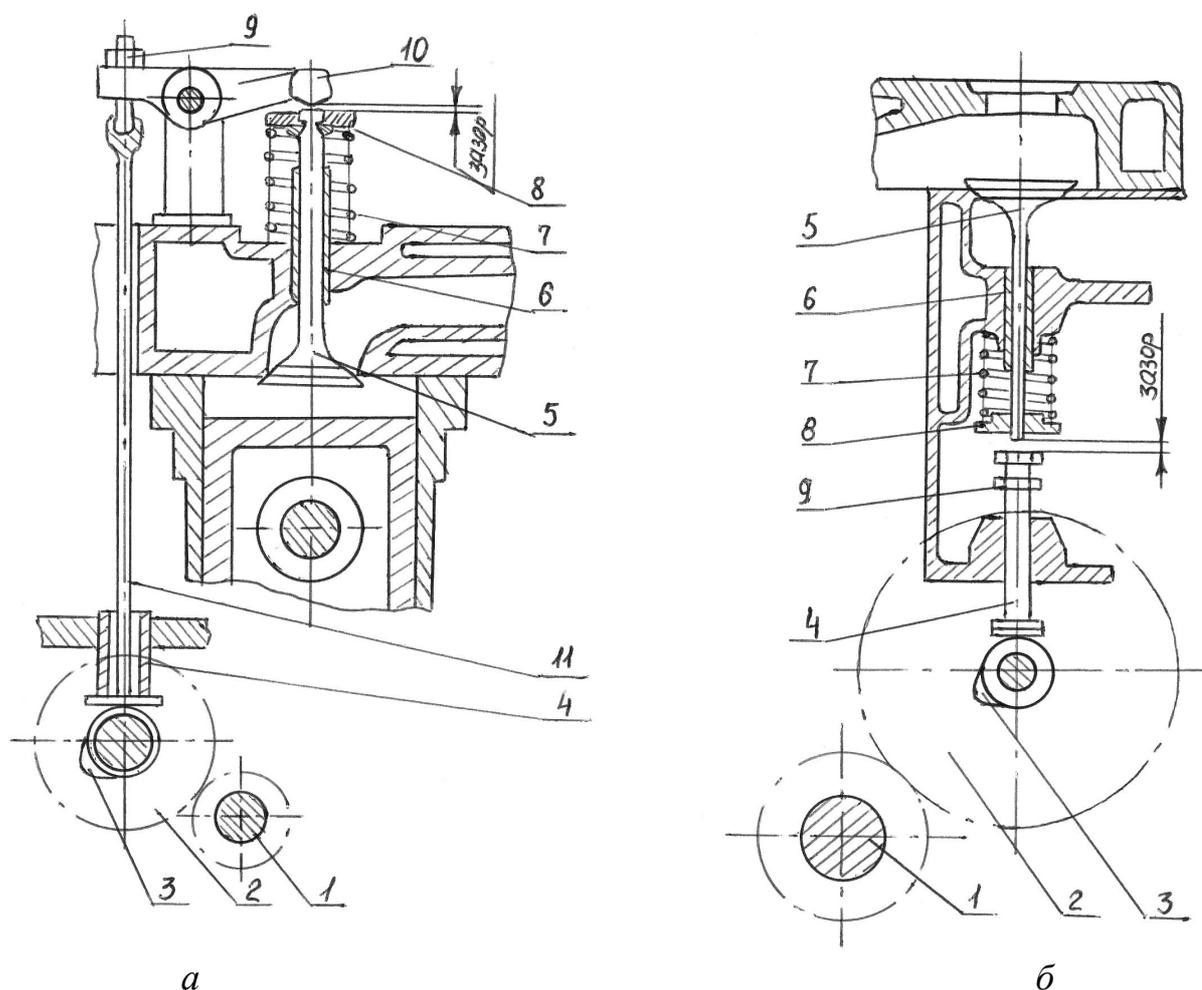


Рис. 3.3. Механизм клапанного распределения:

а – с верхним расположением клапанов; *б* – с нижним расположением клапанов

От коленчатого вала *1* через распределительные шестерни *2* вращательное движение передаётся на распределительный вал *3*. Выступ кулачка при вращении распределительного вала *3* набегаёт на тарелку толкателя *4* и при-

поднимает толкатель. Толкатель 4 через штангу 11 воздействует на двуплечее коромысло 10, закреплённое на валике стойки коромысла. Коромысло 10 поворачивается и своим бойком нажимает на хвостик клапана 5, заставляя его переместиться и открыть клапанное отверстие. Клапан 5 перемещается в направляющей втулке 6 и сжимает клапанную пружину 7, которая закреплена на хвостике клапана с помощью шайбы 8 и сухариков. При дальнейшем вращении распределительного вала 3 выступ кулачка выходит из-под тарелки толкателя 4, давление на клапан 5 прекращается, клапанная пружина 7 разжимается, и клапан садится в своё гнездо. Клапанный механизм газораспределения с нижним расположением клапанов (рис. 3.3, б) конструктивно проще клапанного механизма с верхним расположением клапанов, но он применяется в ограниченном числе карбюраторных двигателей с пониженной степенью сжатия. Это объясняется тем, что при боковом расположении клапанов в блоке двигателя камера сгорания получается растянутой, с большой поверхностью охлаждения. При этом путь фронта пламени, а значит, и время процесса горения увеличиваются и создаются условия для возникновения детонации. Всё это заставляет снижать степень сжатия и повышает требования к топливу. При работе клапанного механизма с нижним расположением клапанов (рис. 3.3, б) передача усилия осуществляется непосредственно от толкателя 4 к стержню клапана 5.

Для обеспечения плотного прилегания клапана 5 к гнезду между ним и коромыслом 10 (или клапаном и толкателем 4) оставляют тепловой зазор. Зазор регулируют специальным регулировочным болтом 9 с таким расчётом, чтобы изменение размеров клапана, штанги толкателя и других деталей механизма газораспределения при нагревании не нарушало плотной клапана. Для впускных – 0,25...0,4 мм.

3.3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Используя имеющееся лабораторное оборудование, модели, плакаты, изучить устройство и принцип действия кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов.

2. Используя разрез двигателя автомобиля и формулы (3.1)-(3.5), провести кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма.

3.4. ФОРМА ОТЧЕТА

Практическая работа №3

1. Цель работы.

2. Описание конструкции, принцип работы и классификация кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов двигателя внутреннего сгорания.

3. Определение перемещения, скорости и ускорения поршня двигателя.

Выводы.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ТРАНСМИССИИ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

4.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение различных видов трансмиссий пожарных автомобилей и спасательной техники, принципов их формирования и определение общих передаточных чисел трансмиссий.

4.2. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

В качестве базового шасси пожарных и аварийно-спасательных автомобилей в основном полноприводные автомобили с колёсными формулами 4x4 и 6x6 (рис. 4.1). Колёсная формула – это условное обозначение общего числа колёс транспортного средства и числа ведущих колёс двумя числами. Крутящий момент от двигателя внутреннего сгорания *1* через сцепление *2* передаётся к коробке передач *3*.

