

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова

А. В. Губарев

**КОНСТРУКЦИИ И РАБОТА
МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**

Лабораторный практикум

Белгород
2012

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова

А. В. Губарев

**КОНСТРУКЦИИ И РАБОТА
МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**

Лабораторный практикум

*Утверждено ученым советом университета
в качестве учебного пособия для студентов специальности
190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования
и направления подготовки бакалавров
190500 «Эксплуатация транспортных средств»*

Белгород
2012

УДК 621.43

ББК 39.33

Г93

Рецензенты:

Кандидат технических наук, профессор Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова *Н.С. Севрюгина*
Кандидат технических наук, доцент, инженер отдела сертификации ОГАУ «Белгородцентравто» *В.С. Шатерников*

Губарев, А.В.

Г93 Конструкции и работа механизмов и систем двигателя внутреннего сгорания: лабораторный практикум: учеб. пособие / А.В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2012. – 114 с.

В данном издании освещены вопросы конструирования, работы и эксплуатации, механизмов и систем двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены методики проведения расчета кинематики поршня, а также расчета динамики кривошипно-шатунного механизма ДВС. Приведены основы прочностного расчета элементов кривошипно-шатунного механизма ДВС, расчетов элементов систем питания, смазки и охлаждения ДВС.

Лабораторный практикум предназначен для студентов специальности 190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования по дисциплине «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок и транспортно-технологического оборудования», а также для студентов направления бакалавриата 190500 «Эксплуатация транспортных средств» по дисциплине «Теоретические основы конструкции и расчета двигателей внутреннего сгорания».

Издание публикуется в авторской редакции.

УДК 621.43
ББК 39.33

© Губарев А.В., 2012

© Белгородский государственный
технологический университет
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2012

Введение

Целью преподавания дисциплин «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок и транспортно-технологического оборудования» и «Теоретические основы конструкции и расчета двигателей внутреннего сгорания» является приобретение студентами теоретических знаний и практических навыков в области теории и конструкции энергетических установок – двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Назначение лабораторных работ состоит в том, чтобы студенты подробно изучили наиболее важные механизмы (кривошипно-шатунный и газораспределительный) и системы (питания, смазки, охлаждения) двигателя внутреннего сгорания, их назначение, устройство, принцип действия. Кроме того, в ходе выполнения лабораторных работ студенты должны приобрести навыки расчета кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания, а также наиболее важных узлов и деталей систем и механизмов ДВС.

Отчет о лабораторной работе выполняется на листах формата А4 (с одной стороны листа) в стандартных рамках. Рамки и основные надписи в них выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–91. На первой странице отчета о лабораторной работе помещают расширенный штамп, на последующих – уменьшенный. Отчет о лабораторной работе должен содержать:

- сведения о студенте, ее выполняющем: фамилия, инициалы, группа;
- номер лабораторной работы;
- название и цель работы;
- краткие теоретические сведения (схема или эскиз, описание назначения, устройства и работы механизма или системы);
- необходимые расчеты.

Отметка о выполнении лабораторной работы получается при предъявлении преподавателю оформленного отчета с произведенными расчетами.

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом ответов на контрольные вопросы, назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

Лабораторная работа № 1

Исследование кинематики двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: изучить законы движения поршня в процессе работы двигателя внутреннего сгорания.

Основные понятия

Прочностной расчет деталей двигателя внутреннего сгорания (ДВС) во многом опирается на результаты расчета кинематики его кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

В поршневых ДВС используются три основных типа кривошипно-шатунных механизмов (рис. 1.1): центральный (аксиальный), смещенный (дезаксиальный) и с прицепным шатуном. В *центральной* КШМ (рис. 1.1, а) оси коленчатого вала и цилиндров лежат в одной плоскости. В *смещенном* КШМ (рис. 1.1, б) ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала, а смещена относительно нее на некоторое расстояние. В КШМ *с прицепным механизмом* (рис. 1.1, в) имеются главный шатун, шарнирно соединенный с шейкой коленчатого вала и прицепной шатун, соединенный посредством пальца с главным шатуном в его кривошипной головке. Такая схема КШМ нашла применение на многоцилиндровых двигателях для уменьшения длины двигателя. В данном издании схема КШМ с прицепным механизмом подробно рассматриваться не будет.

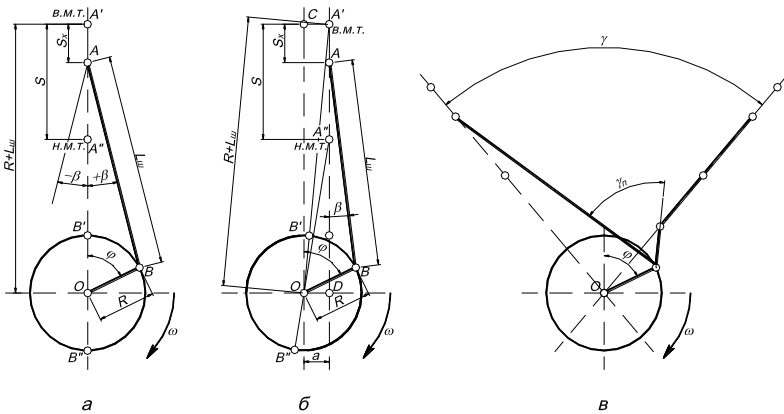


Рис. 1.1. Схемы кривошипно-шатунных механизмов: а – центрального; б – смещенного; в – с прицепным шатуном

Кинематический анализ КШМ устанавливает законы движения его звеньев: поршня, шатуна и кривошипа. При этом не учитываются силы, вызывающие движение звеньев КШМ, и силы трения, а также считается, что зазоры между сопряженными элементами отсутствуют, а угловая скорость вращения коленчатого вала постоянна. При кинематическом анализе КШМ учитывается только его структура и геометрические соотношения между его звеньями.

В центральном КШМ основными геометрическими параметрами, определяющими законы движения его элементов, являются радиус кривошипа коленчатого вала R и длина шатуна $L_{ш}$. Критерием кинематического подобия центрального КШМ является параметр λ , равный отношению радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = R/L_{ш}$. Это означает, что для кривошипно-шатунных механизмов различных размеров, но с одинаковым значением параметра λ законы движения их аналогичных элементов будут подобны. При уменьшении параметра λ снижаются инерционные и нормальные силы, но увеличиваются высота и масса двигателя. Исходя из этого, в автомобильных и тракторных двигателях используют механизмы, в которых отношение радиуса кривошипа к длине шатуна равно $\lambda = 0,24-0,31$. В табл. 1.1 приведены значения параметра λ для некоторых автотракторных ДВС.

Таблица 1.1

Значения параметра λ для различных автотракторных двигателей

Двигатель	λ	Двигатель	λ
ВАЗ-21083	0,2934	СМД-14	0,2800
ЗиЛ-508	0,2570	ЯМЗ-240	0,2640
Д-20	0,2800	КамАЗ-740 (Евро 3, Евро 4)	0,2889

В смещенных КШМ на кинематику также оказывает влияние величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала a . В этих механизмах в дополнение к параметру λ вводится еще один критерий кинематического подобия – относительное смещение $k = a/R$.

При работе двигателя имеют место различные виды перемещений основных элементов его кривошипно-шатунного механизма. Поршень совершает возвратно-поступательное движение; шатун – сложное плоскопараллельное движение в плоскости его качания; кривошип – вращательное движение относительно оси коленчатого вала.

Расчет кинематики КШМ сводится к определению перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа φ .

Значения множителя $\left[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi) \right]$ в зависимости от угла поворота кривошипа для различных значений параметра λ приведены в табл. 1.2.

Пример построения зависимости перемещения поршня от угла поворота кривошипа с использованием формулы (1.2) для двигателя с ходом поршня $s = 66$ мм и параметром $\lambda = 0,285$ показан на рис. 1.2.

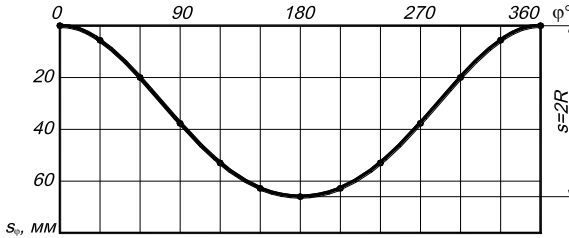


Рис. 1.2. Построение кривой перемещения поршня аналитическим методом

При повороте кривошипа от верхней мертвой точки (в.м.т.) до нижней мертвой точки (н.м.т.) поршень движется под действием перемещения шатуна вдоль оси цилиндра и отклонения его от этой оси. В первой четверти окружности ($0-90^\circ$) оба перемещения шатуна соответствуют движению поршня в одном направлении, и поршень проходит больше половины своего пути. При движении кривошипа во второй четверти окружности ($90-180^\circ$) перемещение шатуна вдоль оси цилиндра соответствует движению поршня от в.м.т. к н.м.т., а приближение шатуна к оси цилиндра – движению поршня от н.м.т. к в.м.т. Поэтому при движении кривошипа во второй четверти окружности поршень проходит меньший путь, чем при движении кривошипа в первой четверти.

Приближенная формула для определения перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа в смещенном КШМ имеет вид, м

$$s_\varphi = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right]. \quad (1.3)$$

Скорость поршня определяется как первая производная перемещения поршня по времени

$$v_\varphi = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (1.4)$$

Если в формулу (1.4) подставить выражение для определения перемещения поршня (1.1), то можно получить точную зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа, м/с

$$v_{\varphi} = \omega R \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (1.5)$$

а если в формулу (1.4) подставить выражение (1.2), то – приближенную зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа, м/с

$$v_{\varphi} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right), \quad (1.6)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

Угловая скорость и частота вращения коленчатого вала n связаны соотношением

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (1.7)$$

Значения множителя $[\sin \varphi + (\lambda/2)\sin 2\varphi]$ в зависимости от угла φ для различных значений параметра λ приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Значения множителя $[\sin \varphi + (\lambda/2)\sin 2\varphi]$

φ°	Знак	Значения $[\sin \varphi + (\lambda/2)\sin 2\varphi]$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2232	0,2249	0,2266	–	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	–	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	–	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	–	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	–	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	–	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	–	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,0378	–	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	–	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9318	–	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	–	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	–	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	–	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	–	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	–	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2584	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	–	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	–	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	180

На рис. 1.3 показан пример построения зависимости скорости поршня от угла поворота кривошипа с использованием формулы (1.6) для двигателя с ходом поршня $s = 66$ мм и параметром $\lambda = 0,285$.

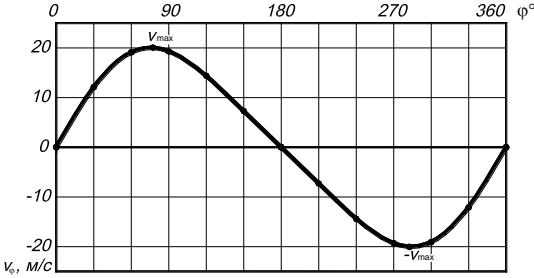


Рис. 1.3. Построение кривой скорости поршня аналитическим методом

Как видно из формулы (1.6) и рис. 1.3, при значениях угла поворота кривошипа $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$, т.е. в мертвых точках, скорость поршня равна нулю, а при $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 270^\circ$ абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала, соответственно $v_\varphi = \omega R$ и $v_\varphi = -\omega R$.

Максимальное значение скорости поршня имеет в тот момент, когда ось шатуна перпендикулярна радиусу кривошипа. В этом случае сумма углов $\varphi + \beta = 90^\circ$, и соответственно $\sin(\varphi + \beta) = 1$. При этом с увеличением параметра λ максимальные значения скорости сдвигаются в направлении мертвых точек. Величина максимальной скорости поршня может быть определена по формуле, м/с

$$v_{\max} = \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}. \quad (1.8)$$

Скорость поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме приближенно можно определить по формуле, м/с

$$v_\varphi = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right). \quad (1.9)$$

Ускорение поршня определяется как вторая производная перемещения поршня по времени или как первая производная от скорости поршня по времени

$$j_\varphi = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (1.10)$$

Точное определение ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа производится по формуле, м/с²

$$j_\varphi = \omega^2 R \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right]. \quad (1.11)$$

С достаточной для практических расчетов точностью ускорение поршня приближенно может быть определено из выражения, м/с²

$$j_\varphi = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (1.12)$$

Значения множителя $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ в зависимости от угла φ для различных значений параметра λ приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Значения множителя $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$

φ°	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

Пример построения зависимости ускорения поршня от угла поворота кривошипа с использованием формулы (1.12) для двигателя с ходом поршня $s = 66$ мм и параметром $\lambda = 0,285$ показан на рис. 1.4.

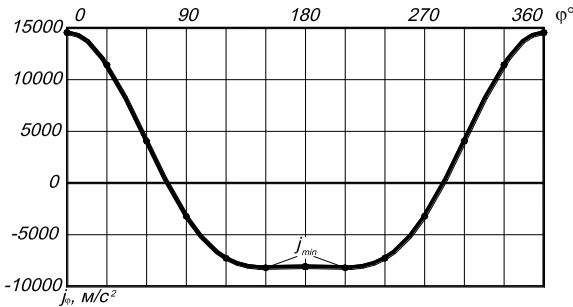


Рис. 1.4. Построение кривой ускорения поршня аналитическим методом

Максимальное значение ускорения поршня имеет место при $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 360^\circ$ и равно, м/с^2

$$j_{\max} = \omega^2 R(1 + \lambda). \quad (1.13)$$

Величина угла поворота кривошипа, при которой ускорение поршня принимает минимальное значение, зависит от параметра λ . Если в КШМ отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda < 0,25$, то для этого механизма минимальному значению ускорения поршня соответствует угол $\varphi = 180^\circ$. В том случае, когда в кривошипно-шатунном механизме параметр $\lambda > 0,25$, поршень будет иметь минимальное ускорение при величинах угла поворота кривошипа $\varphi = 180 \pm \arccos [1/(4\lambda)]$. Значение ускорения поршня при такой величине угла поворота кривошипа определяется следующим образом, м/с^2

$$j_{\min} = -\omega^2 R \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right). \quad (1.14)$$

Для смещенного КШМ ускорение поршня определяется, м/с^2

$$j_\varphi = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \varphi). \quad (1.15)$$

Если сравнить зависимости (1.3) с (1.2), (1.9) с (1.6) и (1.15) с (1.12), нетрудно заметить, что формулы для определения перемещения, скорости и ускорения поршня в смещенном КШМ отличаются от аналогичных формул для центрального КШМ только наличием добавочного члена, пропорционального $k\lambda$. Ввиду того, что в современных ДВС величина произведения $k\lambda$ очень невелика, в практических расчетах этим добавочным членом пренебрегают.

Порядок выполнения работы

1. По техническим характеристикам выбранного двигателя определить частоту вращения коленчатого вала в заданном режиме работы (режим работы ДВС уточнить у преподавателя), ход поршня и, соответственно, радиус кривошипа.

2. Задавшись значением параметра λ , определить длину шатуна.

3. По формуле (1.2) произвести расчет перемещения поршня через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

4. По формуле (1.7) определить значение угловой скорости вращения коленчатого вала.

5. По формуле (1.6) произвести расчет скорости поршня через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

6. По формуле (1.12) произвести расчет ускорения поршня через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

7. Результаты расчетов занести в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Результаты расчетов

φ°	$\left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$	s_{x^*} , мм	$\left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$	$v_{п^*}$, м/с	$(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$	j , м/с ²
1	2	3	4	5	6	7
0						
10						
20						
⋮						
360						

8. По результатам расчетов в выбранном масштабе построить зависимости перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота кривошипа.

Контрольные вопросы

1. Чем конструктивно характеризуется центральный кривошипно-шатунный механизм?

2. Чем конструктивно характеризуется смещенный кривошипно-шатунный механизм?

3. Какие допущения имеют место при кинематическом анализе кривошипно-шатунного механизма?

4. Какие геометрические параметры определяют законы движения центрального кривошипно-шатунного механизма?

5. Какие геометрические параметры определяют законы движения смещенного кривошипно-шатунного механизма?

6. Какие виды перемещений основных элементов кривошипно-шатунного механизма двигателя имеют место при его работе?

7. В чем заключается расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма двигателя?

8. Почему при повороте кривошипа на угол от 0° до 90° поршень проходит путь, больший, чем при повороте кривошипа на угол от 90° до 180° ?

9. При каких значениях угла поворота кривошипа скорость поршня равна нулю, а при каких – окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала?

10. В каком случае скорость поршня имеет максимальное значение?

11. В каком случае ускорение поршня имеет максимальное значение?

12. В каких случаях ускорение поршня имеет минимальное значение?

Лабораторная работа № 2

Исследование динамики двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: изучить силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме в процессе работы двигателя внутреннего сгорания.

Основные понятия

В процессе работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в его кривошипно-шатунном механизме (КШМ) действуют силы давления газов, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и центробежные силы вращающихся масс. Кроме того, при работе ДВС на детали его КШМ воздействуют силы трения, силы тяжести и давление на поршень со стороны картера, которые, вследствие их малых значений, при динамическом расчете двигателя не учитываются.

В течение рабочего цикла действующие в кривошипно-шатунном механизме силы непрерывно изменяют свою величину и направление действия. Для объективной оценки характера изменения этих сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала их величины определяют через каждые 10–30° поворота коленчатого вала.

По результатам динамического расчета производят расчеты деталей двигателя на прочность и износ.

Силы давления газов возникают в результате осуществления в цилиндре рабочего цикла. Эти силы действуют на всю площадь поршня, но для упрощения расчета динамики ДВС их заменяют одной силой P_r , приложенной к оси поршневого пальца и направленной по оси цилиндра. Величина этой силы в любой момент времени может быть определена при помощи действительной индикаторной диаграммы, снятой с двигателя, или индикаторной диаграммы, построенной по результатам его теплового расчета.

Индикаторная диаграмма двигателя строится в p – V координатах (давление газов – объем надпоршневого пространства). Так как диаметр цилиндра в процессе работы двигателя не изменяется, то величина объема надпоршневого пространства определяется положением поршня в цилиндре, и на диаграмме этот объем выражается через пе-

ремещение поршня s . Для получения однозначной зависимости давления газов от времени, выраженного через угол поворота кривошипа φ , производят перестроение (развертку) индикаторной диаграммы из координат $p-V$ в координаты $p-\varphi$ по методу Ф.А. Брикса (рис. 2.1).

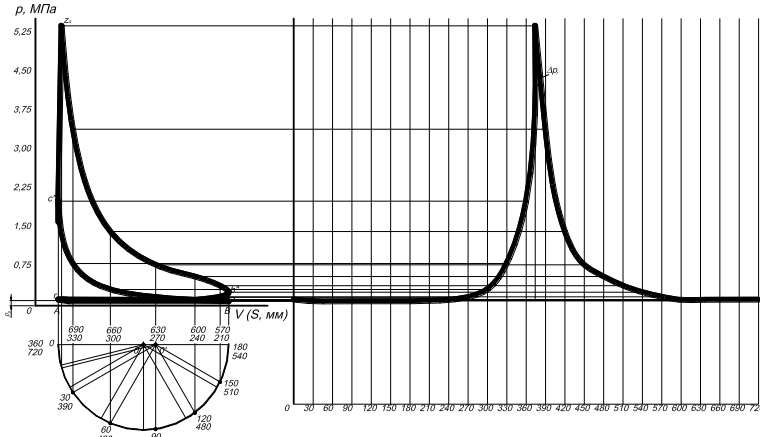


Рис. 2.1. Развертка индикаторной диаграммы в координаты $p-\varphi$

Для перестроения индикаторной диаграммы под ней строят вспомогательную полуокружность радиусом $R = s/2$. Из центра полуокружности (точка O) в направлении нижней мертвой точки (н.м.т.) откладывают отрезок OO' , равный величине поправки Брикса, мм

$$OO' = \frac{R\lambda}{2M_x}, \quad (2.1)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; M_x – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Из точки O через равные интервалы (на рис. 2.1 – через 30°) проводят лучи, разбивающие полуокружность на несколько частей, а из точки O' – линии, параллельные этим лучам. Точки пересечения линий, проведенных через точку O' , с полуокружностью соответствуют определенным углам поворота кривошипа. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Полученные значения давления откладывают на вертикали соответствующих углов φ . Последовательно соединяя получившиеся точки в направлении от 0° до 720° (для двухтактных двигателей до 360°), строят развертку индикаторной диаграммы. Необходимо отметить, что свернутая индикаторная диаграмма – это зависимость *абсолютного*

давления газов p_r над поршнем от объема надпоршневого пространства, а развернутая диаграмма – это зависимость *избыточного давления* газов Δp_r от угла поворота кривошипа. Поэтому ось абсцисс развернутой диаграммы выше оси абсцисс свернутой диаграммы на величину атмосферного давления p_0 в выбранном масштабе давлений M_p .

Определив по развернутой индикаторной диаграмме значение избыточного давления газов в данный момент времени (при данном значении угла ϕ), можно определить величину силы давления газов на поршень в этот момент времени, МН

$$P_r = (p_r - p_0)F_{\text{п}} = \Delta p_r F_{\text{п}}, \quad (2.2)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м².

Реальный КШМ представляет собой систему с распределенными параметрами, элементы которой движутся неравномерно, что вызывает появление *инерционных сил*. С целью упрощения динамического расчета осуществляют *приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма*. При этом действительный кривошипно-шатунный механизм заменяют динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс.

Массу поршневой группы $m_{\text{п}}$, детали которой совершают возвратно-поступательное движение, считают сосредоточенной на оси поршневого пальца в точке A (рис. 2.2, *а*).

Элементы шатунной группы совершают сложное плоскопараллельное движение, которое может быть представлено как совокупность возвратно-поступательного движения (верхняя головка шатуна) и вращательного движения (нижняя головка шатуна). Простейшая система масс, эквивалентная по своим инерционным параметрам шатунной группе, состоит из двух масс, одна из которых ($m_{\text{ш.п}} = m_{\text{ш}}L_{\text{ш.к}}/L_{\text{ш}}$) сосредоточена на оси поршневого пальца в точке A , а другая ($m_{\text{ш.к}} = m_{\text{ш}}L_{\text{ш.п}}/L_{\text{ш}}$) – на оси шатунной шейки в точке B . Здесь $L_{\text{ш.к}}$ и $L_{\text{ш.п}}$ – расстояния от точек размещения масс до центра масс шатуна, а $L_{\text{ш}}$ – длина шатуна (рис. 2.2, *а*). При этом масса шатуна равна, кг

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{ш.п}} + m_{\text{ш.к}}. \quad (2.3)$$

Для большинства конструкций автомобильных и тракторных двигателей характерны следующие соотношения: $m_{\text{ш.п}} = (0,2-0,3)m_{\text{ш}}$, $m_{\text{ш.к}} = (0,7-0,8)m_{\text{ш}}$.

Кривошип лопчатого вала совершает равномерное вращательное движение. Его массу заменяют двумя массами, одна из которых ($m_{\text{к}}$) сосредоточена на оси шатунной шейки в точке B , а другая (m_0) – на оси коренной шейки в точке O (рис. 2.2, *б*). Масса коренной шейки с частью щек, расположенных симметрично относительно оси вращения

коленчатого вала, является уравновешенной. Масса, сосредоточенная в точке B , кг

$$m_k = m_{ш.ш} + 2m_{ш} \frac{\rho}{R}, \quad (2.4)$$

где $m_{ш.ш}$ – масса шатунной шейки с прилегающими частями щек, кг; $m_{ш}$ – масса средней части щеки (заштрихованная часть щеки на рис. 2.2, б), кг; ρ – расстояние от оси вращения до центра массы щеки, мм; R – радиус кривошипа, мм.

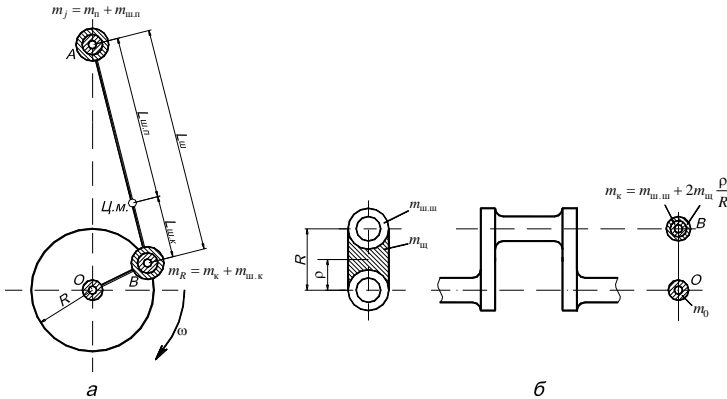


Рис. 2.2. Система сосредоточения масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму:

a – приведенная система кривошипно-шатунного механизма; $б$ – приведение масс кривошипа

Величина $m_{ш}$ у современных короткоходных двигателей мала по сравнению с $m_{ш.ш}$, поэтому в большинстве случаев ею пренебрегают. Тогда масса, сосредоточенная в точке B , равна, кг

$$m_k = m_{ш.ш}. \quad (2.5)$$

Таким образом, система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из совершающей возвратно-поступательное движение массы m_j , сосредоточенной в точке A , и совершающей вращательное движение массы m_R , сосредоточенной в точке B , кг

$$m_j = m_n + m_{ш.п}; \quad (2.6)$$

$$m_R = m_k + m_{ш.к}. \quad (2.7)$$

В V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом масса, совершающая вращательное движение, равна, кг

$$m_R = m_k + 2m_{ш.к}. \quad (2.8)$$

Для приближенного определения значений m_n , $m_{ш}$ и m_k могут быть использованы конструктивные массы $m' = m/F_n$, приведенные в табл. 2.1. При этом необходимо учитывать, что большие значения m' соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра; уменьшение s/D снижает $m'_{ш}$ и m'_k ; V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения m'_k .

Таблица 2.1

Конструктивные массы элементов кривошипно-шатунного механизма

Элемент кривошипно-шатунного механизма	Конструктивная масса, кг/м ² , для типа двигателя	
	С искровым зажиганием ($D = 60-100$ мм)	Дизель ($D = 80-120$ мм)
Поршневая группа ($m'_n = m_n/F_n$): поршень из алюминиевого сплава	80–150	150–300
чугунный поршень	150–250	250–400
Шатун ($m'_{ш} = m_{ш}/F_n$)	100–200	250–400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ($m'_k = m_k/F_n$):		
стальной кованый вал со сплошными шейками	150–200	200–400
чугунный литой вал с полыми шейками	100–200	150–200

При проведении динамического расчета двигателя целесообразно пользоваться не полными, а удельными силами, отнесенными к единице площади поршня, МПа

$$p = \frac{P}{F_n}, \quad (2.9)$$

где P – сила, действующая в КШМ, МН.

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы вращающихся масс K_R (рис. 2.3, а).

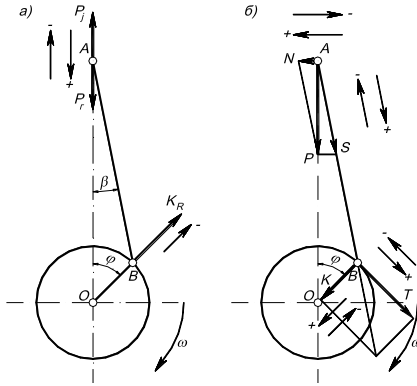


Рис. 2.3. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме:

a – инерционных и газовых;
б – суммарных

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс действуют по оси цилиндра. Удельные силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс, МПа

$$p_j = \frac{P_j}{F_{\text{п}}} = -\frac{m_j j}{F_{\text{п}}} = -\frac{m_j R \omega^2}{F_{\text{п}}} (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (2.10)$$

где j – ускорение поршня, м/с^2 ; ω – угловая скорость коленчатого вала, рад/с .

Знак “–” в формуле (2.10) показывает, что сила инерции направлена в сторону, противоположную ускорению. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс являются положительными, если они направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными, если они направлены от коленчатого вала.

Центробежная сила инерции вращающихся масс при постоянной угловой скорости коленчатого вала постоянна по величине, действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала. Эта сила является результирующей силой инерции вращающихся масс кривошипа и силы вращающихся масс шатуна, МН

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -R \omega^2 (m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}}). \quad (2.11)$$

Для V-образных двигателей со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом центробежная сила инерции вращающихся масс, МН

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -R \omega^2 (m_{\text{к}} + 2m_{\text{ш.к}}). \quad (2.12)$$

При динамическом анализе кривошипно-шатунного механизма силы давления газов и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, имеющие общую точку приложения и единую линию действия, заменяют *суммарной силой*, являющейся их алгебраической суммой. Удельные суммарные силы, действующие в КШМ, определя-

ют алгебраическим сложением избыточного давления газов над поршнем и удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, МПа

$$p = \Delta p_r + p_j. \quad (2.13)$$

Графически кривая удельных суммарных сил строится суммированием диаграмм $\Delta p_r = f(\varphi)$ и $p_j = f(\varphi)$, построенных в одном масштабе (рис. 2.4).

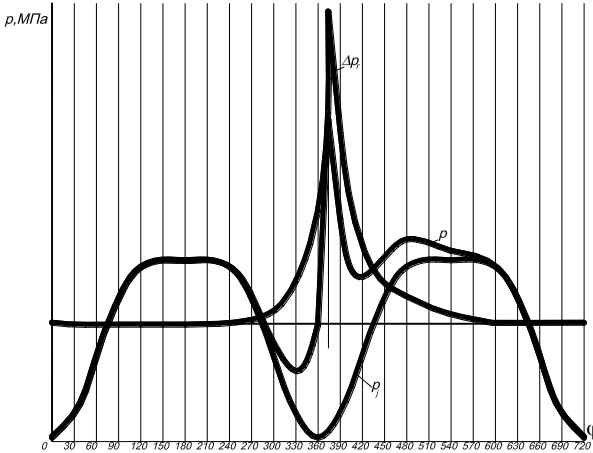


Рис. 2.4. Построение кривой удельных суммарных сил

Воздействие от суммарной силы передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси (рис. 2.3, б). Сила N , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра. Эта сила считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала. Сила S , действующая вдоль шатуна, воздействует на него, вызывая повторное сжатие-растяжение его элементов, и далее передается кривошипу. Эта сила считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает. Удельные силы p_N и p_S определяются следующим образом, МПа

$$p_N = p \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (2.14)$$

$$p_S = p \frac{1}{\cos \beta}, \quad (2.15)$$

где β — угол отклонения шатуна, град.

Значения тригонометрических функций, входящих в приведенные уравнения, для различных значений параметра λ и угла поворота кривошипа приведены в табл. 2.2–2.3.

Таблица 2.2

Значения множителя $\operatorname{tg}\beta$

φ°	Знак	Значения $\operatorname{tg}\beta$ при λ								Знак	φ°	
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31			
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	0,054	–	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	0,106	–	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	0,156	–	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	0,202	–	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	0,243	–	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	0,276	–	300
70	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	0,301	–	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	0,316	–	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	0,322	–	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	0,316	–	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	0,301	–	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	0,276	–	240
130	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	0,243	–	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	0,202	–	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	0,156	–	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	0,106	–	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	0,054	–	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	180

Таблица 2.3

Значения множителя $(1/\cos\beta)$

φ°	Знак	Значения $(1/\cos\beta)$ при λ								Знак	φ°	
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31			
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	1,006	+	340
30	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	1,049	+	280

Окончание табл. 2.3

φ°	Знак	Значения (1/cosβ) при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180

Действие силы S на сопряжение шатун–кривошип можно оценить, если перенести ее вдоль оси шатуна в точку их шарнирного сочленения (точка B на рис. 2.3, б), где она раскладывается на две составляющие силы: нормальную силу K , направленную по оси кривошипа, и тангенциальную силу T , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа. Сила K считается положительной, если она сжимает щеки колена. Сила T принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала. Удельные значения этих сил могут быть определены по формулам, МПа

$$p_K = p \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta; \quad (2.16)$$

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (2.17)$$

Значения тригонометрических функций, входящих в эти уравнения, для различных значений параметра λ и угла поворота кривошипа приведены в табл. 2.4–2.5.

Таблица 2.4

Значения множителя $[\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta]$

φ°	Знак	Значения $[\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta]$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310

По данным, полученным в результате решения уравнений (2.14)–(2.17), строят кривые изменения удельных сил p_N , p_S , p_K и p_T (рис. 2.5) или полных сил N , S , K и T .

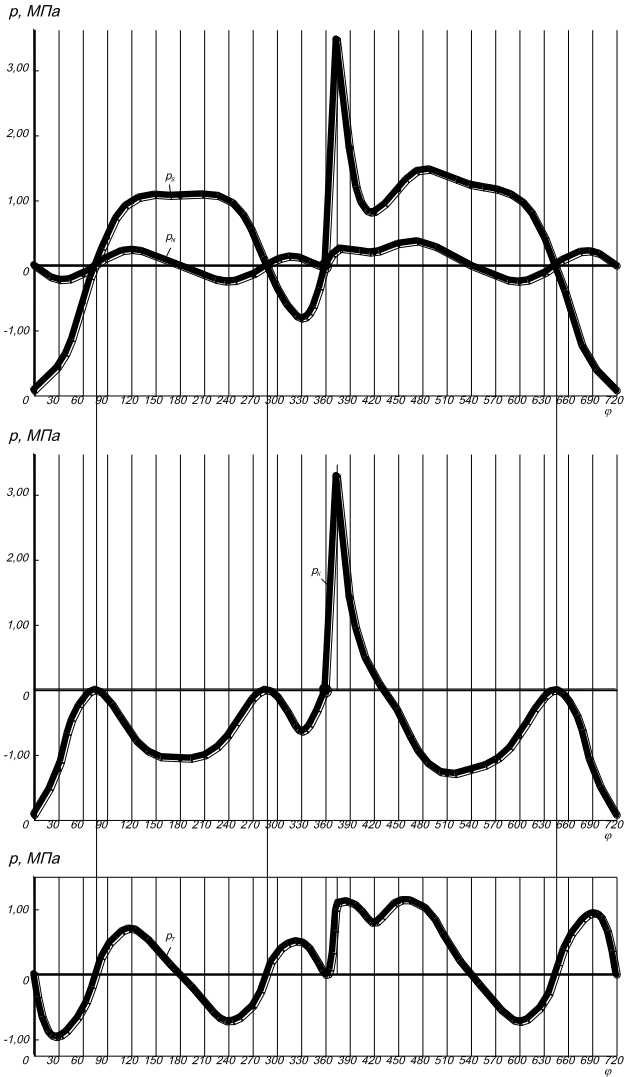


Рис. 2.5. Построение кривых удельных сил p_N , p_S , p_K , p_T по углу поворота кривошипа

По величине T определяют крутящий момент цилиндра, $\text{МН}\cdot\text{м}$

$$M_{\text{кр.ц}} = TR. \quad (2.18)$$

Для построения кривой суммарного крутящего момента $M_{\text{кр}}$ многоцилиндрового двигателя производят графическое суммирование кривых крутящих моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками. Величины и характер изменения крутящих моментов по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются только угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах. Поэтому для подсчета суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

В двигателе с равными интервалами между вспышками период изменения суммарного крутящего момента составит, град

$$\theta = \tau \cdot 180^\circ / i, \quad (2.19)$$

где τ – тактность двигателя; i – число цилиндров двигателя.

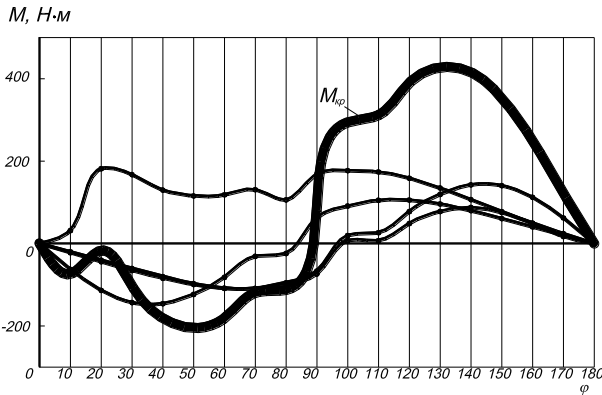


Рис. 2.6. Построение кривой суммарного крутящего момента двигателя

Пример графического построения кривой суммарного крутящего момента четырехцилиндрового четырехтактного двигателя показан на рис. 2.6.