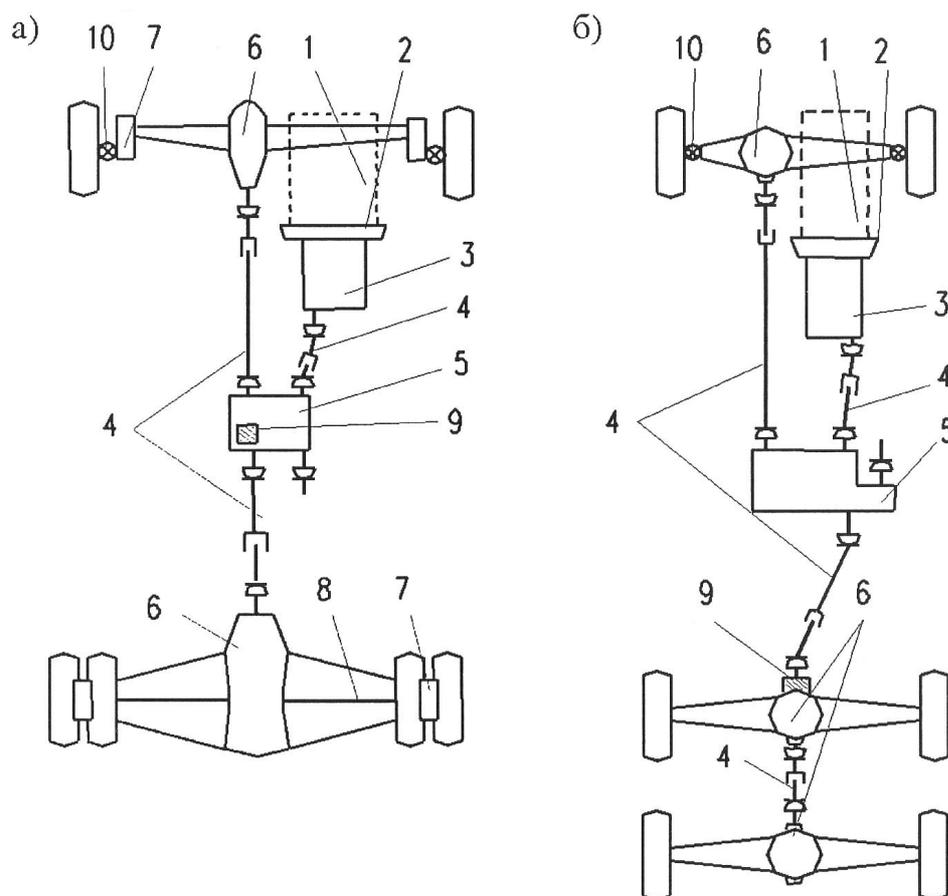


Рис. 4.1. Структурные схемы трансмиссий:
а – автомобиль 4x4; автомобиль 6x6

В механической коробке передач крутящий момент изменяется в соответствии с включённой передачей, которую выбирает водитель в зависимости от дорожных условий. В последнее время на грузовых автомобилях так же применяется гидромеханическая коробка передач, которая позволяет изменять передачу автоматически. От коробки передач крутящий момент через карданную передачу 4 поступает к раздаточной коробке передач 5, от которой подводится к переднему и заднему ведущим мостам. Ведущий мост автомобиля включает в себя главную передачу с межколёсным дифференциалом 6. Главная передача обладает постоянным передаточным числом и увеличивает поступающий на неё крутящий момент. Межколёсный дифференциал распределяет крутящий момент между правым и левым колёсами и позволяет им в некоторых дорожных условиях вращаться с различной угловой скоростью. От дифференциала к ведущим колёсам крутящий момент передаётся полуосями 8, а в некоторых случаях дополнительно через колёсные редукторы 7. Передние ведущие мосты в приводе колёс имеют карданные шарниры равных угловых скоростей 10, которые передают крутящий момент к управляемым колёсам. Привод переднего моста может быть отключаемым (ЗИЛ – 433420, Урал – 5557) или дифференциальным (КамАЗ – 43101). Во втором случае в раздаточной коробке предусматривается межосевой дифференциал 9, который распределяет крутящий момент между ведущими мостами в определённом соответствии и позволяет ведущим колёсам мостов вращаться с различной угловой скоростью.

У трёхосных автомобилей привод к среднему и заднему мостам может быть общим (ЗИЛ – 433420, Урал – 5557) или отдельным (КамАЗ – 43101). В первом случае применяют главную передачу с проходным ведущим валом. При отдельном приводе мостов в раздаточной коробке между задними ведущими мостами устанавливается межосевой дифференциал.

Сцепление служит для кратковременного разъединения вала двигателя от трансмиссии и последующего их плавного соединения, необходимого при трогании машины с места или после переключения передач во время движения. Кроме того, сцепление должно ограничивать динамические нагрузки в трансмиссии и устранять резонансные колебания. Вращающиеся детали сцепления относят либо к ведущей части, соединённой с валом двигателя, либо к ведомой части, разъединяемой с ведущей при выключении сцепления. В зависимости от характера связи между ведущей и ведомой частями различают фрикционные, гидравлические и электромагнитные сцепления.

Наиболее распространены фрикционные сцепления, у которых крутящий момент передаётся с ведущей части на ведомую без преобразования его величины силами трения, действующими на поверхностях соприкосновения этих частей.

Фрикционные сцепления выполняются обычно дисковыми, а для замыкания поверхностей трения используют усилие нескольких периферийно расположенных пружин или одной центральной пружины. По количеству ведомых дисков сцепления подразделяются на однодисковые, двухдисковые и многодисковые.

вые. Двухдисковые сцепления применяются на мощных автомобилях большой грузоподъемности и тракторах, а многодисковые, работающие обычно в масляной ванне, - в автоматических трансмиссиях.

По конструкции нажимного механизма сцепления бывают постоянно замкнутые и непостоянно замкнутые. У непостоянно замкнутых сцеплений нажимной механизм рычажный, позволяющий не только включать и выключать сцепление, но и оставлять его в выключенном состоянии.

По способу управления сцепления подразделяются: с непосредственным управлением мускульной силой водителя и с помощью усилия (сервопривод).

Коробка передач служит для изменения соотношения между частотами вращения вала двигателя и ведущих колес машины. Обладая переменными передаточными числами, коробка передач позволяет изменять крутящий момент на ведущих колесах и скорость движения машины, что необходимо при постоянной мощности двигателя для преодоления сил инерции при разгоне и повышенных сопротивлений движению. Коробка передач обеспечивает движение машины задним ходом, длительное отключение работающего двигателя от остальных агрегатов трансмиссии при стоянке, а так же отбор мощности для привода вспомогательных механизмов. Коробка передач должна иметь достаточное число передач с рационально выбранными передаточными числами, которые обеспечат необходимые тягово-скоростные и экономические качества машины в заданных условиях, высокий КПД, небольшие размеры и вес, быть простой по конструкции, надежной и долговечной в работе, легкой в управлении, удобной при обслуживании и ремонте.

Коробки передач классифицируются: по типу конструкции - простые, с неподвижными осями валов, и планетарные, с вращающимися осями валов; по числу передач переднего хода - трех-, четырехступенчатые и т. д.; по числу режимов работы - одно- и двухрежимные; по конструкции шестерен - с прямозубыми и косозубыми шестернями; по конструкции переключающих устройств - со скользящими шестернями (каретками), с зубчатыми муфтами, с синхронизаторами, с фрикционными муфтами.

Наибольшее распространение имеют ступенчатые коробки передач с неподвижными осями валов, так как они просты по конструкции, имеют высокий КПД и надежны в работе.

Недостатком ступенчатых коробок передач является ограниченное число передаточных чисел, что не всегда удовлетворяет разнообразным условиям работы лесовозных автомобилей и трелевочных тракторов.

Увеличение числа передач автомобилей повышенной проходимости достигается применением, кроме основной, дополнительной, обычно двухступенчатой коробки, которая одновременно является раздаточной коробкой и служит для распределения мощности между несколькими ведущими мостами автомобиля.

Автомобильные коробки передач (рис. 4.2) выполняются трехвальными соосными. Они имеют три вала: ведущий 1, промежуточный 7 и ведомый 6. Ведущий вал шестерней 2 постоянного зацепления связан с промежуточным валом.

Ведомый вал установлен соосно с ведущим, а свободно сидящие на нем шестерни (кроме каретки 5) сцеплены шестернями промежуточного вала. Достоинство трехвальных коробок является наличие прямой передачи, на которой шестерни не участвуют в передаче и изменении крутящего момента, что способствует повышению КПД и сроку службы коробки. На остальных передачах переднего хода в зацеплении находятся всегда две пары шестерен.

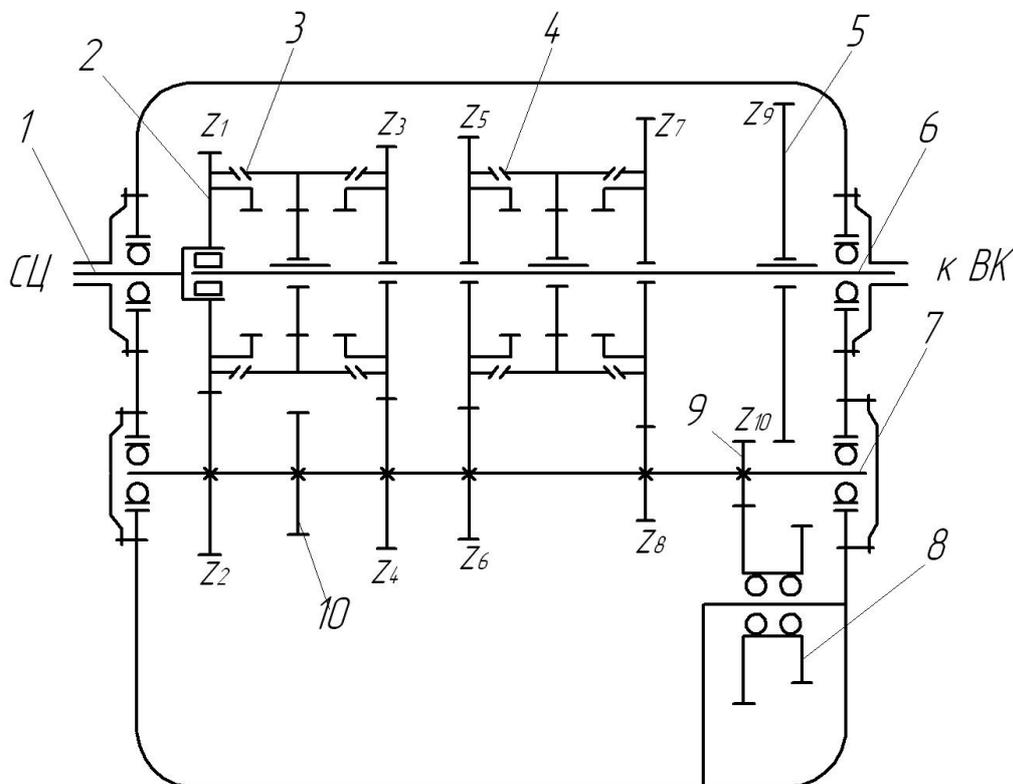


Рис. 4.2. Схема пятиступенчатой коробки передач грузового автомобиля

Для повышения бесшумности работы и срока службы коробки шестерни основных, используемых в эксплуатации передач (II - V) выполняются косозубыми, постоянного зацепления.

В этой коробке четвертая передача прямая, а пятая - ускоряющая, с передаточным числом менее единицы. Ускоряющая передача способствует снижению частоты вращения коленчатого вала двигателя, а следовательно - экономии топлива и уменьшению износа деталей двигателя при движении автомобиля с малыми нагрузками.

Включение второй, третьей, четвертой и пятой передач производится двумя синхронизаторами 3 и 4, установленными на шлицах ведомого вала 6.

Первая передача и задний ход включаются при перемещении прямозубой шестерни - каретки 5, входящей в зацепление с соответствующей шестерней 9 промежуточного вала или шестерней 8 блока заднего хода. В отличие от тракторов, у автомобилей переключение передач при разгоне или изменении дорожных сопротивлений производится на ходу. В этих условиях для бесшумного, безударного и быстрого, без потери скорости, переключе-

ния передач используются специальные приспособления - синхронизаторы, автоматически выравнивающие угловые скорости шестерни и ведомого вала и обеспечивающие их безударное соединение. При переходе с низших на высшие передачи синхронизатор, уравнивая угловые скорости каретки и шестерни, уменьшает частоту вращения деталей, связанных с ведущим валом, при переходе с высших на низшие - увеличивает.

Для смазки ступиц шестерен второй, третьей и пятой передач ведомого вала в нем сделаны сверления, через которые подается масло под давлением от масляного насоса, имеющего привод от носка промежуточного вала. Для отбора мощности на промежуточном валу имеется прямозубая шестерня 10 (см. рис. 4.2). Уплотнения выходящих из коробки концов ведущего и ведомого валов выполняются каркасными резиновыми самоподвижными сальниками.

4.3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить принципы работы основных узлов трансмиссий (муфты сцепления, коробки перемены передач, карданного вала и заднего моста) по макетам.

2. Используя рисунок 4.2 и данные преподавателя вычислить общие передаточных чисел на всех режимах работы коробки перемены передач. Например, общее передаточное число на 1-ой передаче: $i_1 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_9}{z_{10}}$, где z – число зубьев соответствующего зубчатого колеса.

4.4. ФОРМА ОТЧЕТА

Практическая работа №4

1. Цель работы.
 2. Описание конструкции и принципа работы трансмиссии автомобиля, составление кинематической схемы.
 3. Определение общих передаточных чисел КПП автомобиля.
- Выводы.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА

5.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является изучение принципа действия и основных кинематических свойств конического автомобильного дифференциала теоретически и экспериментально.

5.2. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Коническая зубчатая дифференциальная передача входит в конструкцию ведущих мостов автомобилей.