Порядок выполнения работы

1. По техническим характеристикам выбранного двигателя определить ход поршня, диаметр цилиндра и, соответственно, площадь поршня.

2. Пользуясь техническими характеристиками двигателя, изобразить его индикаторную диаграмму в $p-V(s)$ координатах в выбранном масштабе.

3. Произвести развертку индикаторной диаграммы из координат $p-V(s)$ в координаты $p-\varphi$ по методу Ф.А. Брикса. Поправку Брикса определить по формуле (2.1).

4. По развернутой диаграмме определить значения избыточного давления газов над поршнем через каждые 30° угла поворота кривошипа, а также максимальное действительное значение избыточного давления сгорания Δp_{z_d} и величину угла поворота кривошипа, при котором это давление имеет место быть φ_z .

5. Используя значения конструктивных масс элементов кривошипно-шатунного механизма (табл. 2.1), определить массу поршневой группы, шатуна и одного колена вала.

6. Определить величину приведенных масс частей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение. При этом использовать формулы (2.3) и (2.6).

7. Для рядных двигателей, пользуясь формулой (2.7), а для V-образных двигателей – формулой (2.8), определить величину приведенных масс частей КШМ, совершающих вращательное движение.

8. По формуле (2.10) определить значения удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс через каждые 30° угла поворота кривошипа. При этом использовать величины ускорения поршня для соответствующих значений угла φ , полученные в ходе выполнения лабораторной работы № 1 (графа 7, табл. 1.5).

9. По формуле (2.11) для рядных двигателей или по формуле (2.12) для V-образных определить величину центробежной силы инерции вращающихся масс.

10. Используя формулу (2.13), определить значения удельной силы, сосредоточенной на оси поршневого пальца, через каждые 30° угла поворота кривошипа.

11. Результаты выполнения п. 4, 8, 10 занести в табл. 2.6.

12. По данным табл. 2.6, используя масштабы, совпадающие с масштабами (для соответствующих параметров) построения индикаторной диаграммы и ее развертки, произвести построение кривых $p_j = f(\varphi)$ и $p = f(\varphi)$ (пример построения см. рис. 2.4).

13. Пользуясь формулами (2.14)–(2.17), определить значения удельных сил p_N, p_S, p_K, p_T через каждые 30° угла поворота кривошипа.

14. Через каждые 30° угла поворота кривошипа, используя формулу (2.9), по значениям удельной тангенциальной силы (p_T), определенным в п. 13, рассчитать значения полной тангенциальной силы (T).

Таблица 2.6

К определению удельных суммарных сил

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с ²	p_r , МПа	p , МПа
1	2	3	4	5
0				
30				
⋮				
φ_z				
⋮				
690				
720				

15. По формуле (2.18) через каждые 30° угла поворота кривошипа определить крутящий момент цилиндра.

16. Результаты расчетов п. 10, 13–15 занести в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Результаты расчетов удельных, полных сил и крутящего момента цилиндра

φ°	p , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	p_N , МПа	$\frac{1}{\cos\beta}$	p_S , МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_K , МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_T , МПа	T , кН	$M_{\text{кр.ц}}$, Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0											
30											
⋮											
φ_z											
⋮											
690											
720											

17. По данным табл. 2.7 произвести построение кривых $p_S = f(\varphi)$, $p_N = f(\varphi)$, $p_K = f(\varphi)$ и $p_T = f(\varphi)$ (пример построения см. рис. 2.5).

18. Определить период изменения суммарного крутящего момента по формуле (2.19).

19. Результаты расчета крутящего момента цилиндра занести в табл. 2.8.

Таблица 2.8

К расчету суммарного крутящего момента

φ°	Цилиндры									
	1-й		2-й		...	(i-1)-й	i-й		$M_{кр.ц}$ Н·м	
	φ° криво- шипа	$M_{кр.ц}$ Н·м	φ° криво- шипа	$M_{кр.ц}$ Н·м	...	φ° криво- шипа	$M_{кр.ц}$ Н·м	φ° кри- вошипа		$M_{кр.ц}$ Н·м
0	0		θ		...	(i-2) θ		(i-1) θ		
30	30		$\theta+30$...	(i-2) $\theta+30$		(i-1) $\theta+30$		
...		
$\theta-30$	$\theta-30$		$2\cdot\theta-30$...	(i-1) $\theta-30$		$i\cdot\theta-30$		
θ	θ		$2\cdot\theta$...	(i-1) θ		$i\cdot\theta$		

20. По данным табл. 2.8 произвести построение кривых крутящего момента всех цилиндров и кривой суммарного крутящего момента в диапазоне угла поворота кривошипа от 0° до θ .

Контрольные вопросы

1. Какие силы действуют в кривошипно-шатунном механизме двигателя внутреннего сгорания в процессе его работы?
2. С какой целью производят динамический расчет двигателя внутреннего сгорания?
3. Каким образом производят перестроение (развертку) индикаторной диаграммы из координат $p-V$ в координаты $p-\varphi$ по методу Ф.А. Брикса?
4. Какую зависимость выражает развернутая индикаторная диаграмма?
5. С какой целью и каким образом осуществляют приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма?
6. При приведении масс частей кривошипно-шатунного механизма какие массы считаются сосредоточенными на оси поршневого пальца, а какие на оси шатунной шейки?
7. Что собой представляет суммарная сила, действующая в кривошипно-шатунном механизме?
8. Каким образом осуществляется графическое построение кривой удельных суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме?
9. На какие составляющие раскладывается суммарная сила, приложенная к оси поршневого пальца?

10. На какие составляющие раскладывается сила, действующая вдоль шатуна и приложенная к оси шатунной шейки?

11. Величиной какой силы определяется величина крутящего момента в цилиндре двигателя?

12. Каким образом производится графическое построение кривой суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя?

Лабораторная работа № 3

Изучение конструкции механизмов двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: изучить назначение, конструкцию и работу механизмов двигателя внутреннего сгорания, приобрести навыки расчета элементов механизмов

Основные понятия

К числу механизмов двигателя внутреннего сгорания относятся кривошипно-шатунный (КШМ) и газораспределительный (ГРМ).

Кривошипно-шатунный механизм преобразует прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. В его состав входят две группы деталей: неподвижные и подвижные. К неподвижным деталям относятся блок цилиндров, который служит остовом двигателя, цилиндры, головка блока или головки цилиндров и поддон картера. Подвижные детали КШМ – поршни с кольцами и поршневыми пальцами, шатуны, коленчатый вал, маховик.

Блок цилиндров двигателя представляет собой массивный корпус, который состоит из следующих элементов: боковых и торцевых стенок, цилиндров, межцилиндровых перемычек (которые в некоторых конструкциях могут отсутствовать) и верхней горизонтальной плиты. Блок цилиндров большинства современных автомобильных и тракторных двигателей выполняется заодно с верхней частью картера и называется блок-картером (рис. 3.1). Снаружи и внутри блок-картера монтируются все механизмы и системы двигателя.

В литых поперечинах картера располагаются опорные гнезда для коренных подшипников коленчатого вала. К нижней части блок-картера крепится стальной штампованный поддон, служащий резервуаром для масла. Плоскость крепления масляного поддона может проходить по оси коленчатого вала или с целью повышения жесткости

корпуса быть смещенной относительно оси коленчатого вала вниз. В случае выполнения плоскости крепления масляного поддона ниже плоскости коренных опор силы и моменты, передаваемые на корпусные элементы, воспринимаются большим объемом металла.

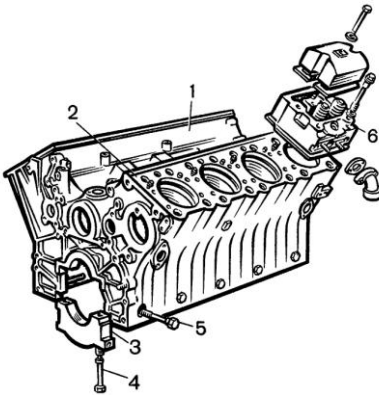


Рис. 3.1. Блок-картер V-образного дизеля:
1 – блок цилиндров;
2 – верхняя плита блока цилиндров; 3 – крышка (подвеска) коренного подшипника; 4 – болт крепления крышки коренного подшипника; 5 – стяжной болт; 6 – головка цилиндров

В средней части блока цилиндров имеются отверстия для установки подшипников скольжения под опорные шейки распределительного вала.

В отливке блока цилиндров имеется рубашка для жидкостного охлаждения двигателя.

Рабочая поверхность цилиндров является направляющей при движении поршня и вместе с ним и головкой блока образует замкнутое пространство, в котором происходит рабочий цикл двигателя. Для плотного прилегания поршня и поршневых колец к цилиндру и уменьшения сил трения между ними внутреннюю полость цилиндров тщательно обрабатывают с высокой степенью точности и чистоты, поэтому она называется зеркалом цилиндра.

Цилиндры могут быть отлиты как одно целое со стенками рубашки охлаждения или изготовлены отдельно от блока в виде вставных гильз. Применение негильзованного блока цилиндров рубашки обеспечивает высокую прочность и жесткость блок-картера. Такая конструкция способствует уменьшению габаритов и массы корпуса и сокращает объем его механической обработки.

Однако при этом технологически сложно получить качественную отливку со стабильными геометрическими параметрами. Кроме того, при изготовлении блока необходимо предусмотреть комплекс технологических мероприятий по повышению износостойкости поверхности

цилиндра. При этом в негильзованном блоке при выходе из строя одного из цилиндров требуется замена всего блока.

Гильзы цилиндров подразделяются на сухие (рис. 3.2, *а, б*) и сменные мокрые (рис. 3.2, *в-д*). Блоки цилиндров с мокрыми вставными и сухими гильзами в большей или меньшей степени лишены недостатков, указанных для негильзованных блоков цилиндров. Однако мокрые гильзы могут дополнительно деформироваться при нарушении технологии монтажа.

Сухие гильзы изготавливаются без опорного бурта (рис. 3.2, *а*) и с верхним опорным буртом (рис. 3.2, *б*). Толщина стенок таких гильз составляет 2–4 мм. Сухие гильзы без опорного бурта запрессовывают в блок с некоторым натягом с целью их фиксации для окончательной обработки после установки в блок и при работе двигателя. Гильзы с опорными буртами по завершении механической обработки запрессовывают в блок или устанавливают в нем по скользящей посадке с зазором 0,01–0,04 мм. Разновидностью сухих гильз являются укороченные вставки (длиной 40–50 мм) из аустенитного чугуна в верхней зоне цилиндра, подверженной наибольшему износу.

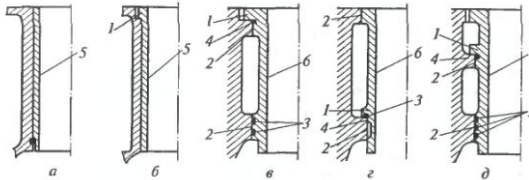


Рис. 3.2. Основные типы гильз цилиндров:

а – сухая без опорного бурта; *б* – сухая с верхним опорным буртом; *в* – мокрая с верхним опорным фланцем; *г* – мокрая с нижним опорным фланцем; *д* – мокрая со средним опорным фланцем; 1 – опорный фланец; 2 – направляющие (центрирующие) пояса; 3 – уплотнительные кольца; 4 – опорный бурт; 5 – сухая гильза; 6 – мокрая гильза

При использовании сухих гильз необходимо обеспечивать хороший их контакт с блоком. В противном случае ухудшаются условия теплоотдачи от гильзы в охлаждающую жидкость, а радиальное распределение температур становится более неравномерным, что вызывает ее нежелательную термическую деформацию.

Мокрые гильзы с наружной стороны омываются охлаждающей жидкостью. Такие гильзы обеспечивают лучший отвод теплоты по сравнению с сухими. Это повышает работоспособность и срок службы деталей цилиндропоршневой группы, при этом снижаются затраты, связанные с ремонтом двигателя в процессе его эксплуатации.

Толщина стенки мокрой гильзы составляет 5–8 мм. Мокрая вставная гильза имеет опорный фланец *I*, который располагается в верхней (рис. 3.2, *в*), средней (рис. 3.2, *д*) или нижней (рис. 3.2, *з*) части гильзы в кольцевых приливах блока. Более низкое расположение опорного фланца способствует улучшению охлаждения наиболее термически нагруженных верхней части гильзы и поршневых колец. Это уменьшает термическое коробление верхнего пояса гильзы, позволяет снизить износ и исключить задиры поверхностей трения элементов цилиндра и поршневой группы.

С целью уменьшения деформации от действия боковой силы гильзу фиксируют в двух опорных направляющих поясах 2, расположенных в верхней и нижней ее частях.

Для герметизации водяной рубашки в кольцевых канавках нижнего направляющего пояса гильзы устанавливают уплотнительные кольца 3 из фторкаучука, фтороугольно-водородного каучука, фторосиликонового каучука или резины. На некоторых двигателях герметизация водяной рубашки обеспечивается установкой медных прокладок по торцу нижнего направляющего пояса гильзы.

Верхний посадочный пояс гильзы располагают таким образом, чтобы уплотняющий пояс поршня при его положении в верхней мертвой точке находился на уровне жидкости в рубашке охлаждения.

Верхний торец гильзы должен выступать над опорной плоскостью блока на 0,05–0,15 мм с целью более надежной герметизации газового стыка при затяжке анкерных шпилек.

Длина цилиндра устанавливается минимальной из условия обеспечения возможности свободного движения противовеса и шатуна. При этом допускается выход нижней кромки юбки поршня за пределы цилиндра при нахождении поршня в нижней мертвой точке до величины, не превышающей 20% его диаметра, в случае отсутствия нижнего маслосъемного кольца на юбке поршня.

Для уменьшения массы блок-картера высота водяной рубашки внизу ограничивается осью поршневого пальца при нахождении поршня в нижней мертвой точке и составляет около 70% хода поршня.

Блоки цилиндров отливаются из серого чугуна или алюминиевого сплава. Достоинствами чугуна как материала корпуса двигателя являются его невысокая стоимость, высокая прочность и жесткость при хороших литевых качествах. Существенными недостатками чугуна являются его большая масса и низкая теплопроводность. Указанные недостатки серого чугуна отсутствуют у алюминиевого сплава. Однако алюминий значительно уступает чугуну в жесткости и износостойкости, поэтому блок из алюминиевого сплава должен иметь большое ко-

личество ребер жесткости. Цилиндрами в таком блоке обычно служат чугунные гильзы, которые вставляются в алюминиевый блок в процессе сборки, заливаются или запрессовываются в него при изготовлении.

При работе двигателя блок-картер воспринимает значительные динамические и тепловые нагрузки. По тому, какие элементы блок-картера воспринимают нагрузку от газовых сил, различают следующие их силовые схемы.

1. С несущим блоком цилиндров (рис. 3.3, *а*), когда силы давления газов нагружают элементы блока цилиндров. Разновидностью такой схемы является схема с несущей рубашкой (рис. 3.3, *б*). В этом случае газовые силы растягивают только стенки водяной рубашки.

2. С несущими силовыми шпильками (рис. 3.3, *в*). При этом элементы блока цилиндров в результате предварительной затяжки шпилек находятся в сжатом состоянии, и газовые силы разгружают их. Такие блок-картеры могут отливаться из алюминиевых сплавов, так как они являются менее нагруженными, чем блок-картеры, выполненные по другим схемам.

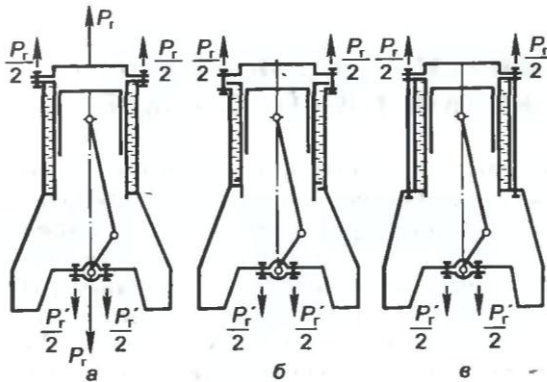


Рис. 3.3. Силовые схемы ДВС с жидкостным охлаждением:

а – с несущим блоком цилиндров; *б* – с несущей рубашкой; *в* – с несущими силовыми шпильками

В головке цилиндров размещаются камеры сгорания (рис. 3.4), в которых устанавливаются впускные и выпускные клапаны, свечи зажигания (в двигателях с искровым зажиганием) или форсунки (в двигателях с воспламенением от сжатия).

На головке цилиндров крепятся детали и узлы привода клапанного механизма. Значительное влияние на процесс смесеобразования как в карбюраторных двигателях, так и в дизелях имеют формы камер сгорания. В карбюраторных двигателях (рис. 3.4, *а-г*) наибольшее рас-

пространение получили цилиндрические, полусферические и клиновидные камеры сгорания. В дизелях (рис. 3.4, δ – $з$) широко используются неразделенные и разделенные камеры сгорания. Разделенные камеры сгорания состоят из небольшого вспомогательного пространства (предкамеры или вихревой камеры) и основной камеры сгорания, соединенных между собой каналами.

Головки цилиндров выполняют в виде единой отливки для одного ряда цилиндров или индивидуально для каждого цилиндра. Индивидуальные головки позволяют минимизировать их термические деформации. Такие головки обычно используют в двигателях, форсированных наддувом.

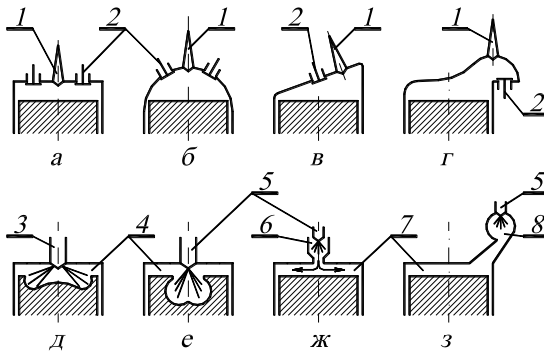


Рис. 3.4. Формы камер сгорания:

a – $г$ – карбюраторных двигателей; δ – $з$ – дизелей; a – цилиндрическая; $б$ – полусферическая; $в$ – клиновидная; $г$ – смещенная (Г-образная) $д, е$ – неразделенные; $ж, з$ – разделенные; 1 – свеча зажигания; 2 – клапан; 3 – насос-форсунка; 4 – камера сгорания; 5 – форсунка; 6 – предкамера; 7 – основная камера; 8 – вихревая камера

При жидкостном охлаждении для снижения тепловой нагруженности головки в ней создают системы каналов и полостей для циркуляции охлаждающей жидкости. В дизелях жидкость поступает к наиболее нагретым зонам головки из блока цилиндров. В двигателях с искровым зажиганием охлаждающая жидкость в головку подается насосом непосредственно из радиатора.

Во избежание прорыва газов и охлаждающей жидкости между головкой и блоком цилиндров их стыковочная зона уплотняется прокладками. В качестве уплотнителей газового стыка используются листы мягкой стали, меди, алюминия или прокладки с основой в виде сетки или перфорированного листа из стали или алюминия с наполнителем из листов графитизированного термостойкого картона.

Головка цилиндров крепится к блоку при помощи шпилек с гайками или болтами. Гайки или болты головки цилиндров затягиваются равномерно в определенной последовательности с установленным для каждого двигателя моментом затяжки.

Поршневая группа включает в себя поршень, поршневые кольца (компрессионные и маслосъемные), поршневой палец и элементы, ограничивающие его осевые перемещения.

Поршень воспринимает давление газов, развивающееся в цилиндре при реализации в нем рабочего цикла, и через палец передает усилие на шатун. Кроме того, поршень воспринимает высокие инерционные и тепловые нагрузки.

В конструкции поршня принято выделять (рис. 3.5): головку 1, в функции которой входят формирование камеры сгорания, отвод основной доли теплоты, воспринимаемой поршнем от рабочего тела, и герметизация внутрцилиндрового пространства; юбку 2, назначением которой является восприятие динамических нагрузок и обеспечение движения поршня в цилиндре без перекосов. Конструкцию головки формируют днище 3, огневой (жаровой) 4 и уплотняющий 5 пояса. Юбка поршня состоит из бобышек 6 и направляющей части.

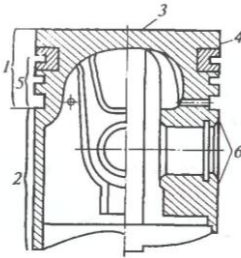


Рис. 3.5. Основные элементы поршня:
1 – головка; 2 – юбка; 3 – днище;
4 – огневой (жаровой) пояс; 5 – уплотняющий пояс; 6 – бобышки

На рис. 3.6 и 3.7 представлены типичные конструкции поршней автотракторных двигателей различного типа.

Поршни автотракторных двигателей изготавливаются в основном из алюминиевых сплавов и реже из чугуна. В процессе изготовления алюминиевого поршня в отливку могут закладываться стальные вставки, которые повышают его жесткость и препятствуют температурному расширению. Часто стальную вставку располагают в канавке под верхним компрессионным (наиболее нагруженным) поршневым кольцом (поз. 3, рис. 3.6). Для уменьшения потерь на трение и повышения долговечности деталей кривошипно-шатунного механизма на боковую поверхность поршня наносят слой антифрикционного материала, содержащего дисульфид молибдена или графит.

Конструкция днища поршней определяется типом двигателя, принятым способом смесеобразования и формой камеры сгорания. Поршни с плоским днищем (рис. 3.6) наиболее распространены в двигателях с искровым зажиганием, а также в дизелях с разделенными камерами сгорания. Такая конструкция обеспечивает наименьшую тепловосприимчивость днища, а также упрощает технологию изготовления поршня. В двигателях с искровым зажиганием могут использоваться также поршни с выпуклым (с вытеснителем для обеспечения требуемой степени сжатия) и вогнутым днищем.

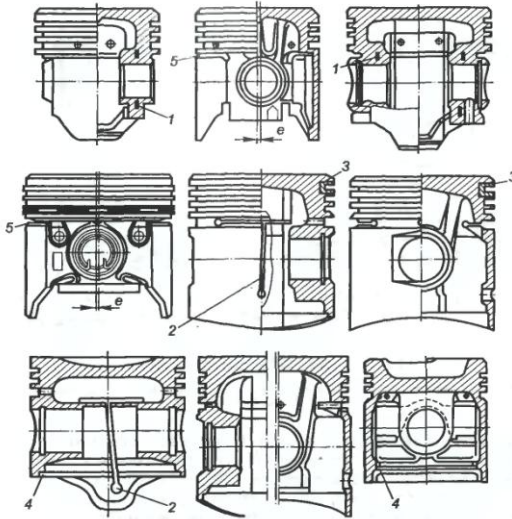


Рис. 3.6. Поршни двигателей с искровым зажиганием:

1 – терморегулирующая вставка; 2 – Т-образная прорезь; 3 – вставка канавки под первое компрессионное кольцо; 4 – зона выборки металла для подгонки по массе; 5 – поперечная прорезь; e – дезаксаж

В дизелях с объемным, пристеночным и объемно-пристеночным смесеобразованием камера сгорания располагается в головке поршня (рис. 3.7). Ее геометрические параметры строго согласуются с расположением форсунки, количеством и распределением по объему камеры факелов распыляемого топлива, а объем определяется принятой степенью сжатия.

При проектировании поршня в качестве исходных параметров используются статистические данные по конструктивным размерам его элементов. Основные конструктивные соотношения размеров элементов поршня (см. рис. 3.8) приведены в табл. 3.1.

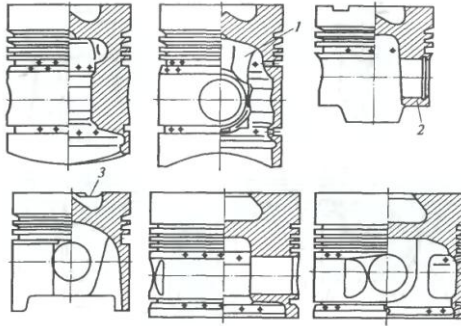


Рис. 3.7. Конструкция поршней дизелей:

1 – ребра, соединяющие днище и бобышки поршня; 2 – бобышка со скошенным внутренним торцом; 3 – вырез под клапан

Высота головки h_T определяет габариты и массу всего поршня, в связи с чем ее выбирают минимально необходимой для нормального функционирования элементов уплотняющего пояса.

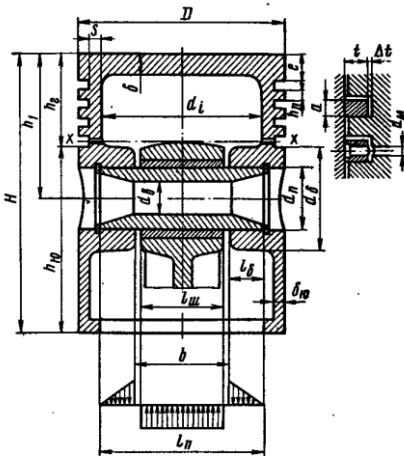


Рис. 3.8. Конструктивные размеры элементов поршневой группы

Выбор высоты огневого пояса e определяется необходимостью расположения верхнего компрессионного кольца в пределах охлаждаемой части цилиндра при нахождении поршня в верхней мертвой точке. Увеличение e приводит к росту температуры днища поршня и, следовательно, к необходимости увеличения монтажного зазора между огневым поясом и цилиндром. Это вызывает рост вредного объема над первым компрессионным кольцом, что ухудшает качество рабочего

процесса, повышая концентрацию токсичных компонентов в отработавших газах.

Таблица 3.1

Конструктивные соотношения размеров элементов поршневой группы

Наименование параметра	Обозначение	Тип двигателя	
		С искровым зажиганием	Дизель
Высота поршня	H/D	0,60–0,80	1,00–1,20
Толщина днища поршня	δ/D	0,06–0,09	0,15–0,22
Высота огневого (жарового) пояса	e/D	0,03–0,08	0,06–0,18
Высота первой кольцевой перемычки	$h_{\text{к}}/D$	0,04–0,05	0,05–0,08
Высота верхней части поршня	$h_{\text{в}}/D$	0,30–0,50	0,50–0,62
Высота юбки поршня	$h_{\text{к}}/D$	0,30–0,50	0,50–0,70
Толщина стенки головки поршня	s/D	0,05–0,10	0,05–0,10
Толщина стенки юбки поршня, мм	$\delta_{\text{ю}}$	1,50–3,00	1,50–3,50
Радиальная толщина кольца: – компрессионного – маслосъемного	t/D	0,035–0,045 0,030–0,043	0,040–0,045 0,038–0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, мм: – компрессионного – маслосъемного	Δt	0,70–0,95 0,90–1,10	0,70–0,95 0,90–1,10
Высота кольца, мм	a	1,00–2,00	2,00–3,50
Внутренний диаметр поршня, мм	d_i	$D - 2(s+t+\Delta t)$	
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии	$A_{\text{о}}/t$	2,5–4,0	3,2–4,0
Число масляных отверстий в поршне	$n_{\text{м}}$	6–12	6–12
Диаметр отверстия масляного канала	$d_{\text{м}}/a$	0,30–0,50	0,30–0,50
Диаметр бобышки	$d_{\text{б}}/D$	0,30–0,50	0,40–0,50
Расстояние между торцами бобышек	b/D	0,30–0,50	0,30–0,50
Наружный диаметр поршневого пальца	$d_{\text{п}}/D$	0,22–0,28	0,32–0,38
Внутренний диаметр поршневого пальца	$d_{\text{в}}/d_{\text{п}}$	0,65–0,75	0,50–0,70
Длина пальца: – закрепленного – плавающего	$l_{\text{п}}/D$	0,85–0,90 0,78–0,88	0,85–0,90 0,80–0,85
Длина головки шатуна: – при закрепленном пальце – при плавающем пальце	$l_{\text{ш}}/D$	0,28–0,32 0,33–0,45	0,28–0,32 0,33–0,45

В современных двигателях для обеспечения эффективного уплотнения камеры сгорания число компрессионных поршневых колец не превышает двух, а в ряде случаев доводится до одного. При установке более двух компрессионных колец герметизация надпоршневого пространства улучшается незначительно, но при этом увеличиваются масса и габариты поршня, а, кроме того, значительно возрастают потери на трение. В то же время при выборе количества компрессионных колец необходимо учитывать, что через компрессионные кольца отводится основная доля теплоты, воспринимаемой поршнем. Этот факт накладывает ограничения на минимизацию количества и толщины компрессионных колец.

В нижней части уплотняющего пояса устанавливается одно масло-съемное кольцо. В некоторых случаях в нижней части юбки может быть установлено второе масло-съемное кольцо.

Высота межкольцевых перемычек h_n , за исключением перемычки между первым и вторым компрессионными кольцами, воспринимающей высокие давления газов, принимается практически равной высоте кольца, что обеспечивает их достаточную прочность. Высота перемычки между первым и вторым компрессионными кольцами несколько больше.

Для отвода излишков масла, снимаемых масло-съемным кольцом, в днище канавки под это кольцо имеется 6–12 дренажных отверстий диаметром 0,3–1,0 мм.

Величина толщины днища поршня δ устанавливается исходя из условий обеспечения необходимого отвода теплоты от элементов головки поршня. Необходимо учитывать, что с увеличением толщины днища снижается термическое сопротивление на пути распространения теплового потока, что приводит к выравниванию и снижению температуры элементов головки поршня, улучшению работы компрессионных колец.

Высота юбки $h_{ю}$ должна быть минимально достаточной для обеспечения движения поршня в цилиндре без перекосов. В этом случае поршень при его перекладке должен контактировать с зеркалом цилиндра верхними и нижними кромками юбки, что гарантирует отсутствие кромочного контакта с цилиндром в зоне его головки. Рациональная величина высоты юбки зависит от высоты головки поршня, величины диаметральных зазоров между поршнем и цилиндром в зоне головки и юбки, от их профилей по высоте.

При работе двигателя температура потока горячей топливовоздушной смеси, омывающей днище поршня, сильно меняется от минимальной при пуске и прогреве двигателя до максимальной на режимах

наибольших нагрузок. При этом максимальную температуру имеет днище поршня, а минимальную – юбка. С учетом вышесказанного по высоте уплотняющий пояс головки поршня имеет ступенчатый, конический или лекальный профиль. Такая его конфигурация позволяет при достижении штатного теплового состояния придать головке поршня цилиндрическую форму. Юбке поршня современных двигателей придается бочкообразная форма. Это позволяет избежать кромочного удара при перекладках поршней, облегчить условия формирования масляного клина в сопряжении юбка поршня – зеркало цилиндра, а также учесть особенности ее термической деформации вследствие неравномерности распределения температуры по высоте.

Значительная часть теплового потока от днища и огневого пояса поршня быстро уходит в стенку цилиндра через поршневые кольца и только часть теплоты передается в бобышки, а затем и в юбку поршня. При этом отвод теплоты от бобышек значительно меньше, чем от стенок юбки, которые контактируют со стенками цилиндра. В результате по оси бобышек поршень расширяется значительно больше и становится овальным. Для нейтрализации этого явления при изготовлении поршня предусматривается технологическая овализация его юбки с меньшим диаметром по оси поршневого пальца. В этом случае при штатном тепловом состоянии форма юбки приближается к цилиндрической.

С целью обеспечения равномерного распределения давления нормальной силы N (действующей перпендикулярно оси цилиндра) по высоте юбки, достаточного для недопущения разрыва масляной пленки на зеркале цилиндра, ось поршневого пальца стремятся максимально приблизить к центру масс поршня. Это также позволяет минимизировать интенсивность перекладки поршня. Кроме этого, уменьшению энергии удара при перекладке способствует смещение оси отверстия под палец относительно продольной оси симметрии поршня в сторону наиболее нагруженной его боковой поверхности на величину, равную $(0,02-0,03)D$.

Опорная длина l_6 стенок отверстий в бобышках при заданном диаметре пальца должна обеспечивать достаточную износостойкость сопряжения. Кроме того, величина l_6 должна согласовываться с минимально необходимой длиной поршневой головки шатуна.

Поршневые кольца выполняют три основные функции: герметизацию надпоршневого пространства с целью минимизации утечек рабочего тела и, соответственно, максимально возможного использования его потенциальной энергии; отвод теплоты от поршня в стенки цилин-

дра; рациональное распределение масляного слоя по зеркалу цилиндра и ограничение попадания масла в камеру сгорания.

Конструктивно поршневое кольцо представляет собой плоскую разрезную пружину с зазором, который называется замком. Замок позволяет устанавливать кольца на поршень и обеспечивает свободное расширение их при нагревании в процессе работы двигателя.

В зависимости от выполняемых функций поршневые кольца подразделяются на компрессионные и маслосъемные. Компрессионные кольца являются основным элементом лабиринтного уплотнения внутрицилиндрового пространства. Они предотвращают прорыв газов из надпоршневого пространства в картер двигателя. При этом особенности установки этих колец в канавки поршня не позволяют ограничить поступление масла в камеру сгорания. Эту функцию выполняют маслосъемные кольца, которые снимают излишки масла со стенок цилиндра и отводят его в поддон картера.

Для оптимального выполнения перечисленных функций в современных двигателях используется комплект из нескольких, чаще всего трех, колец (рис. 3.9).

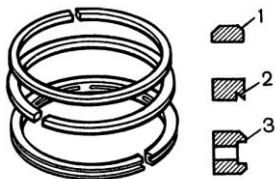


Рис. 3.9. Комплект поршневых колец автомобильного двигателя:

- 1 – первое компрессионное;
- 2 – второе компрессионное (компрессионно-маслосъемное);
- 3 – маслосъемное

В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили следующие типы компрессионных колец (рис. 3.10): кольца с прямоугольным поперечным сечением; кольца с конической рабочей поверхностью (минутные) с углом наклона рабочей поверхности к зеркалу цилиндра $15-30'$; кольца с бочкообразной рабочей поверхностью; скручивающиеся (торсионные) кольца, имеющие в свободном состоянии прямоугольное сечение с выточками, ослабляющими верхнюю зону сечения кольца; кольца с поперечным сечением в виде односторонней или двусторонней трапеции и с прямоугольной или бочкообразной рабочей поверхностью – самоочищающиеся; скребковые кольца; торсионные с обратным закручиванием, т.е. с расположением ослабляющей проточки в нижней части сечения и одновременным скосом рабочей поверхности на $15-30'$.

В двигателях с искровым зажиганием обычно устанавливаются следующие типы компрессионных колец: верхнее – прямоугольного

сечения с бочкообразной рабочей поверхностью, нижнее – скребковое, торсионное или минутное.

В форсированных дизелях в качестве первого компрессионного кольца используют кольцо с двусторонней трапецией, т.к. температура в зоне канавки первого компрессионного кольца в таких двигателях зачастую превышает температуру коксования масла. В качестве нижнего компрессионного кольца в дизелях чаще всего устанавливают кольца прямоугольного или скребкового сечения и реже с сечением в виде двусторонней трапеции.

Форма замка компрессионного кольца может быть прямоугольной, косой и ступенчатой. Наиболее прост в изготовлении замок прямоугольной формы, но газоуплотняющие свойства таких колец хуже, чем у колец с другой формой замка. Величина зазора в замке в рабочем состоянии 0,05–0,1 мм.