При помощи дифференциальной зубчатой передачи (конического дифференциала) осуществляется передача вращательного движения от двигателя к ведущим колёсам или колёсным редукторам. Эта передача обеспечивает качение колёс без буксования или юза при движении самоходной машины на поворотах (особенно крутых), по неровной поверхности и различных радиусах качения колёс из-за различной степени накачивания шин и различной нагрузки на колёса и др. Применение передачи уменьшает износ шин ведущих колёс на транспортном режиме.

На рис. 5.1 показана схема ведущего моста автомобиля с коническим дифференциалом. Собственно дифференциальный механизм состоит из зубчатых колёс 1, 2, 3 с числами зубьев Z_1, Z_2, Z_3 и звена Н, называемого водилом и являющегося коробкой дифференциала. Геометрические оси одинаковых колёс Z_1 и Z_3 совпадают с общей осью механизма 0-0, и поэтому эти колёса называются центральными или солнечными колёсами. Колесо Z_2 свободно вращается в подвижном подшипнике водила Н и вместе с ним движется вокруг общей оси механизма 0-0, оставаясь в то же время в постоянном зацеплении с колёсами Z_1 и Z_3 . Колесо Z_2 обычно называется сателлитом. Коробка Н дифференциала жёстко скреплена с большим коническим (ведомым) зубчатым колесом Z_4 . Центральные конические колёса Z_1 и Z_3 жёстко посажены на отдельные валы, связанные с ведущими колёсами моста и называемые полуосями. Коническая зубчатая передача, состоящая из колёс Z_4 и Z_5 , обычно называется главной передачей моста. Вращающий момент от двигателя автомобиля через коробку передач, карданную передачу 8 и конические колёса Z_5 и Z_4 главной передачи передаётся к коробке Н дифференциала, а затем от коробки через сателлит Z_2 равномерно распределяется по полуосям 7 колёс K_1 и K_3 . Второй сателлит, расположенный напротив сателлита Z_2 , показан штриховыми линиями, ставится в механизм для возможности передачи большей мощности и разгрузки центральных подшипников и в кинематическом отношении не играет роли. В обратном механизме, когда водило Н неподвижно вследствие добавления ко всем звеньям минус n_H оборотов, обороты колеса Z_1 равны $(n_1 - n_H)$, а обороты колеса Z_3 равны $(n_3 - n_H)$, поэтому передаточное отношение равно

$$i_{1,3}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}.$$

Приведённая зависимость представляет собой основную формулу дифференциального механизма, позволяющую по заданным оборотам двух его звеньев определить число оборотов третьего звена. Для определения угловых скоростей колёс K_1 и K_3 воспользуемся формулой

$$n_n = \frac{n_1 + n_3}{2}. \quad (5.1)$$

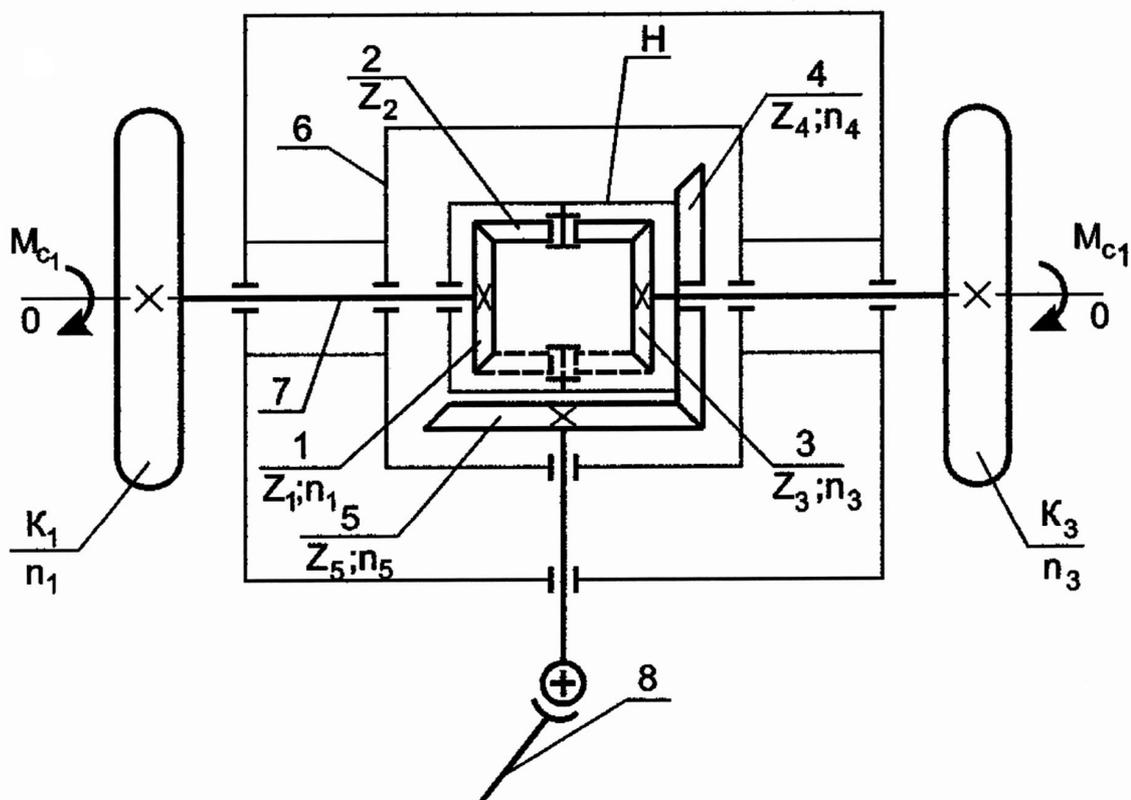


Рис. 5.1. Схема ведущего моста с коническим дифференциалом

При движении автомобиля по прямому ровному участку дороги, при одинаковом сопротивлении движения ведущих колёс (правого и левого) и их одинаковых радиусах качения сателлиты, находящиеся в коробке дифференциала, не будут иметь вращения вокруг своих осей, они кажутся как бы жёстко соединёнными с коробкой и полуосями, а следовательно, и с колёсами. При таком положении сателлиты вместе с коробкой дифференциала будут вращаться с числом оборотов $n_1 = n_3 = n_n = n_{cp}$. В этом случае дифференциал ведущего моста работает как жёсткая муфта, соединяющая карданный вал через главную передачу с полуосями колёс. На прямолинейном участке путь, проходимый ведущими колёсами в одну секунду, равен

$$S_{cp} = \omega_{cp} \cdot r_k,$$

где r_k – радиус качения ведущего колеса, ω_k – угловая скорость ведущего колеса на прямолинейном участке пути.

Если колесо K_1 притормаживается, а его скорость вращения уменьшается, то число оборотов колеса K_3 согласно уравнению (5.1)

$$n_3 = 2n_n - n_1$$

возрастает и, когда колесо остановится, т.е. $n_1 = 0$, число оборотов колеса K_3

будет равно удвоенному числу оборотов коробки дифференциала, т.е. $n_3=2n_n$.

Такое положение возможно только в том случае, если одно колесо стоит на плотном грунте, а второе не касается грунта или слабо сцепляется (попало на лёд или переувлажнённый грунт и т.д.) с опорной поверхностью, т.е. буксует.

Таким образом, дифференциальный механизм, встроенный в трансмиссию автомобилей, обеспечивает автоматическое регулирование чисел оборотов колёс в зависимости от сил сопротивления на колёсах и их сцепления с опорной поверхностью.

При движении автомобиля по криволинейной траектории (рис. 5.2) ведущие колёса за единицу времени пройдут разные пути: правое, катящееся по внешней кривой с числом оборотов $n_{нар}$, проходит в одно и то же время больший путь, чем левое колесо, катящееся по внутренней кривой с числом оборотов $n_{вн}$. На рис. 5.2 видно, что правое колесо пройдёт путь

$$S_{нар} = \frac{\pi \cdot n_{нар}}{30} r_k = \left(R + \frac{b}{2} \right) \cdot \alpha, \quad (5.2)$$

а левое

$$S_{вн} = \frac{\pi \cdot n_{вн}}{30} r_k = \left(R - \frac{b}{2} \right) \cdot \alpha, \quad (5.3)$$

где R – радиус закругления траектории, b – колея колёс.

В то же время средняя точка ведущего моста пройдёт путь

$$S_{ср} = \frac{\pi \cdot n_{ср}}{30} r_k = R \cdot \alpha,$$

откуда

$$n_{ср} = \frac{30R\alpha}{\pi \cdot r_k}. \quad (5.4)$$

Сложив почленно выражения (5.2) и (5.3), получим

$$\frac{\pi \cdot r_k}{30} (n_{нар} + n_{вн}) = \left(R - \frac{b}{2} \right) \alpha + \left(R + \frac{b}{2} \right) \alpha,$$

или

$$n_{нар} + n_{вн} = \frac{60R\alpha}{\pi \cdot r_k}.$$

Из уравнения (5.4) находим

$$2n_{ср} = \frac{60R\alpha}{\pi \cdot r_k}.$$

Следовательно,

$$2n_{ср} = n_{нар} + n_{вн}.$$

Сумма чисел оборотов ведущих колёс равна двойному числу оборотов коробки дифференциала.

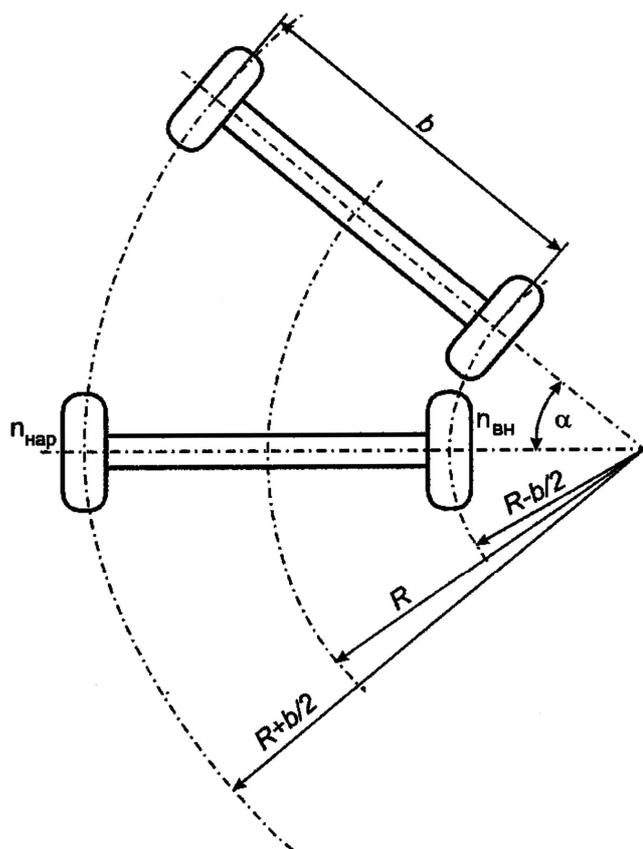


Рис. 5.2. Схема движения автомобиля по криволинейной траектории

Из приведённого вывода можно заключить, что числа оборотов ведущих колёс автомобиля могут меняться в пределах от 0 до n_{cp} .

При заторможенном карданном вале и поднятых над опорной поверхностью ведущих колёсах $n_n = n_{cp} = 0$, если вращать одно из колёс с числом оборотов n_1 , второе колесо будет вращаться в противоположную сторону с таким же числом оборотов согласно формуле (5.1) $n_1 = -n_3$.

Конический дифференциал рассматриваемого типа, помимо свойства распределять угловую скорость карданной передачи между ведущими колёсами в соответствии с формулой среднего арифметического (5.1), обладает ещё свойством поровну распределять между задними колёсами движущий момент, который действует на коробку дифференциала от ведомого зубчатого колеса главной передачи относительно оси $O-O$. Сателлит Z_2 является как бы равноплечим рычагом, распределяющим движущее усилие $P_{\partial\partial}$, передающееся с карданного вала, между двумя полюсами зацепления зубчатых колёс полуосей Z_1 и Z_3 , рис. 5.3. Из расположения движущего усилия $P_{\partial\partial}$ на составляющие по методу параллельных сил получаем окружные движущие силы P_a и P_b , действующие на зубчатые колёса полуосей:

$$P_a = P_b = \frac{P_{\partial\partial}}{2},$$

но

$$P_a \cdot R_n = M_1; P_b \cdot R_n = M_2; P_{\partial\partial} \cdot R_n = M_{\partial\partial},$$

где R_n – радиус начальной окружности колёс Z_1 и Z_3 поэтому

$$M_1 = M_2 = \frac{M_{\partial\partial}}{2}. \quad (5.5)$$

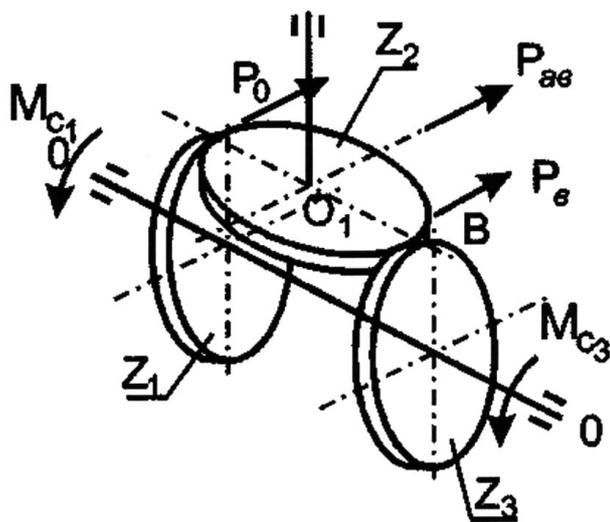


Рис. 5.3. Схема к определению усилий на зубчатых колёсах дифференциала

Движущие моменты M_1 и M_2 уравниваются при равномерном движении моментами сопротивления M_{c1} и M_{c2} на колёсах. Это свойство, с одной стороны, является положительным качеством дифференциала, но, с другой - причиняет большие помехи при эксплуатации автомобиля, снижает его проходимость и снижает тяговые качества самоходных землеройных машин при работе на неоднородной неровной поверхности. Например, если в гололедицу автомобиль одним колесом попал на обледенелую колею и, следовательно,

это колесо разгрузилось от момента сцепления, то по соотношению (5.5) от момента разгружается и второе колесо, исчезает вместе с тем и момент на карданном валу, если пренебречь сопротивлением в трансмиссии. Автомобиль не в состоянии будет тронуться с места, пока искусственным путём (например, подсыпкой песка под буксующее колесо) не удастся повысить сцепление колеса с дорогой. При работе самоходных машин для земляных работ на неоднородной неровной поверхности ведущие колёса, попадая в различные условия сцепления и под действием различных вертикальных нагрузок, пробуксовывают в разной степени и в целом снижаются тяговые качества машины.