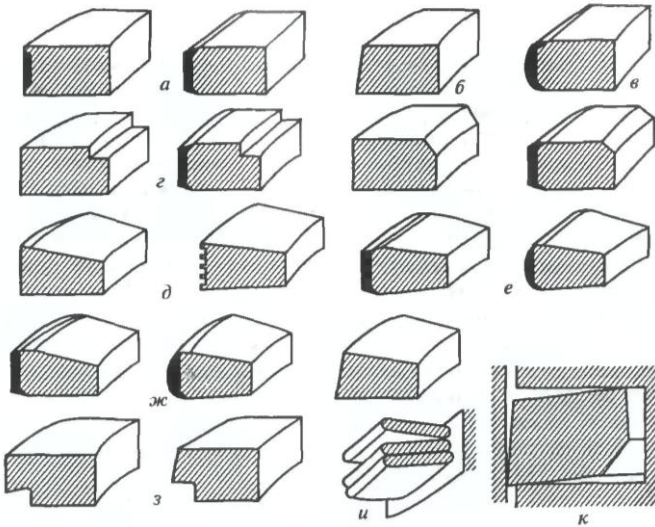


Рис. 3.10. Конструкции компрессионных колец:

а – прямоугольного профиля; *б* – с конической рабочей поверхностью; *в* – с бочкообразной рабочей поверхностью; *з* – прямоугольного профиля с прямоугольной или скошенной внутренней выточкой; *д, ж* – с поперечным сечением в виде несимметричной трапеции; *е* – с поперечным сечением в виде симметричной трапеции; *з* – скребковые; *и* – витые стальные; *к* – с обратным торсионом

В качестве материала для поршневых колец в основном применяется специальный серый высокопрочный чугун с легирующими добав-

ками (хром, никель, молибден, вольфрам), повышающими его жаропрочность.

Конструкция маслосъемных колец должна обеспечивать сьем излишков масла со стенок цилиндра, а также распределение его в виде пленки постоянной толщины по зеркалу цилиндра. В зонах контакта кольца и цилиндра на всех режимах работы должна сохраняться масляная пленка толщиной 0,003–0,012 мм. Во избежание чрезмерного отжатия маслосъемного кольца от зеркала цилиндра должно обеспечиваться более высокое радиальное давление маслосъемного кольца на стенку цилиндра по сравнению с давлением компрессионного кольца. В настоящее время в автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили следующие типы маслосъемных колец (рис. 3.11): чугунные монолитные с витым цилиндрическим пружинным расширителем браслетного типа; система из двух колец скребкового типа, устанавливаемых в одну канавку; стальные составные (сборные) хромированные маслосъемные кольца.

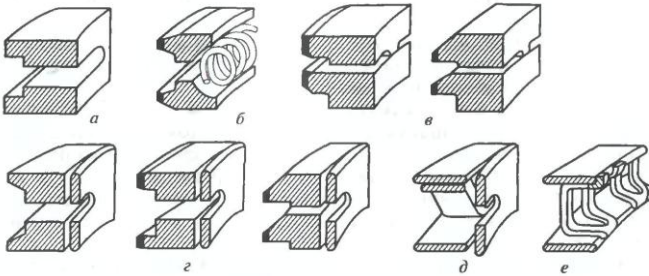


Рис. 3.11. Конструкция маслосъемных колец:

a – коробчатого типа без расширителя; *б* – коробчатого типа с витым пружинным расширителем; *в* – в виде двух скребковых колец; *г* – коробчатого типа с радиальным расширителем; *д* – с радиальным и осевым расширителем; *е* – с тангенциальным расширителем

На большинстве автомобильных дизелей в качестве маслосъемных колец используются чугунные монолитные с витым цилиндрическим пружинным расширителем браслетного типа (рис. 3.11, *б*). Они характеризуются высокой гибкостью и обеспечивают равномерное распределение давления по высоте кольца. Эти кольца довольно часто устанавливаются и на двигателях с искровым зажиганием.

Наибольшее распространение в качестве маслосъемных колец на двигателях с искровым зажиганием получили стальные составные хромированные кольца (рис. 3.11, *д*, *е*). Эти кольца состоят из двух кольцевых опорных пластин и расширителей. Расширители за счет

собственной упругости позволяют повысить давление кольца на стенку при минимальной его радиальной толщине.

Витые кольца и расширители маслосъемных колец изготавливают из стальной полированной ленты.

Для улучшения прирабатываемости, увеличения износостойкости и защиты от коррозии на рабочую поверхность компрессионных и маслосъемных колец наносят специальные покрытия из пористого хрома и молибдена, а также используют лужение или фосфатирование рабочих поверхностей всех компрессионных колец, кроме первого.

Поршневой палец предназначен для шарнирного соединения поршня с верхней головкой шатуна. Он представляет собой толстостенную трубку с тщательно отшлифованной наружной поверхностью, проходящую через верхнюю головку шатуна и концами опирающуюся на бобышки поршня (рис. 3.8).

В автотракторных двигателях широко применяются пальцы простейшей трубчатой формы (рис. 3.12, *a*). В ряде случаев для минимизации массы при сохранении высокой прочности используются пальцы “равного сопротивления изгибу” с конической внутренней поверхностью (рис. 3.12, *б-г*).

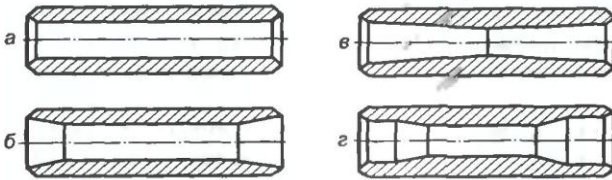


Рис. 3.12. Конструкция поршневых пальцев:

a – трубчатый; *б-г* – равнопрочный с конической внутренней поверхностью

По способу соединения с шатуном и поршнем пальцы подразделяются на плавающие и закрепленные (обычно в головке шатуна). При использовании закрепленных (защемленных) пальцев их износ по наружной поверхности неравномерен, так как в процессе работы палец не вращается. Наиболее распространены плавающие поршневые пальцы, свободно вращающиеся в бобышках и втулке, установленной в верхней головке шатуна. Осевое перемещение поршневого пальца ограничивается стопорными кольцами, расположенными в выточках бобышек поршня (рис. 3.13).

Во время работы двигателя поршневой палец подвергается воздействию переменных нагрузок, приводящих к возникновению напряжений изгиба, сдвига, смятия и овализации. Поэтому к материалу пальца

предъявляются требования высокой усталостной прочности, а к его наружной поверхности – требования высокой износостойкости.

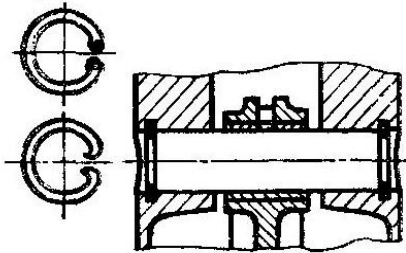


Рис. 3.13. Крепление плавающего поршневого пальца в бобышках поршня

Пальцы двигателей с искровым зажиганием изготавливают из среднеуглеродистых сталей. Их наружная поверхность закаливается токами высокой частоты на глубину 1,0–1,5 мм для получения необходимой твердости. Для изготовления пальцев дизелей и форсированных двигателей с искровым зажиганием используются легированные никелем и хромом стали, которые цементируют на глубину 1,0–1,7 мм.

Шатунная группа служит для соединения поршня с кривошипом коленчатого вала и обеспечивает при рабочем ходе передачу усилия от давления газов на поршень к коленчатому валу, а при вспомогательных тактах (впуск, сжатие, выпуск), наоборот, – от коленчатого вала к поршню.

В состав шатунной группы входят шатун со съемной (в подавляющем большинстве конструкций) крышкой кривошипной головки, шатунные вкладыши, шатунные болты (шпильки) и элементы фиксации болтов (рис. 3.14). Шатун состоит из верхней (поршневой) головки, стержня двутаврового сечения и нижней (кривошипной) головки. При принудительном смазывании плавающего поршневого пальца (в основном у дизелей) в стержне шатуна просверливается масляный канал.

Кривошипные головки шатунов автотракторных двигателей по возможности выполняются с прямым (нормальным) разъемом, плоскость которого перпендикулярна оси шатуна (рис. 3.15, *а*). В форсированных двигателях при большом диаметре шатунных шеек, составляющем $d_{\text{ши}} = (0,7-0,8)D$, разъем выполняется косым под углом $\varphi = 30, 45$ или 60° к продольной оси стержня шатуна (рис. 3.15, *б*). При косом разьеме сила инерции, нагружающая шатунные болты, уменьшается, но при этом возникают боковые силы. Для предотвращения смещений крышки, которые могут возникать от этих сил, предусматриваются специальные фиксирующие элементы, например, треугольные шлицы.

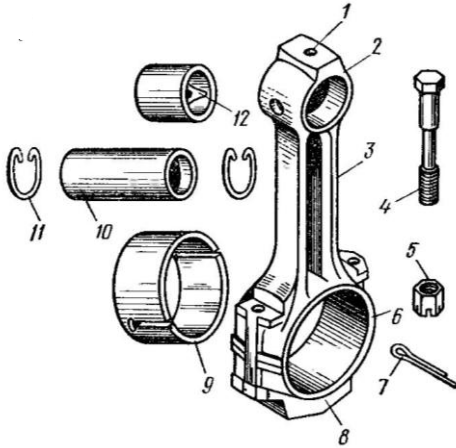


Рис. 3.14. Детали шатунной группы:

- 1 – маслопроводящее отверстие; 2 – верхняя (поршневая) головка шатуна; 3 – стержень шатуна; 4 – шатунный болт; 5 – гайка; 6 – нижняя (кривошипная) головка шатуна; 7 – шплинт; 8 – крышка шатуна; 9 – шатунные вкладыши; 10 – палец; 11 – стопорные кольца; 12 – втулка верхней головки шатуна

Для обеспечения высокой точности при сборке нижней головки шатуна с прямым разъемом используются шатунные болты с шлифованным призонным пояском, фиксирующим положение крышки относительно шатуна. Шатунные болты затягиваются гайками и стопорятся шплинтами или шайбами.

В последнее время в целях повышения надежности работы разъемное соединение между крышкой и верхней частью головки создается технологически методом разлома. При этом, когда нижняя головка собирается, обе ее части стыкуются практически идеально, обеспечивая полное совпадение разлома во всех направлениях, что, кроме всего прочего, не позволяет их перепутать при установке в случае ремонта.

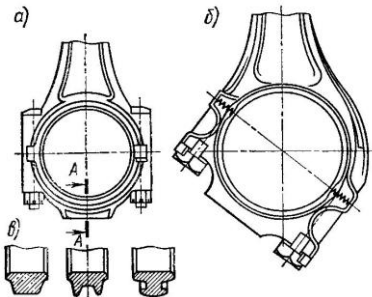


Рис. 3.15. Способы конструктивного оформления нижней головки шатуна:

- а – с прямым разъемом; б – с косым разъемом; в – сечение крышки шатуна

В нижнюю головку устанавливается шатунный подшипник, в виде разъемных тонкостенных стальных вкладышей, покрытых с внутренней стороны слоем антифрикционного сплава. От осевого смещения и

провертывания вкладыши удерживаются выступами (усиками), которые входят в канавки нижней головки шатуна.

В автотракторных двигателях наибольшее распространение получили одинарные шатуны. В V-образных двигателях кривошипные головки шатунов двух противоположных цилиндров располагаются последовательно на одной шатунной шейке. Это приводит к смещению рядов цилиндров вдоль оси двигателя.

В процессе работы двигателя шатуны подвергаются интенсивным знакопеременным нагрузкам от газовых и инерционных сил и имеют повышенные рабочие температуры. Материал и конструкция шатуна должны обеспечивать его высокую усталостную прочность и жесткость при минимальной конструктивной массе.

Шатуны изготавливают штамповкой из легированной или углеродистой стали с последующей механической и термической обработкой. В современных двигателях с искровым зажиганием в качестве материала может также применяться ковкий перлитный чугун или высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Для литых шатунов могут использоваться высокопрочные титановые сплавы или композиционные материалы.

Коленчатый вал (рис. 3.16) предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение элементов трансмиссии.

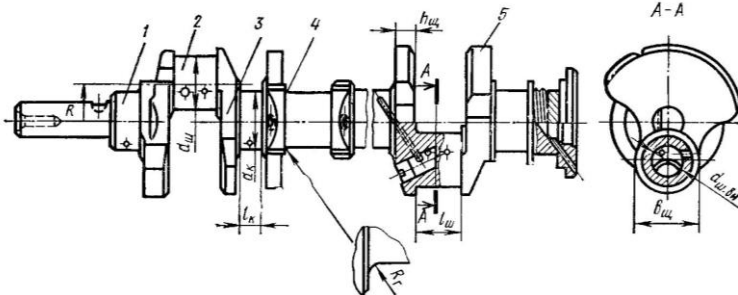


Рис. 3.16. Коленчатый вал:

1 – коренная шейка; 2 – шатунная шейка; 3 – щека; 4 – галтель; 5 – противовес

Коленчатый вал состоит из шатунных шеек, которые вместе со щеками образуют кривошипы, коренных шеек и противовесов. Противовесы служат для разгрузки коренных подшипников от центробежных сил и могут изготавливаться как одно целое со щеками или прикрепляться к ним болтами. Щеки вала выполняют эллиптическими, прямоугольными или круглыми. В них просверливаются наклонные каналы

для подвода масла от коренных подшипников к масляным полостям, выполненным в шатунных шейках в виде каналов большого диаметра. Эти полости являются уловителями механических частиц, содержащихся в масле, а, кроме того, уменьшают неуравновешенную массу кривошипа, что позволяет несколько снизить массу противовесов.

С целью уменьшения концентрации изгибных напряжений в сопряжении шеек вала со щеками предусматриваются галтельные переходы. Переходы (галтели) от щек к шейкам выполняются плавными с радиусами R_r , составляющими 15–23 % толщины щеки. В некоторых конструкциях галтели выполняют по двум или трем радиусам или с поднутрением (рис. 3.17).

Коленчатые валы большинства современных двигателей выполняются полноопорными, т.е. с обеих сторон шатунной шейки такого вала располагаются коренные шейки. Такая конструкция вала обеспечивает большую жесткость, а тем самым и более благоприятные условия работы блок-картера, коренных подшипников и самого коленчатого вала.

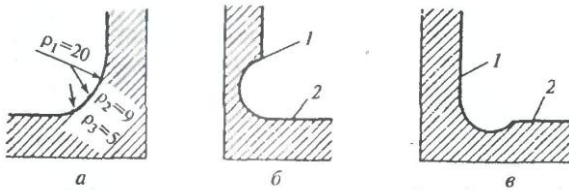


Рис. 3.17. Формы галтелей:

a – многорадиусная; *б* – с поднутрением в щеку; *в* – с поднутрением в шейку;
1 – щека; 2 – шейка

Гнезда в блоке цилиндров под коренные подшипники и их крышки растачивают совместно, поэтому при сборке двигателя крышки подшипников необходимо устанавливать по меткам только на свои места. Валы устанавливают обычно на подшипники скольжения. Основу подшипников скольжения коленчатого вала составляют тонкостенные разрезные вкладыши, представляющие собой изогнутую в полукольцо стальную ленту толщиной 1,3–3,6 мм, на внутреннюю поверхность которой наносится антифрикционный металлический слой. От проворачивания и осевых смещений вкладыши фиксируются отгибными усиками.

Осевая фиксация коленчатого вала относительно картера обеспечивается упорными кольцами, бортами вкладышей или упорным подшипником.

На переднем носке и хвостовике коленчатого вала предусматривается система уплотнений для предотвращения утечек масла из масляного поддона.

При конструировании коленчатого вала часто пользуются статистическими данными по относительным размерам элементов вала для различных категорий двигателей. Статистические данные для авто-тракторных двигателей приведены в табл. 3.2 (обозначения см. рис. 3.16).

Таблица 3.2

Статистические данные по относительным размерам элементов вала

Размеры	Тип двигателя			
	с искровым зажиганием		дизель	
	рядный	V-образный	рядный	V-образный
d_k/D	0,65–0,80	0,63–0,75	0,72–0,90	0,70–0,75
$d_{ш}/D$	0,60–0,70	0,57–0,66	0,64–0,75	0,65–0,72
l_k/d_k^*	0,50–0,60	0,40–0,70	0,45–0,60	0,40–0,55
	0,74–0,84	0,70–0,88	0,70–0,85	0,65–0,86
$l_{ш}/d_{ш}$	0,45–0,65	0,80–1,00	0,50–0,65	0,80–1,00
$h_{ш}/D$	0,20–0,22		0,24–0,27	
$R_r/h_{ш}$	0,15–0,20		0,15–0,23	
$d_{ш,вн}/d_{ш}$	–		0,00–0,50	

* Во второй строке приведены длины крайних коренных шеек.

Коленчатые валы изготавливают штамповкой из углеродистых или легированных сталей (кованые валы) или отливают из высокопрочных или ковких чугунов (литые валы).

Маховик служит для обеспечения вывода поршней из мертвых точек, более равномерного вращения коленчатого вала многоцилиндрового двигателя при его работе на режиме холостого хода, облегчения пуска двигателя, снижения кратковременных перегрузок при трогании автомобиля с места и передачи крутящего момента агрегатам трансмиссии на всех режимах работы двигателя. Маховик изготавливают из чугуна и динамически балансируют в сборе с коленчатым валом.

В последнее время с целью гашения крутильных колебаний маховик разделяется на внутреннюю и наружную части, которые соединяются упругим материалом, поглощающим вибрации за счет внутреннего трения. Другим способом гашения крутильных колебаний является заполнение корпуса маховика силиконовой жидкостью. При этом гашение крутильных колебаний коленчатого вала осуществляется за счет сил сдвига, действующих в силиконовой жидкости.

На маховике большинства двигателей имеется метка, предназначенная для определения верхней мертвой точки поршня первого цилиндра.

Газораспределительный механизм (ГРМ) предназначен для своевременного впуска в цилиндры горючей смеси (карбюраторные двигатели) или очищенного воздуха (дизели) и выпуска отработавших газов.

Впускные и выпускные тракты ГРМ имеют окна, которые могут открываться и закрываться подвижными элементами: клапаном, перемещающимся в отверстии, или золотником (диском, совершающим вращательное движение, или цилиндром – поршнем, совершающим плоскопараллельное движение в камере сгорания). В современных четырехтактных двигателях применяют клапанные механизмы газораспределения, характеризующиеся простотой конструкции, малой стоимостью изготовления и ремонта, хорошим уплотнением камеры сгорания и надежностью в работе.

По способу размещения клапанов газораспределительного механизма относительно горизонтальной плоскости двигателя подразделяются на верхнеклапанные и нижнеклапанные. В ГРМ современных двигателей используются механизмы с верхним расположением клапанов в головке цилиндров.