Аналогичная картина наблюдается и при движении автомобиля по пересечённой местности. Для восстановления проходимости прибегают к блокировке дифференциала, т.е. останавливают с помощью определённого устройства, способного действовать автоматически, к остановке сателлита Z_2 на своей оси. В этом случае работает только главная передача моста.

5.3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

При выполнении работы используются модель ведущего моста (лабораторная установка), конструкция заднего моста автомобиля и плакаты элементов задней трансмиссии.

1. Изучить назначение и устройство дифференциала ведущего моста.
2. Вычислить передаточные отношения $i_{1,3}''$ обращенного механизма.
3. Для дифференциальной передачи вычислить передаточные отношения от карданного вала к левому и правому колёсам $i_{5,1}$ и $i_{5,3}$ при условии движения автомобиля по прямому участку дороги и при одинаковом сопротивлении движению ведущих колёс.
4. Для дифференциальной передачи вычислить передаточные отношения от карданного вала к одному из колёс, если второе колесо неподвижно (например, определить $i_{5,3}^1$ при $n_1 = 0$, т.е. при заторможенном колесе Z_1).
5. Полученные расчётом передаточные отношения проверить опытным путём. Для этого, поворачивая на один или несколько оборотов карданный вал, определяют углы поворота и направление вращения колёс или одного колеса при другом заторможенном.

5.4. ФОРМА ОТЧЕТА

Практическая работа №5

1. Описание конструкции и принципа работы дифференциала автомобиля.
 2. Число зубьев зубчатых колёс $Z_1=$, $Z_2=$, $Z_3=$, $Z_4=$, $Z_5=$.
 3. Определение передаточных отношений по формулам и опытным путём.
- Выводы.

Описание лабораторной установки

Установка состоит из подставки 1, на которой закрепляется задняя часть рамы автомобиля 2.

К раме через рессоры 3 крепится корпус заднего моста. Вращение на колёса 4 передаётся от рукоятки 5, имитирующей карданный вал автомобиля через угловую муфту 6, главную передачу, состоящую из конических зубчатых колёс 7, коробку дифференциала 8, жёстко прикреплённую к коническому колесу 9, сателлита 10, центральные зубчатые колёса, жёстко связанные с полуосями. Затормаживание колёс 4 осуществляется рукоятками 13. Путём их нажатия.

Таблица 5.1.

Сравнение теоретического расчёта и экспериментальных значений передаточных отношений

Вывод формулы и определение передаточных отношений	Экспериментальное значение передаточных отношений
<p>1. Передаточное отношение ступеней обращенного механизма</p> $i_{1,3}^n = i_{1,2}^n \cdot i_{2,3}^n = \frac{n_1 - n_n}{n_2 - n_n} \cdot \frac{n_2 - n_n}{n_3 - n_n} = \frac{n_1 - n_n}{n_3 - n_n};$ <p>если $n_n=0$, то $i_{1,3}^n = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{Z_3}{Z_1} =$</p>	<p>Застопорим водило, вращаем одно колесо, наблюдаем, как вращается второе колесо, и определяем n_1 и n_3.</p> <p>Находим $i_{1,3}^n = \frac{n_1}{n_3}$</p>
<p>2. Передаточное отношение от карданного вала к левому и правому колёсам при движении автомобиля по прямому участку дороги</p> $i_{5,1} = i_{5,4} \cdot i_{n,1} = \frac{n_5}{n_4} \cdot i_{n,1} = \frac{Z_5}{Z_4} \cdot i_{n,1} = \frac{Z_4}{Z_5} \cdot \frac{n_n}{n_1} =$ <p>Точно так же</p> $i_{5,3} = \frac{Z_4}{Z_5} \cdot \frac{n_n}{n_3} =$ <p>$n_1 + n_3 = 2n_n$, тогда $n_1 = n_3 = n_n$</p>	<p>Вращаем шестерню Z_5, делаем n_5 оборотов, находим число оборотов колёс n_1 и n_3 - левого и правого, при этом следим, чтобы сателлиты не имели вращения вокруг собственной оси. Находим</p> $i_{5,1} = \frac{n_5}{n_1} =$ $i_{5,3} = \frac{n_5}{n_3} =$
<p>3. Передаточное отношение от карданного вала к одному из ведущих колёс при застопоренном другом:</p> $i_{5,3}^1 = i_{5,4}^1 \cdot i_{n,3}^1 = \frac{n_5}{n_4} \cdot \frac{n_n - n_1}{n_3 - n_1} = \frac{Z_4}{Z_5} \cdot \frac{n_n - n_1}{n_3 - n_1} =$ <p>если $n_1 = 0$, то $i_{5,3}^1 = \frac{Z_4}{Z_5} \cdot \frac{n_n}{n_3}$,</p> <p>из формулы $n_1 + n_3 = 2n_n$ получим</p> <p>$n_3 = 2n_n$, тогда $i_{5,3}^1 = \frac{Z_4}{Z_5} \cdot \frac{1}{2}$</p>	<p>Застопорим одно колесо, $n_1 = 0$, делаем n_5 оборотов шестерёнки Z_5, определяем n_3 и находим $i_{5,3}^1 = \frac{n_5}{n_3} =$</p>

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6

УСТРОЙСТВО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

6.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучить различные виды ходового оборудования пожарных автомобилей и спасательной техники. Ознакомиться с основными параметрами, характеризующими взаимодействие ходовой части с опорной поверхностью при движении.

6.2. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Ходовая часть – это совокупность элементов шасси, она предназначена для передвижения машин, передачи нагрузки на опорную поверхность, обеспечения устойчивости машин, реализации тягового усилия через движитель. Движителем называют устройство, преобразующее энергию силовой установки в движение машины: у автомобиля это ведущие колеса.

Пневмоколесный ход наряду с высокой универсальностью обеспечивает хорошую маневренность, высокие скорости передвижения и проходимость. Основным элементом пневмоколесных ходовых частей является пневматическая шина (рис. 6.1).

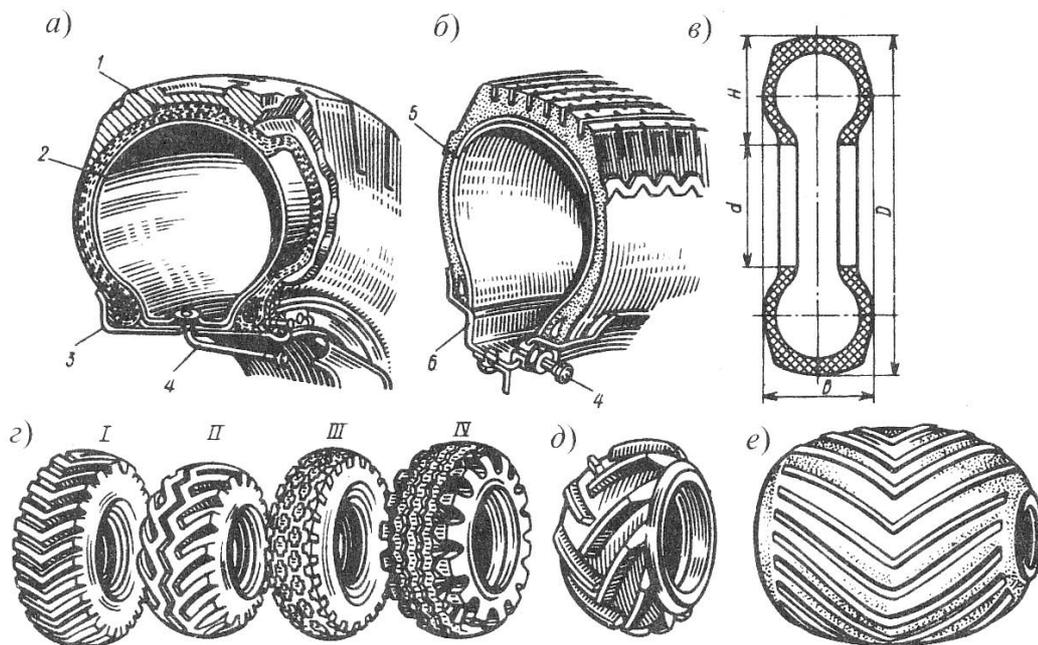


Рис. 6.1. Пневматические шины:

a – камерная; *б* – бескамерная; *в* – основные размеры шины; *г* – типы рисунков протекторов; *д* – арочная; *е* – пневмокоток; *1* – покрышка; *2* – камера; *3* – ободная лента; *4* – вентиль; *5* – полость покрышки; *б* – обод колеса; I-IV – виды рисунка протектора

Классификация пневматических шин: по назначению – легковые и грузовые; по герметизации – камерные и бескамерные; по конструкции – диагональные и радиальные; по габаритам – малогабаритные, среднегабаритные, крупногабаритные; по профилю – обычные, широкопрофильные, низкопрофильные, сверхнизкопрофильные, арочные, пневмокатки.

Маркировку шин наносят на боковины. Размер диагональных шин обозначается двумя числами. Например: 6.15-13 или 155-13, первое число характеризует ширину профиля B в дюймах или миллиметрах, а второе – внутренний диаметр (или посадочный диаметр) d в дюймах. Размер радиальных шин обозначается числами и буквой R . Например: 10.00R20 146/143, где 10.00 – ширина профиля шины B в дюймах; R – радиальная; 20 – посадочный диаметр d в дюймах, 146/143 – индекс нагрузки.

В пневмоколесные ходовые части входят элементы подвески (рис. 6.2).

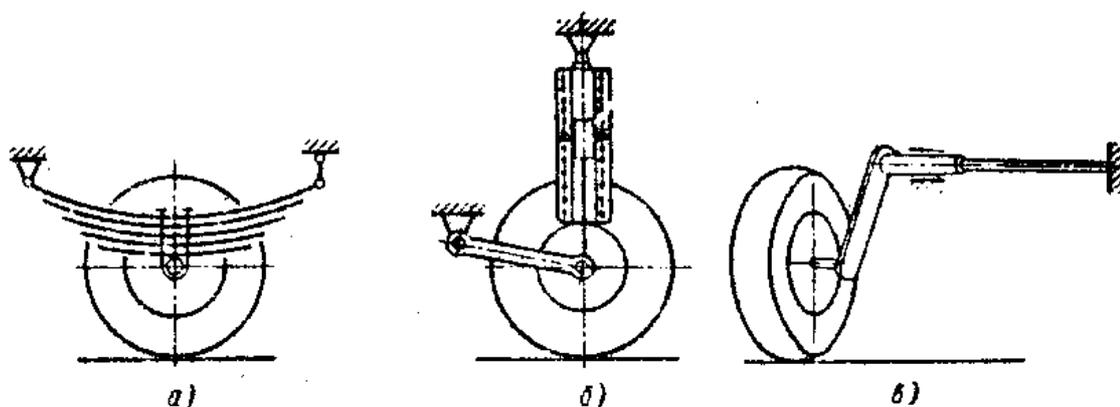


Рис. 6.2. Упругие подвески:
 а – рессорная; б – пружинная; в – торсионная

Упругие подвески предназначены для снижения динамических нагрузок, действующих на раму машины при передвижении.

По назначению колеса разделяются на ведущие и ведомые. В результате взаимодействия ведущего колеса с опорной поверхностью крутящий момент, подводимый от двигателя к движителю, преобразуется в силу тяги. Ведомое колесо является только поддерживающим элементом и вращается при движении машины под действием толкающей силы, приложенной к оси колеса. При перекачивании колес возникают сопротивления, которые вызваны как деформацией опорной поверхности, так и деформацией шины.

Приложенный к ведущему колесу крутящий момент определяется:

$$M_{кр} = M_{дв} \cdot i \cdot \eta, \quad (6.1)$$

где $M_{дв}$ – крутящий момент на валу двигателя, кН·м; i , η – передаточное число и КПД трансмиссии.

Для характеристики взаимодействия ходового оборудования с опорной поверхностью используют коэффициенты сопротивления качению f и ко-

коэффициент сцепления φ .

$$f = \frac{P_f}{G_k}; \quad (6.2)$$

$$\varphi = \frac{P_{k\max}}{G_k}, \quad (6.3)$$

где P_f – сила сопротивления качению, кН; $P_{k\max}$ – максимальная сила тяги движителя, кН; G_k – вертикальная нагрузка на ведущее колесо, кН.

На рис. 6.3 представлены схемы сил, действующих на колесо при работе в различных режимах.

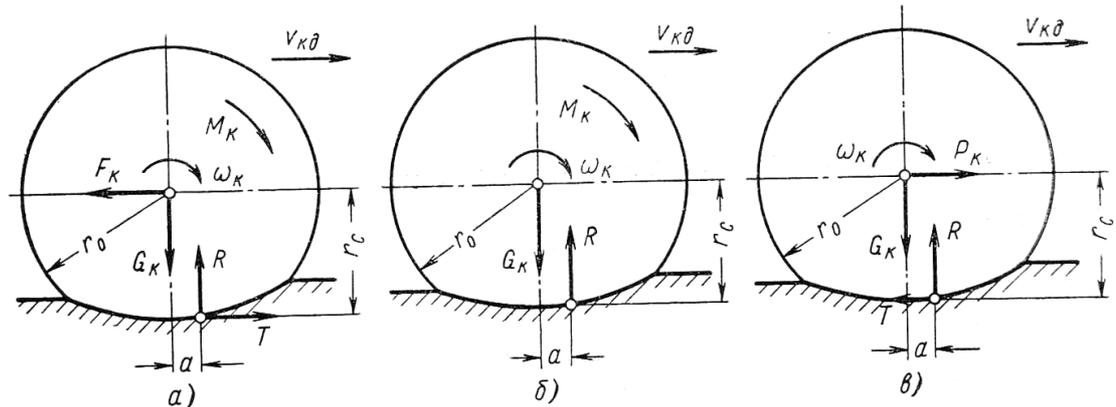


Рис. 6.3. Схемы сил, действующих на колесо на режиме:
 а – «ведущее колесо»; б – «свободное колесо»; в – «ведомое колесо»

Для обеспечения качения к движителю подведен крутящий момент $M_{кр}$. Равнодействующая элементарных реактивных сил, возникающих в результате взаимодействия шины и опорной поверхности, обозначена через N ; её вертикальная и горизонтальная составляющие обозначены R и T . При этом $T = F_k$ и $R = G_k$.