Обобщенная конструктивная схема ГРМ включает в себя коленчатый вал, привод распределительного вала, распределительный вал, привод клапанного узла, клапанный узел. Здесь коленчатый вал через привод осуществляет вращение распределительного вала, который через привод клапанного узла задает закон подъема клапана, а возвратное движение клапана обеспечивается пружиной.

Конструкция привода клапанного узла определяется расположением распределительного вала или валов (рис. 3.18): верхнее – в головке цилиндров, нижнее – в блок-картере. ГРМ при верхнем расположении распределительного вала (валов) включает в себя распределительный вал (или два вала), привод к нему (шестеренчатый, ременной или цепной) от коленчатого вала, коромысло со стойками и узлом крепления, клапанную пружину, клапан, седло клапана. Если распределительный вал расположен внизу, то механизм газораспределения дополнительно содержит толкатель и штангу. Конструкция ГРМ с нижним расположением распределительного вала предпочтительна для тихоходных и V-образных ДВС. Для быстроходных автомобильных двигателей применяют ГРМ с верхним расположением распределительного вала.

В последнее время наблюдается переход от двухклапанного газораспределительного механизма, состоящего из одного впускного и одного выпускного клапанов на цилиндр, к многоклапанному с 3–5

клапанами на цилиндр. Двухклапанный механизм наиболее простой, однако возможности улучшения наполнения цилиндров за счет увеличения диаметров головок клапанов в нем ограничены. Многоклапанные ГРМ позволяют получить более высокий коэффициент наполнения η_v за счет увеличения общего проходного сечения трактов. При этом уменьшаются габаритные размеры и масса подвижных элементов ГРМ и, следовательно, силы инерции. Однако повышаются стоимость изготовления, сложность механизма и снижается надежность функционирования.

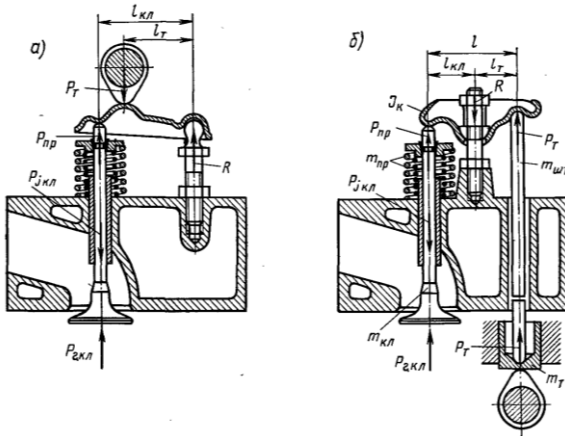


Рис. 3.18. Схемы приводов клапанов ГРМ:

а – с верхним расположением распределительного вала; б – с нижним расположением распределительного вала

В механизме газораспределения *клапаны* работают в наиболее тяжелых условиях. Они подвергаются высоким динамическим и тепловым нагрузкам, взаимодействуя с химически активным рабочим телом, движущимся с большой скоростью и имеющим высокую температуру. Поэтому выпускные клапаны изготавливают из жаропрочных и коррозионно-стойких сплавов, содержащих хром, кремний, никель и молибден. Впускные клапаны, работающие в менее напряженных условиях, изготавливают из легированных сталей. Клапаны имеют стержень и головку. На стержне размещают канавки для крепления узла тарелки клапанной пружины. Головка клапана может быть плоской, выпуклой и тьюльпанообразной. Преимущественное применение, как наиболее простые в изготовлении, получили клапаны с плоской головкой. Головка клапана своей конической частью (фаской) плотно прилегает к

седлу, что обеспечивает герметизацию камеры сгорания. Ниже фаски головка обычно имеет цилиндрический пояс, который предохраняет ее кромки от обгорания, сохраняет диаметр клапана при перешлифовке уплотняющей фаски, обеспечивает жесткость головки.

Выпускные клапаны требуют интенсивного охлаждения, поэтому в ряде их конструкций реализуется принудительный отвод теплоты. Клапан при этом выполняют пустотелым и на 50–60% заполняют солями натрия, температура плавления которых 97°C. Горячие газы нагревают головку клапана и заполняющие ее внутреннюю полость соли натрия. При открытии клапана нагретый расплав солей натрия перемещается относительно стержня, перенося теплоту от головки к стержню и далее в направляющую втулку. При посадке клапана на седло соли натрия снова перемещаются к головке, воспринимая часть теплоты ее стенок. Таким образом, при движении клапана интенсифицируется передача тепла от головки к стержню, от которого оно проще отводится обычными способами.

Для увеличения долговечности и надежности работы уплотняющих фасок в сопряжении клапан – седло головка клапана должна периодически изменять свое положение относительно седла. Для этой цели клапаны многих двигателей снабжаются поворотными устройствами. Поворот клапана вокруг своей оси препятствует отложению на нем нагара, перегреву и прогоранию.

Седла клапанов работают в условиях, аналогичных условиям работы клапанов (ударные нагрузки, высокая температура и агрессивная среда), однако отвод теплоты от них осуществить проще. Для изготовления седел применяются специальные легированные чугуны или жаростойкие сплавы.

Стержень клапана движется в бронзовой, керамической или чугунной втулке, запрессовываемой в головку цилиндра. Пружины клапана работают в условиях резко изменяющихся динамических нагрузок, поэтому они должны быть упругими, иметь высокую частоту собственных колебаний, превышающую частоту приложения нагрузки. Материалом для изготовления пружин является проволока из пружинной стали диаметром 3–6 мм. В пружинном узле современных двигателей в большинстве случаев используют две пружины на каждый клапан, что уменьшает габариты и повышает надежность узла. Навивки внутренней и наружной пружин должны быть противоположно направлены либо различаться углами, чтобы при поломке исключить попадание витков одной пружины между витками другой. Пружины размещают на клапане чаще всего с помощью устройства, содержащего стальные тарелку и сухарики.

Коромысло газораспределительного механизма представляет собой одноплечий или двухплечий рычаг с отношением плеч (см. рис. 3.18) $l_{кл}/l_{т} = 1,4-1,75$. При работе двигателя этот рычаг качается относительно неподвижной оси, передавая усилие от штанги или непосредственно от кулачка распределительного вала к клапану. Для регулировки теплового зазора в коромысло со стороны штанги ввертывают регулировочный болт. Коромысло на оси устанавливается на подшипниковых втулках из оловянистой бронзы, а оси размещаются в стойках, прикрепленных к головке блока цилиндра. Трущиеся элементы коромысла обеспечиваются смазкой под давлением. Масло к коромыслам, расположенным на общей оси, подводится по соответствующим каналам из внутренней полости оси. Одноплечие рычаги на индивидуальных опорах смазывают через отверстия, выполненные в кулачках распределительного вала. Ряд конструкций предусматривает подвод масла от толкателя к коромыслу через отверстие в штанге. Коромысла штампуют из среднеуглеродистых сталей.

Штанги газораспределительного механизма стремятся максимально облегчить и сделать их жесткими на продольный изгиб. Штанга представляет собой стержень трубчатого сечения, изготавливаемый из малоуглеродистой стали или алюминиевого сплава. Концы штанг снабжают стальными вставками со сферическими головками или сферическими гнездами.

Толкатели обеспечивают передачу усилий от кулачка распределительного вала штанге или непосредственно клапанам. В зависимости от особенностей схемы привода различают толкатели грибовидные с плоской или сферической опорной поверхностью, цилиндрические со сферической или роликовой опорной поверхностью и рычажные выпуклые или роликовые. На ряде двигателей устанавливают гидравлические толкатели, позволяющие исключить тепловой зазор в газораспределительном механизме. Толкатели изготавливаются из сталей или серого чугуна.

Распределительный вал обеспечивает управление клапанами с помощью расположенных на нем кулачков непосредственно или через промежуточные элементы (толкатель, штангу, коромысло). Также он может использоваться для привода узлов и механизмов систем смазки, питания, зажигания. Вал, объединяющий кулачки, опорные шейки, подшипники и зачастую служащий для подвода масла, имеет также элементы для крепления на двигателе и для фиксации от осевых перемещений.

Распределительные валы изготавливаются из малоуглеродистых или среднеуглеродистых сталей и подвергаются термохимической обра-

ботке: валы из малоуглеродистой стали – цементации, а валы из среднеуглеродистой стали – поверхностной закалке токами высокой частоты.

Распределительный вал вращается в опорах – подшипниках скольжения. Число опорных шеек, выбираемое из условия обеспечения достаточной изгибной жесткости пролетов вала, обычно равно числу коренных опор коленчатого вала.

Фиксация распределительного вала от осевых перемещений при нижнем расположении обеспечивается одним из двух способов: либо упорным фланцем, либо буртиком подшипника с одной стороны и регулировочным болтом или пружинным упором с другой. При верхнем расположении распределительного вала фиксация от осевых перемещений обеспечивается упорными буртиками, ограничивающими перемещение относительно торцов стоек опор вала.

Подвод масла к трущимся элементам распределительного вала производится из главной масляной магистрали по каналам к каждой опоре или через внутреннюю полость вала и систему поперечных в его опорных шейках и кулачках, а также через ось коромысла.

Характерными дефектами, возникающими в процессе эксплуатации распределительного вала, являются повышенный износ поверхностей кулачков и опор вала, разрушение рабочих поверхностей сопряжения кулачок – толкатель из-за высоких контактных напряжений в этих сопряжениях, усталостное разрушение вала от повторно-переменного изгиба и кручения.

Порядок проведения работы

1. Изучить и произвести описание схемы, основных узлов и принципа работы механизмов выбранного двигателя.
2. Осуществить выбор варианта задания, согласно табл. 3.3. Дальнейшие расчеты осуществляются, опираясь на результаты теплового расчета двигателя, полученные в процессе выполнения расчетно-графического задания, по пункту, указанному в столбце 3 табл. 3.3.

Таблица 3.3

Варианты заданий к выполнению лабораторной работы

Вариант	Последняя цифра в зачетной книжке	Пункт расчета
I	2	3
II	1, 4, 7, 0	3
III	2, 5, 8	4
IV	3, 6, 9	5

3. Произвести расчет поршня.

Изобразить эскиз поршня выбранного двигателя с указанием основных размеров. При отсутствии справочных данных и геометрических характеристик поршня выбранного двигателя подбор размеров поршня производить согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.1.

Определить напряжение изгиба в днище поршня по формуле, МПа

$$\sigma_{\text{из}} = p_{z\text{max}} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2, \quad (3.1)$$

где $p_{z\text{max}}$ – максимальное давление сгорания действительное, МПа; r_i – внутренний радиус днища, м; δ – толщина днища поршня, м.

Максимальное давление сгорания действительное определяется в процессе выполнения теплового расчета двигателя $p_{z\text{max}} = p_{z\text{д}}$.

Внутренний радиус днища, м

$$r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t). \quad (3.2)$$

Произвести сопоставление полученного значения напряжения изгиба с допустимыми значениями, приведенными в табл. 3.4. Оценить необходимость наличия ребер жесткости днища.

Таблица 3.4

Допустимые значения напряжений изгиба в днище поршня [$\sigma_{\text{из}}$], МПа

Материал поршня	Наличие ребер жесткости	
	отсутствуют	имеются
алюминиевый сплав	20–25	50–150
чугун	40–50	80–200

Произвести расчет толщины верхней кольцевой перемычки. Определить напряжение среза кольцевой перемычки, МПа

$$\tau = 0,0314 p_{z\text{max}} \frac{D}{h_{\text{п}}}. \quad (3.3)$$

Определить напряжение изгиба кольцевой перемычки, МПа

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 p_{z\text{max}} \left(\frac{D}{h_{\text{п}}} \right)^2. \quad (3.4)$$

Определить сложное напряжение, МПа

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2}. \quad (3.5)$$

Сравнить полученное значение σ_{Σ} с величинами допускаемого напряжения в верхних кольцевых перемычках, представленными в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Допускаемые напряжения в верхней кольцевой перемычке

Материал поршня	Допускаемые напряжения $[\sigma_{\Sigma}]$, МПа
алюминиевый сплав	30–40
чугун	60–80

Произвести оценку правильности выбора толщины верхней кольцевой перемычки. При необходимости произвести пересчет.

Произвести расчет максимального удельного давления юбки поршня на стенку цилиндра, МПа

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} D}, \quad (3.6)$$

где N_{\max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности, МН.

Наибольшая нормальная сила N_{\max} определяется по данным динамического расчета (см. лабораторную работу № 2).

Произвести расчет максимального удельного давления всей высоты поршня на стенку цилиндра, МПа

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{HD}. \quad (3.7)$$

Сравнить полученные значения q_1 и q_2 с величинами допускаемых удельных давлений на стенку цилиндра, приведенными в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Допускаемые удельные давления на стенку цилиндра

q_1 , МПа	0,3–1,0
q_2 , МПа	0,2–0,7

Оценить правильность и рациональность выбора размера поршня. При необходимости произвести пересчет.

4. Произвести расчет поршневых колец и поршневого пальца двигателя.

Изобразить эскиз поршня выбранного двигателя с указанием основных размеров. При отсутствии справочных данных и геометрических характеристик поршня выбранного двигателя подбор размеров поршня производить согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.1.

Определить среднее давление каждого из поршневых колец одного поршня на стенку цилиндра по формуле, МПа

$$p_{\text{cp}} = 0,152E \frac{A_0/t}{\frac{D}{t} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3}, \quad (3.8)$$

где E – модуль упругости материала кольца, МПа.

В зависимости от материала колец модуль упругости принимается согласно рекомендациям табл. 3.7.

Таблица 3.7

Модуль упругости некоторых материалов

Материал	$E \times 10^{-5}$, МПа
серый чугун	1,00
легированный чугун	1,20
сталь	2,00–2,30
бронза	1,15

Сравнить полученные значения среднего давления кольца на стенку цилиндра с допустимыми величинами среднего радиального давления, которые для различных типов поршневых колец приведены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Допустимое среднее радиальное давление

Тип кольца	p_{cp} , МПа
компрессионное	0,11–0,37
маслосъемное	0,20–0,40

Произвести оценку правильности выбора материала и радиальной толщины колец. При необходимости произвести пересчет.

Определить расчетную газовую силу, действующую на поршневой палец, МН

$$P_{z\text{max}} = p_{z\text{max}} F_{\text{п}}, \quad (3.9)$$

где $p_{z\text{max}}$ – максимальное давление сгорания действительное, МПа; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м².

Максимальное давление сгорания действительное определяется в процессе выполнения теплового расчета двигателя $p_{z\text{max}} = p_{z\text{д}}$.

Оценить износостойкость поршневого пальца.

Определить удельное давление между втулкой поршневой головки шатуна и опорной поверхностью пальца, МПа

$$q_{ш} = \frac{P_{z \max}}{d_n l_{ш}}. \quad (3.10)$$

Определить удельное давление между бобышками поршня и опорной поверхностью пальца, МПа

$$q_6 = \frac{P_{z \max}}{d_n (l_n - b)}. \quad (3.11)$$

Сравнить полученные значения $q_{ш}$ и q_6 с допустимыми значениями. Допустимые значения удельных давлений между втулкой шатуна, бобышками поршня и опорными поверхностями пальца для различных типов ДВС приведены в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Удельные давления между втулкой шатуна, бобышкой и опорными поверхностями пальца, МПа

Тип двигателя	$q_{ш}$	q_6
тракторный	20–30	15–25
автомобильный с искровым зажиганием	35–40	30–35
автомобильный дизель	45–55	40–45

Сделать выводы относительно износостойкости поршневого пальца.

Рассчитать напряжение изгиба поршневого пальца, МПа

$$\sigma_{из} = P_{z \max} \frac{l_n + 2b - 1,5l_{ш}}{1,2d_n^3 (1 - \alpha^4)}, \quad (3.12)$$

где $\alpha = d_v/d_n$ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

Допустимые значения напряжения изгиба для автомобильных и тракторных двигателей составляют $[\sigma_{из}] = 100–250$ МПа.

Произвести сравнение полученной величины напряжения изгиба пальца с допустимыми. Сделать оценку правильности выбора размеров поршневого пальца из соображений поддержания допустимого изгибающего напряжения в его конструкции.

5. Произвести расчет шатуна.

Изобразить эскиз шатуна выбранного двигателя с указанием основных размеров. При отсутствии справочных данных и геометрических характеристик шатуна выбранного двигателя подбор размеров шатуна производить согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.1 и табл. 3.10.

При отсутствии данных о материале шатуна выбранного двигателя подобрать материал шатуна самостоятельно.

Таблица 3.10

Конструктивные соотношения размеров элементов шатуна

Наименование параметра	Обозначение	Тип двигателя	
		С искровым зажиганием	Дизель
Внутренний диаметр поршневой головки: – без втулки – с втулкой	d/d_n	≈ 1 1,10–1,25	≈ 1 1,10–1,25
Наружный диаметр поршневой головки	d_e/d_n	1,25–1,65	1,30–1,70
Минимальная радиальная толщина стенки поршневой головки	h_r/d_n	0,16–0,27	0,16–0,27
Радиальная толщина стенки втулки поршневой головки	s_b/d_n	0,055–0,085	0,070–0,085
Диаметр шатунной шейки вала	$d_{ш.ш}/D$	0,56–0,75	0,56–0,75
Толщина стенки вкладыша кривошипной головки: – тонкостенного – толстостенного	$t_b/d_{ш.ш}$	0,03–0,05 0,10	0,03–0,05 0,10
Расстояние между шатунными болтами	$C_b/d_{ш.ш}$	1,30–1,75	1,30–1,75
Длина кривошипной головки	$l_k/d_{ш.ш}$	0,45–0,95	0,45–0,95

При известном материале шатуна, пользуясь данными, приведенными в прил. 1 и 2, определить коэффициенты приведения цикла α_σ при изгибе и растяжении-сжатии.

Определить отношение к пределу текучести:

– предела усталости при изгибе

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}; \quad (3.13)$$

– предела усталости при растяжении-сжатии

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T}. \quad (3.14)$$

Произвести определение опасного напряжения.

Рассчитать коэффициенты

$$\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$$

при изгибе и растяжении-сжатии. Дальнейшие расчеты поршневой головки производить для меньшего из двух коэффициентов.

Определить угловую скорость при максимальной частоте вращения при холостом ходе, рад/с

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi n_{x.x.max}}{30}, \quad (3.15)$$

где $n_{x.x.max}$ – максимальная (разностная) частота вращения при холостом ходе, мин⁻¹.

Максимальная (разностная) частота вращения при холостом ходе составляет:

- для бензиновых двигателей с ограничителем $n_{x.x.max} = (1,10-1,15)n_N$;
- для бензиновых двигателей без ограничителя $n_{x.x.max} = (1,40-1,60)n_N$;
- для дизелей $n_{x.x.max} = (1,04-1,07)n_N$.

Произвести расчет максимального напряжения пульсирующего цикла в осевом сечении поршневой головки, перпендикулярном оси шатуна, МПа

$$\sigma_{max} = \frac{(m_{п} + m_{в.г})\omega_{x.x.max}^2 R(1 + \lambda)}{2h_{г}l_{ш}}, \quad (3.16)$$

где $m_{в.г}$ – масса части головки выше расчетного сечения, кг; R – радиус кривошипа, м; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Масса части головки выше расчетного сечения составляет 6–9 % массы шатуна.

Определить среднее напряжение и амплитуду напряжений, МПа

$$\sigma_{m_0} = \sigma_{a_0} = \frac{\sigma_{max}}{2}; \quad (3.17)$$

$$\sigma_{ak_0} = \frac{\sigma_{a_0} k_{\sigma}}{\varepsilon_m \varepsilon_n}, \quad (3.18)$$

где k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε_m – масштабный коэффициент; ε_n – коэффициент поверхностной чувствительности.

При отсутствии в рассчитываемой детали резких переходов и при качественной обработке поверхностей эффективный коэффициент концентрации определяется по формуле

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_b - 400), \quad (3.19)$$

где σ_b – предел прочности, МПа.

Предел прочности определяется из прил. 1.

Масштабный коэффициент определяется из прил. 3, а коэффициент поверхностной чувствительности – из прил. 4.

Произвести сравнение отношений $\frac{\sigma_{ak_0}}{\sigma_{m_0}}$ и $\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$.

В случае, если $\frac{\sigma_{ak_0}}{\sigma_{m_0}} > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$ произвести определение запаса прочности в осевом сечении поршневой головки, перпендикулярном оси шатуна, по пределу усталости

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak_0} + \alpha_\sigma \sigma_{m_0}}. \quad (3.20)$$

В случае, если $\frac{\sigma_{ak_0}}{\sigma_{m_0}} < \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$ произвести определение запаса прочности в осевом сечении поршневой головки, перпендикулярном оси шатуна, по пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak_0} + \sigma_{m_0}}. \quad (3.21)$$

Запас прочности для автомобильных и тракторных двигателей составляет 2–5. Произвести сравнение расчетной величины запаса прочности с нормативными. Сделать вывод о правильности выбранных размеров, материалов и величин. При необходимости задаться другими размерами, подобрать другой материал шатуна и произвести пересчет.

Произвести расчет кривошипной головки шатуна. Расчет кривошипной головки сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении крышки головки от инерционных сил.

Определить максимальную силу инерции, МН

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.\max}^2 R \left[(m_{ш.п} + m_{ш.к}) (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр}) \right] \cdot 10^{-6}, \quad (3.22)$$

где $m_{ш}$ – масса поршневой группы, кг; $m_{ш.п}$, $m_{ш.к}$ – соответственно, массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное движения; $m_{кр}$ – масса крышки кривошипной головки, кг.

Массы $m_{ш.п}$, $m_{ш.к}$, $m_{ш.к}$ определяются в процессе расчета динамики двигателя внутреннего сгорания (см. лабораторную работу №2). Масса крышки кривошипной головки составляет 20–25% массы шатунной группы ($m_{ш} = m_{ш.п} + m_{ш.к}$).

Определить момент инерции расчетного сечения крышки, m^3

$$W_{из} = \frac{l_k (0,5C_6 - r_1)^2}{6}, \quad (3.23)$$

где l_k – длина кривошипной головки, м; C_6 – расстояние между шатунными болтами, м; r_1 – внутренний радиус кривошипной головки, м.

Величины l_k и C_6 определяются согласно рекомендациям табл. 3.10.

Внутренний радиус кривошипной головки вычисляется по формуле, м

$$r_1 = \frac{d_{ш.ш} + 2t_b}{2}, \quad (3.24)$$

где $d_{ш.ш}$ – диаметр шатунной шейки, м; t_b – толщина стенки вкладыша (см. табл. 3.10), м.

Определить моменты инерции расчетного сечения вкладыша и крышки, м⁴

$$J_b = l_k t_b^3 \quad \text{и} \quad J = l_k (0,5C_6 - r_1)^3. \quad (3.25)$$

Вычислить суммарную площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении, м²

$$F_r = \frac{l_k (C_6 - d_{ш.ш})}{2}. \quad (3.26)$$

Определить напряжение крышки с учетом совместной деформации вкладышей, МПа

$$\sigma_{из} = P_{ip} \left[\frac{0,023C_6}{\left(1 + \frac{J_b}{J}\right) W_{из}} + \frac{0,4}{F_r} \right]. \quad (3.27)$$

Величина напряжения изгиба крышки должна находиться в пределах 100–300 МПа. Сравнить полученное по формуле (3.27) значение с рекомендуемым. Сделать вывод о правильности подобранных геометрических размеров крышки. При необходимости задаться другими размерами и произвести пересчет.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение и устройство кривошипно-шатунного механизма?
2. Что собой представляет блок цилиндров?
3. Типы, конструктивные особенности достоинства и недостатки гильз цилиндров?
4. Укажите достоинства и недостатки различных материалов, используемых для изготовления блоков цилиндров.
5. Охарактеризуйте различные силовые схемы ДВС.
6. Дайте характеристику головок цилиндров для различных видов двигателей внутреннего сгорания.
7. Назначение и основные конструктивные элементы поршня ДВС.
8. Чем отличаются конструкции поршней для различных типов ДВС?

9. Чем обосновывается выбор конструктивных размеров элементов поршня?
10. Типы, функции и основные конструктивные отличия различных типов поршневых колец?
11. Функции, конструкции и типы поршневых пальцев.
12. Назначение и основные элементы шатунной группы?
13. Назначение и основные конструктивные элементы коленчатого вала.
14. Назначение и классификация газораспределительных механизмов ДВС.
15. Обобщенная конструктивная схема газораспределительного механизма.
16. Какие бывают схемы приводов клапанов газораспределительного механизма?
17. Укажите преимущества и недостатки многоклапанных газораспределительных механизмов перед двухклапанными.
18. Дайте характеристику клапанов газораспределительного механизма.
19. Дайте характеристику распределительного вала газораспределительного механизма.

Лабораторная работа № 4

Изучение конструкции системы питания двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: изучить назначение, конструкцию и работу системы питания двигателя внутреннего сгорания, приобрести навыки расчета элементов системы питания

Основные понятия

Системы питания двигателей внутреннего сгорания (топливные системы) осуществляют хранение запаса топлива, дозированную его подачу в цилиндры в определенной фазе цикла и способствуют качественному смесеобразованию на всех режимах, включая пусковые.

В зависимости от способа воспламенения топливовоздушной смеси двигателя внутреннего сгорания разделяются на двигатели с принудительным (искровым) зажиганием (ДсИЗ) и с воспламенением от сжа-

тия – дизели. В свою очередь двигатели с искровым зажиганием по способу смесеобразования подразделяются на двигатели с внешним смесеобразованием (карбюраторные, двигатели с системами впрыска топлива во впускной трубопровод) и с внутренним смесеобразованием (двигатели с системами впрыска топлива непосредственно в цилиндр). Дизели являются двигателями с внутренним смесеобразованием.

Приведенная выше классификация отражается на устройстве и работе систем питания двигателей.

В *карбюраторном двигателе* система питания служит для приготовления горючей смеси и подачи ее к цилиндрам. В систему питания входят устройства, обеспечивающие подачу и очистку топлива и воздуха, приготовление горючей смеси, хранение запаса топлива и контроль его количества.

В системе питания карбюраторного двигателя (рис. 4.1) бензин из бака 10 через открытый кран 12, фильтр тонкой очистки 16 и топливопроводы 7 подается топливным насосом 22 к карбюратору 3. Одновременно из подкапотного пространства или воздушного канала 1 через воздухоочиститель 2 в карбюратор засасывается очищенный воздух, который, смешиваясь с парами и мелкораспыленными частицами бензина, образует горючую смесь, поступающую через впускной газопровод в цилиндры двигателя.

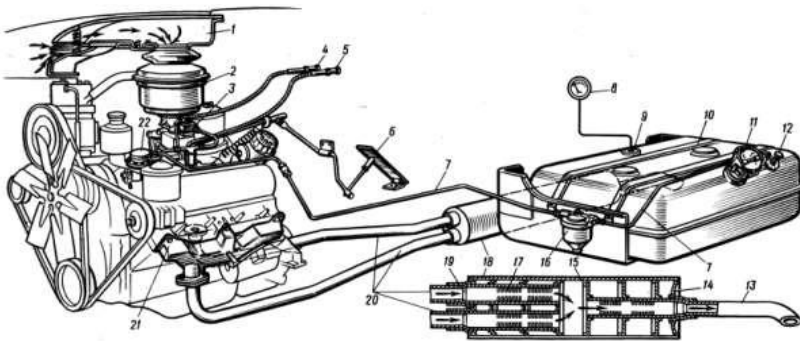


Рис. 4.1. Система питания карбюраторного двигателя:

1 – воздушный канал; 2 – воздухоочиститель; 3 – карбюратор; 4, 5 – рукоятки управления подачи топлива и воздуха; 6 – педаль; 7 – топливопроводы; 8, 9 – указатель и датчик уровня топлива; 10 – топливный бак; 11 – заливная горловина; 12 – кран; 13 – выпускная труба; 14, 19 – заднее и переднее днище глушителя; 15 – перегородки; 16 – фильтр тонкой очистки топлива; 17 – внутренние трубы; 18 – глушитель; 20 – приемные трубы; 21 – выпускной газопровод; 22 – топливный насос

Сущность процесса смесеобразования в карбюраторных двигателях заключается в получении мельчайших частиц бензина, их испарении и

перемешивании с воздухом. Процесс получения смеси воздуха с мелкораспыленным и частично испаренным бензином (карбюрация) происходит в карбюраторе. К карбюраторам предъявляются следующие основные требования: точное дозирование топлива, обеспечивающее получение необходимых экономических и мощностных показателей двигателя на всех режимах его работы при допустимой токсичности отработавших газов; возможность быстрого и плавного изменения режима работы двигателя; надежный и быстрый запуск двигателя; тонкое распыливание топлива.

Процесс смесеобразования в карбюраторных двигателях происходит за тысячные доли секунды. За это время бензин, поступающий в смесительную камеру карбюратора, должен достаточно тонко распылиться, перемешаться с воздухом и испариться. Принцип действия карбюратора основан на том, что из-за большой разницы в скоростях движения воздуха и топлива, проходящих через смесеобразующее устройство, струя топлива разбивается на мельчайшие частицы с образованием паровоздушной горючей смеси.

Простейший карбюратор (рис. 4.2) состоит из поплавковой камеры 9, жиклера 10 (пробки с калиброванным отверстием) с распылителем 11, диффузора 2, смесительной камеры 1 и дроссельной заслонки 12. По топливопроводу 5 топливо из топливного бака поступает в поплавковую камеру 9, в которой с помощью поплавка 8 и игольчатого клапана 7 поддерживается постоянный уровень топлива.

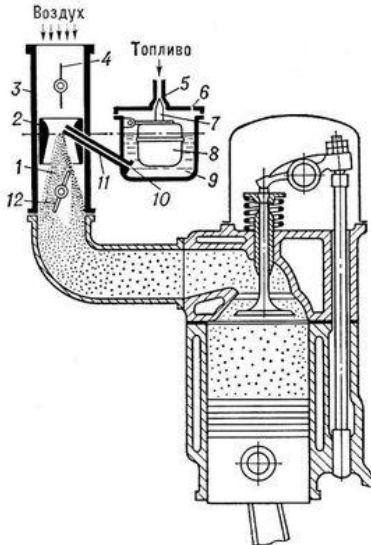


Рис. 4.2. Схема простейшего карбюратора:

- 1 – смесительная камера; 2 – диффузор;
- 3 – входной патрубок; 4 – воздушная заслонка; 5 – топливопровод; 6 – балансирующее отверстие; 7 – игольчатый клапан; 8 – поплавок; 9 – поплавковая камера; 10 – топливный жиклер; 11 – распылитель; 12 – дроссельная заслонка

Калиброванное отверстие жиклера *10* рассчитано на истечение через распылитель *11* определенного количества топлива в диффузор *2*. Для поддержания атмосферного давления в поплавковой камере сделано балансировочное отверстие *6*.

При такте впуска, когда поршень движется вниз, в надпоршневом пространстве цилиндра создается разрежение, которое через открытый впускной клапан передается в газопровод. Под действием этого разрежения поток воздуха, пройдя воздухоочиститель и полностью открытую воздушную заслонку *4*, поступает в диффузор *2*, имеющий в средней части сужение, что увеличивает скорость воздушного потока, и, следовательно, разрежение у среза распылителя.

Под действием разности давлений в смесительной *1* и поплавковой *9* камерах топливо вытекает из распылителя *11* и из-за большой скорости воздуха интенсивно размельчается, затем, испаряясь, смешивается с воздухом, образуя паровоздушную горючую смесь. Наибольшая скорость движения топлива в смесительной камере карбюратора равна 5–7 м/с, а воздуха – 100–150 м/с. С повышением скорости перемещения воздуха в смесительной камере тонкость распыления бензина и скорость его испарения увеличиваются. Скорость испарения бензина увеличивается также за счет подогрева горючей смеси горячими стенками цилиндров, камер сгорания и днищами поршней. Наиболее полное смесеобразование обеспечивается при температуре 45–65 °С.

Количество и качество горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя, регулируют изменением положения дроссельной заслонки *12*. При пуске двигателя проходное сечение входного патрубка *3* уменьшают частичным или полным закрытием воздушной заслонки *4*, в результате чего увеличивается разрежение в смесительной камере карбюратора, а, следовательно, и количество топлива, поступающего в распылитель. Но по мере открытия дроссельной заслонки *12* коэффициент избытка воздуха уменьшается, и горючая смесь все больше обогащается. Характеристика простейшего карбюратора существенно отличается от характеристики идеального карбюратора, который обеспечивает экономичную по составу горючую смесь при всех промежуточных положениях дроссельной заслонки и мощностную при полностью открытой заслонке.

Простейший карбюратор не может обеспечить работу двигателя на холостом ходу, неготавливает смесь необходимого состава при пуске двигателя и при его переходе с одного режима работы на другой. Поэтому для обеспечения всех режимов работы двигателя современные карбюраторы снабжены смеседозирующими системами и устройствами, совместная работа которых позволяет приблизиться к опти-

мальному составу горючей смеси с одновременным снижением токсичности отработавших газов на каждом режиме. Такими системами и устройствами являются главная дозирующая система, система холостого хода, экономайзер принудительного холостого хода, пусковое устройство, экономайзер мощностных режимов, эконостат, ускорительный насос.

Главная дозирующая система обеспечивает приготовление обедненной горючей смеси постоянного состава (компенсацию состава смеси) при работе двигателя на средних нагрузках. В большинстве карбюраторов главная дозирующая система работает с компенсацией состава смеси посредством понижения разрежения у топливного жиклера. Такая система (рис. 4.3) помимо главного топливного жиклера 16 имеет колодец с эмульсионной трубкой 15 и воздушный жиклер 14, через который колодец сообщается с атмосферой или с входным патрубком.

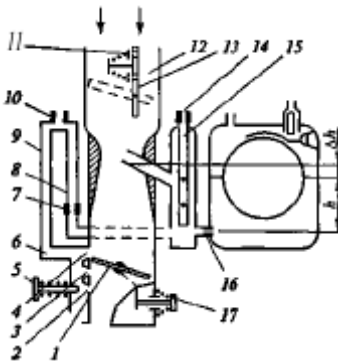


Рис. 4.3. Схема главной дозирующей системы карбюратора с понижением разрежения у жиклера:

1 – дроссельная заслонка; 2–4 – отверстия системы холостого хода; 5 – винт регулировки качества смеси; 6, 8, 9 – каналы системы холостого хода; 7 – топливный жиклер холостого хода; 10 – воздушный жиклер холостого хода; 11 – предохранительный клапан; 12 – входной патрубок; 13 – воздушная заслонка; 14 – воздушный жиклер; 15 – эмульсионная трубка; 16 – главный топливный жиклер; 17 – винт регулировки количества смеси

Система холостого хода (рис. 4.3) служит для приготовления и подачи обогащенной горючей смеси в целях обеспечения устойчивой работы двигателя при малой частоте вращения коленчатого вала. Она состоит из топливного 7 и воздушного 10 жиклеров холостого хода, каналов для поступления топлива 8 и топливоздушной эмульсии 6, 9, отверстий 2–4, посредством которых канал 6 сообщается со смесительной камерой, винтов 5 регулировки количества эмульсии (состава смеси) и 17 регулировки положения дроссельной заслонки 1 (количества смеси и частоты вращения) в режиме холостого хода. Подбором положений винтов 5 и 17 можно добиться устойчивой работы двигателя с малой частотой вращения. Система холостого хода обычно связана с главной дозирующей системой и к жиклеру 7 топливо поступает, пройдя через главный жиклер 16. В результате взаимодействия двух

этих систем удается получить благоприятную характеристику карбюратора при малых и средних нагрузках.

Экономайзер принудительного холостого хода отключает подачу топлива через систему холостого хода с помощью электромагнитного клапана, перекрывающего подачу эмульсии к выходным отверстиям системы холостого хода. Это делается для предотвращения выделения больших количеств угарного газа и углеводородов на режиме принудительного холостого хода. Такое название получил режим, когда при торможении автомобиля двигателем последний работает с закрытой дроссельной заслонкой и повышенной частотой вращения, получая для этого энергию от трансмиссии автомобиля.