Уравнение равновесия колесного движителя:

$$M_{кр} = T \cdot r_c + R \cdot a, \quad (6.4)$$

где r_c – силовой радиус колесного движителя, м; a – снос реакции приложения силы N , м.

Разделив обе части уравнения на r_c получим

$$\frac{M_{кр}}{r_c} = T + R \cdot \frac{a}{r_c}, \quad (6.5)$$

где $\frac{M_{кр}}{r_c}$ – отношение, представляющее собой окружную силу – P_k ;

$\frac{a}{r_c} = f$ – принят как коэффициент сопротивления качению.

Тогда, обозначив $P_k = T + G_k \cdot f$ и $G_k \cdot f = P_f$, получим

$$P_k = T + P_f. \quad (6.6)$$

Таким образом, окружная сила колесного движителя в режиме «ведущего колеса» равна сумме силы тяги и силы сопротивления качению.

Тяговые и экономические качества колесных машин для любых режимов работы наиболее полно оцениваются с помощью тяговых характеристик, представляющих собой графическое выражение выходных тяговых параметров машин. К таким параметрам относят:

1) коэффициент буксования колесного движителя δ :

$$\delta = \left[A \cdot \frac{T}{R_k} + B \cdot \left(\frac{T}{R_k} \right)^n \right] \cdot 100 \%, \quad (6.7)$$

где A, B, n – коэффициенты, зависящие от типа шин, рисунка протектора, давления воздуха в шине, состояния и влажности грунта (табличные величины); R_k – нормальная реакция грунта на ведущих колесах $R_k = G_k$, кН; T – текущее значение силы тяги, кН;

2) действительная скорость машины V_δ :

$$V_\delta = 0,377 \cdot \frac{n_{\text{дв}} \cdot r_c}{i} \cdot (1 - \delta_i), \quad \text{км/ч}, \quad (6.8)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала ДВС, об/мин; i – передаточное число трансмиссии на соответствующей передаче; δ_i – текущее значение коэффициента буксования в зависимости от T_i ;

3) тяговая мощность колесного движителя N_T :

$$N_T = V_\delta \cdot T, \quad \text{кВт}; \quad (6.9)$$

4) тяговый коэффициент полезного действия:

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_{\text{дв}}}, \quad (6.10)$$

где $N_{\text{дв}}$ – мощность двигателя внутреннего сгорания, кВт;

5) удельный расход топлива:

$$q_T = 1000 \cdot \frac{G_{\text{ч}}}{N_T}, \quad \text{г/(кВт·ч)}. \quad (6.11)$$

6.3 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Произвести расчет и построение тяговой характеристики колесных машин по данным, приведенным в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Характеристики автомобилей высокой проходимости – базовых шасси
пожарных машин

№№ пп	Наименование показателей	ЗИЛ – 433420	КамАЗ - 43101	Урал- 5557
1	Масса автомобиля, приходящаяся на ведущие колёса, кН	60	85	115
2	Силовой радиус колеса, м	0,52	0,49	0,52
3	Значение коэффициентов			
	А	0,12	0,12	0,12
	В	14,79	14,79	14,79
	п	6	6	6
4	Двигатель: мощность, кВт	110	165	243
	номинальная частота вращения, об/мин	3200	2200	2100
	часовой расход топлива, кг/ч	36	34,16	38,5
5	Общее передаточное число трансмиссии на 1-й передаче	88	72,5	78,13

6.4 ФОРМА ОТЧЕТА

Практическая работа №6

1. Краткое описание конструкции ходового оборудования автомобилей с их характеристиками.

2. Расчет и построение тяговой характеристики колесного движителя автомобиля $\delta = \delta(T)$, $V_o = V_o(T)$, $N = N(T)$, $\eta = \eta(T)$, $q = q(T)$.

Выводы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вопросы, рассмотренные в методических указаниях, позволят студентам лучше ознакомиться с конструкцией и основами эксплуатации автомобилей и их основных узлов, являющихся базовым шасси для установки пожарного и аварийно-спасательного оборудования, освоить методы расчета основных параметров автомобилей и их узлов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Безбородько, М.Д. Пожарная техника: учебник / М.Д. Безбородько. – М.: Академия ГПС МЧС России, 2004. – 550 с.
2. Вахламов, В.К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 560 с.
3. Малкин, В.С. Техническая эксплуатация автомобилей: Теоретические и практические аспекты: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.С. Малкин. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 288 с.
4. Нарбут, А.Н. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем: учебник для студ. высш. учеб. заведений / А.Н. Нарбут. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 256 с.
5. Сокол, Н.А. Основы конструкции и расчет автомобиля / Н.А. Сокол, С.И. Попов. – Ростов-н/Д: Феникс, 2006. – 303 с.
6. Строительные машины: лаб. практикум / В.Н. Геращенко, В.В. Гудков, В.Л. Тюнин, А.Н. Щиенко; Воронеж. гос. арх.- строит. у-нт. – Воронеж, 2010. – 98 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i>	3
<i>Практическая работа № 1</i> . Изучение общего устройства автомобиля.	3
<i>Практическая работа № 2</i> . Изучение конструкции двигателей внутреннего сгорания пожарных автомобилей и спасательной техники.	6
<i>Практическая работа № 3</i> . Изучение устройства и кинематики механизмов двигателя внутреннего сгорания.	10
<i>Практическая работа № 4</i> . Изучение устройства трансмиссии пожарных автомобилей и спасательной техники	16
<i>Практическая работа № 5</i> . Исследование работы автомобильного дифференциала.	20
<i>Практическая работа № 6</i> . Устройство ходового оборудования пожарных автомобилей и спасательной техники.	27
<i>Библиографический список</i>	32

БАЗОВЫЕ ШАССИ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Методические указания
к выполнению практических работ для студентов
специальности 280705 – «Пожарная безопасность»

Составитель: Владимир Алексеевич Жулай
Виталий Леонидович Тюнин

Подписано в печать 28.10.2013 г. Уч.-изд. л. 2,0. Усл.-печ. л. 2,1.
Формат 60×84 1/16. Тираж 100 экз. Заказ № . Бумага писчая.

Отпечатано: отдел оперативной полиграфии издательства учебной
литературы и учебно-методических пособий Воронежского государственного
архитектурно-строительного университета
394006 г. Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84