Пусковое устройство служит для обогащения горючей смеси при пуске и прогреве холодного двигателя. Оно представляет собой воздушную заслонку 13, расположенную во входном патрубке 12 карбюратора (рис. 4.3), с автоматическим предохранительным клапаном 11, обеспечивающим поступление необходимого количества воздуха для образования нужного состава горючей смеси.

Экономайзер мощностных режимов служит для обогащения горючей смеси с целью получения от двигателя полной мощности при полностью открытой дроссельной заслонке. Экономайзер мощностных режимов с механическим приводом включает в себя клапан 1 и жиклер 2 (рис. 4.4). Когда дроссельная заслонка открывается более чем на $\frac{3}{4}$, клапан 1 освобождает доступ топлива к жиклеру 2, и в распылитель 3 топливо поступает через два жиклера: главный 4 и экономайзера 2.

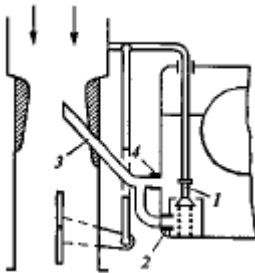


Рис. 4.4. Схема экономайзера:
1 – клапан; 2 – жиклер экономайзера;
3 – распылитель; 4 – главный топливный жиклер

Эконостат предотвращает переобеднение смеси главной дозирующей системой при высоких расходах воздуха. Он представляет собой распылитель, установленный значительно выше диффузора. Топливо к нему подводится через трубчатый жиклер, опущенный в поплавковую камеру.

Ускорительный насос служит для кратковременного обогащения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки. Это ускоряет разгон (улучшает приемистость) автомобиля. Ускорительный насос (рис. 4.5) имеет механический привод от рычага 9, укрепленного на оси дроссельной заслонки 10. При резком открытии дроссельной заслонки под действием рычага, тяги и пластины 5 поршень 7 быстро перемещается вниз, обратный клапан 8 закрывается, а нагнетательный 4 – открывается и порция топлива через распылитель 3 впрыскивается в смесительную камеру, обогащая горючую смесь. Пружина 6 способствует некоторому затягиванию впрыскивания топлива по времени. Если заслонка 10 открывается медленно, то обратный клапан 8 остается открытым и топливо поступает обратно в поплавковую камеру. Применяются также ускорительные насосы диафрагменного типа.

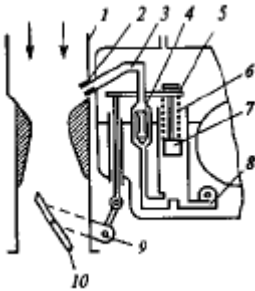


Рис. 4.5. Схема ускорительного насоса: 1 – входной патрубком; 2 – жиклер ускорительного насоса; 3 – распылитель ускорительного насоса; 4 – нагнетательный клапан; 5 – пластина; 6 – пружина; 7 – поршень; 8 – обратный клапан; 9 – рычаг; 10 – дроссельная заслонка

Карбюраторы, устанавливаемые на двигателях легковых автомобилей, могут иметь несколько смесительных камер с параллельным включением. Это позволяет повысить мощность двигателя в связи с лучшей дозировкой и распределением горючей смеси по цилиндрам.

Широко применяются двухкамерные карбюраторы с последовательным включением смесительных камер. В таких карбюраторах сначала включается в работу одна (основная) камера, а при увеличении нагрузки подключается другая (дополнительная) камера. Моделями таких типов карбюраторов оснащаются двигатели многих легковых автомобилей.

Помимо карбюратора неотъемлемыми устройствами системы питания карбюраторного двигателя являются топливный бак, насос и фильтры, а также воздухоочиститель.

Топливный бак состоит из двух штампованных половин, сваренных между собой. Внутри бака имеются перегородки, повышающие его жесткость и уменьшающие гидравлические удары при резких перемещениях топлива. В баке устанавливается датчик уровня топлива, свя-

занный с указателем уровня топлива, расположенным на щитке приборов. Заливная горловина топливного бака имеет сетчатый фильтр и герметично закрывается крышкой, в которую для уменьшения потерь топлива вследствие испарения встроены впускной и выпускной автоматические клапаны.

Топливный насос осуществляет принудительную подачу топлива из бака к карбюратору. Наибольшее распространение получили мембранные насосы.

Топливные фильтры служат для очистки топлива от механических примесей и воды. На пути от бака к карбюратору топливо очищается сетчатыми фильтрами бака, топливного насоса и карбюратора. Между карбюратором и топливным насосом имеется фильтр тонкой очистки с фильтрующим элементом, представляющим собой латунную сетку, установленную на алюминиевом или капроновом патроне или стакан, выполненный из пористого керамического материала. Двигатели некоторых автомобилей оборудуются также фильтрами грубой очистки, устанавливаемыми между топливным насосом и баком. Фильтрующий элемент такого фильтра состоит из тонких пластин с отверстиями и штампованными выступами, благодаря которым в собранном фильтрующем элементе образуются щелевые зазоры. В этих зазорах задерживаются и выпадают в отстойник механические примеси.

Воздухоочиститель очищает от механических примесей воздух, подаваемый далее в карбюратор. Применяются масляно-инерционные воздухоочистители, а также воздухоочистители со сменными фильтрующими элементами.

В двигателях с карбюраторным питанием неравномерность состава смеси достигает 10–15%. В настоящее время в системах питания бензиновых двигателей практически все производители вместо карбюраторов применяют *системы впрыска топлива*. В этом случае улучшаются равномерность распределения топлива по цилиндрам, газодинамические характеристики впускного тракта, обеспечивается более высокий коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом, появляется возможность применения топлива с более низким октановым числом и т.д. При применении систем впрыска топлива мощность двигателя повышается на 10–12%, улучшается топливная экономичность, снижается токсичность отработавших газов. При этом системы впрыска топлива дороже и сложнее карбюраторов.

Системы впрыскивания бензина в зависимости от места впрыскивания топлива можно классифицировать на системы центрального впрыска, системы распределенного впрыска над впускными клапанами

и системы распределенного впрыска непосредственно в цилиндр (рис. 4.6).

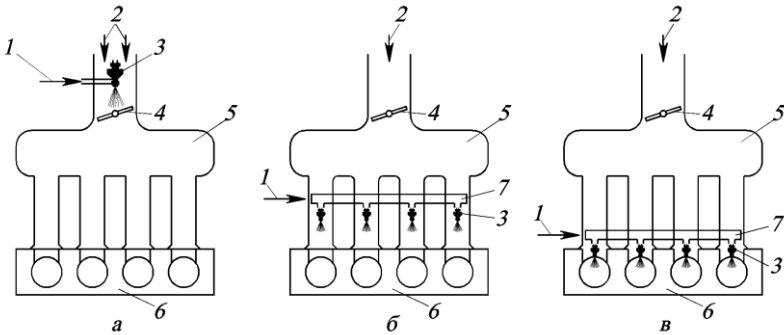


Рис. 4.6. Схемы систем впрыска бензина:

а – центрального; *б* – распределенного над впускными клапанами; *в* – распределенного непосредственно в цилиндр; 1 – подвод топлива; 2 – подвод воздуха; 3 – форсунка; 4 – дроссельная заслонка; 5 – впускной трубопровод; 6 – головка цилиндров; 7 – коллектор подвода топлива к форсункам

При *центральной впрыскивании* топливо подается одной форсункой, устанавливаемой на участке до разветвления впускного газопровода. По способу смесеобразования системы с центральным впрыском наиболее близки к системам топливоподдачи и смесеобразования карбюраторных двигателей и могут применяться на уже эксплуатируемых двигателях. При центральном впрыскивании по сравнению с карбюратором обеспечивается большая точность и стабильность дозирования топлива.

При *распределенном впрыскивании над впускными клапанами* топливо подается в зону впускных клапанов каждого цилиндра отдельной форсункой в определенный момент времени, согласованный с открытием соответствующих впускных клапанов цилиндров (согласованное впрыскивание), или группами форсунок без согласования момента впрыскивания с процессами впуска в каждый цилиндр (несогласованное впрыскивание).

Системы распределенного впрыска непосредственно в полость цилиндра относятся к системам бензиновых двигателей с внутренним смесеобразованием, аналогичным системам смесеобразования дизелей.

Система электронного впрыска топлива включает в себя топливный насос с электроприводом и регулятор давления, поддерживающий постоянное рабочее давление в системе до 0,17–0,20 МПа. Впрыск топлива осуществляется электромагнитными форсунками, время откры-

тия которых зависит от давления во впускной системе двигателя и частоты вращения коленчатого вала.

Принципиальная схема электромагнитной форсунки для впрыска топлива показана на рис. 4.7. В корпусе 1 форсунки расположены игольчатый клапан 2, нагруженный усилием мембраны 3, и соленоид 4.

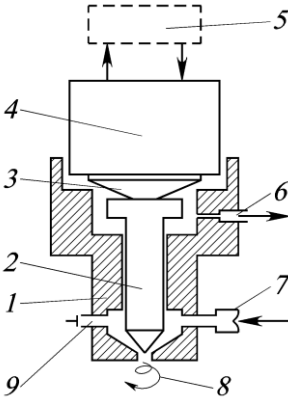


Рис. 4.7. Принципиальная схема электромагнитной форсунки:
1 – корпус; 2 – игольчатый клапан;
3 – мембрана; 4 – соленоид; 5 – распределительное устройство; 6 – отверстие;
7 – топливная магистраль; 8 – факел топлива; 9 – сливной канал

Когда игла прижата к седлу распылителя, поступающее из топливной магистрали 7 топливо проходит через корпус форсунки на слив. В соответствии с электрическим сигналом от распределительного устройства 5 соленоид 4 освобождает мембрану 3, в этом случае сливной канал 9 закрывается, а игла под давлением топлива поднимается.

На выходе из сопла форсунки факел топлива 8 получает вращательное движение и впрыскивается в виде широкого конуса. Часть топлива, просочившаяся между иглой и корпусом, удаляется через отверстие 6 в сливную магистраль. Максимальный подъем иглы составляет 0,15–0,17 мм, а продолжительность подъема иглы колеблется в пределах 1,5–6,5 мс.

В качестве главного управляющего параметра для регулирования цикловой подачи топлива в большинстве систем используется величина циклового расхода воздуха.

Важным элементом систем с электронным впрыском топлива является также топливный насос. Топливный насос роликового или шестерчатого типа и электромотор, от которого осуществляется его привод, размещаются в едином герметичном корпусе и погружаются в бензин, находящийся в топливном баке.

В системах непосредственного впрыскивания бензина в цилиндр устанавливаются два насоса: низкого давления (роликового или шестерчатого типа с электроприводом) и высокого давления (плунжерного типа).

Особенностью *двигателей с самовоспламенением от сжатия* (дизелей) является приготовление горючей смеси топлива с воздухом внутри цилиндров.

Для дизелей различают топливные системы непосредственного действия и аккумуляторные. Топливные системы непосредственного действия подразделяются на системы разделенного типа и насос-форсунки.

В *насос-форсунках* секция насоса и форсунка представляют собой один узел. В таких системах отсутствует топливопровод высокого давления, что позволяет получить высокие давления впрыскивания (150–200 МПа).

В *системах разделенного типа* секции топливного насоса высокого давления (ТНВД) и форсунки выполнены отдельно и соединены топливопроводом высокого давления. Схема топливной системы непосредственного действия разделенного типа приведена на рис. 4.8.

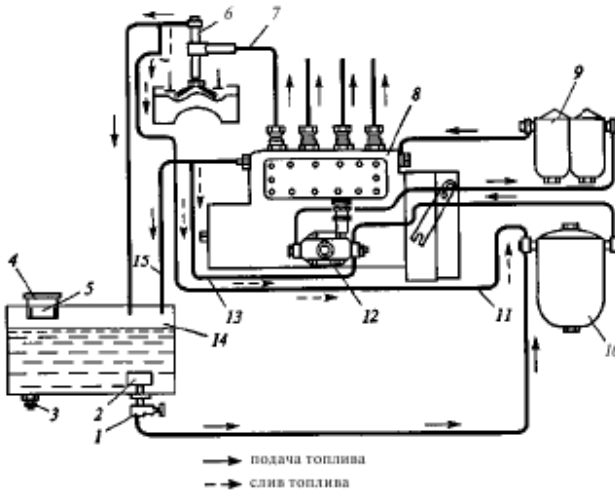


Рис. 4.8. Схема топливной системы разделенного типа:

1 – кран; 2 – приемный фильтр; 3 – сливной кран; 4 – заливная горловина; 5 – фильтр заливной горловины; 6 – форсунка; 7 – топливопровод высокого давления; 8 – топливный насос высокого давления; 9 – фильтр тонкой очистки топлива; 10 – фильтр грубой очистки топлива; 11 – трубка отвода топлива к фильтру грубой очистки; 12 – топливоподкачивающий насос; 13 – трубка отвода топлива к топливоподкачивающему насосу; 14 – топливный бак; 15 – трубка отвода топлива в бак

Подача топлива осуществляется по двум основным магистралям: низкого и высокого давления. Основными механизмами и узлами топливной аппаратуры магистрали низкого давления дизелей являются топливный бак, фильтр грубой очистки топлива, фильтр тонкой очистки топлива, топливопроводы низкого давления, сливные трубопроводы. Назначение механизмов и узлов магистрали низкого давления состоит в хранении топлива, его фильтрации и подаче под малым давлением к насосу высокого давления. Основными механизмами и узлами топливной аппаратуры высокого давления являются ТНВД, муфта опережения впрыскивания топлива, форсунки, расположенные в головках цилиндров, топливопроводы высокого давления. Механизмы и магистрали высокого давления обеспечивают подачу и впрыскивание необходимого количества топлива в цилиндры дизеля.

Работа системы питания дизеля в общем виде осуществляется следующим образом. Топливо из бака забирается топливоподкачивающим насосом низкого давления, который нагнетает его на всас топливного насоса высокого давления. При этом (между баком и ТНВД) топливо проходит через фильтры грубой и тонкой очистки. Топливным насосом высокого давления топливо по топливопроводам высокого давления под большим давлением подается в соответствии с порядком работы дизеля к его форсункам, через которые впрыскивается в цилиндры.

Избыточное топливо, поданное насосом низкого давления, а также топливо, просочившееся через зазоры в деталях форсунок, по сливным трубопроводам отводится в бак.

Смесеобразование начинается с момента поступления топлива в цилиндр. При этом в результате трения о воздух струя топлива распыляется на мельчайшие частицы, которые образуют топливный факел конусообразной формы.

Испарение и воспламенение топлива осуществляется за счет высокой температуры (550–700 °С) и давления (3,5–5,5 МПа) сжатого воздуха. После начала горения смеси температура и давление в камере сгорания резко возрастают, что ускоряет процессы испарения и воспламенения остальных частиц распыленного факела топлива.

Фильтр грубой очистки топлива предназначен для предварительной очистки топлива.

Фильтр тонкой очистки служит для окончательной очистки топлива перед поступлением его в топливный насос высокого давления.

Топливоподкачивающий насос низкого давления поршневого типа предназначен для подачи топлива из топливного бака к насосу высокого давления.

Топливный насос высокого давления служит для точного дозирования топлива и подачи его в определенный момент под высоким давлением к форсункам или к аккумулятору аккумуляторной топливной системы. По числу и компоновке секций ТНВД подразделяются на многосекционные (многоплунжерные), индивидуальные (встроенные в блок цилиндров) и распределительные. В многосекционных и индивидуальных ТНВД каждая секция обслуживает один цилиндр, а в распределительных – несколько цилиндров.

Широкое распространение на дизелях получили *многосекционные насосы с постоянным ходом плунжера* и регулировкой конца подачи топлива. По расположению они подразделяются на рядные и V-образные. Основной частью каждой насосной секции является плунжерная пара, состоящая из плунжера и гильзы. Зазор между плунжером и гильзой должен обеспечивать максимальную плотность сопряжения, а, следовательно, необходимое давление впрыскивания топлива. Работа насоса осуществляется следующим образом (рис. 4.9).

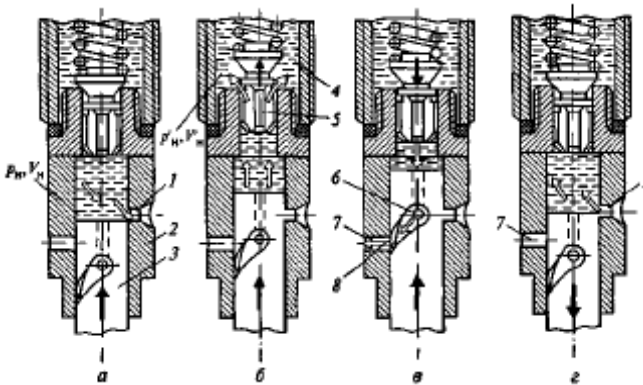


Рис. 4.9. Схема работы секции топливного насоса высокого давления:
 а – вытеснение; б – подача; в – конец подачи; г – наполнение; 1 – впускное отверстие; 2 – гильза; 3 – плунжер; 4 – штуцер; 5 – нагнетательный клапан; 6 – отверстие; 7 – выпускное отверстие; 8 – винтовая кромка

При вращении кулачкового вала насоса выступ кулачка набегаёт на роликовый толкатель, воздействующий на плунжер, и перемещает его вверх. Когда выступ кулачка выходит из-под ролика толкателя, пружина возвращает плунжер в первоначальное положение. При движении плунжера вниз внутреннее пространство гильзы наполняется топливом из подводящего канала корпуса насоса. При этом открывается впускное отверстие, и топливо поступает в надплунжерное пространство. Затем под действием кулачка плунжер начинает подниматься

вверх, перепуская топливо обратно в подводящий канал до тех пор, пока верхняя кромка плунжера не перекроет впускное отверстие гильзы. После перекрытия этого отверстия давление топлива резко возрастает, и при 1,2–1,8 МПа топливо, преодолевая усилие пружины, поднимает нагнетательный клапан и поступает в топливопровод. При дальнейшем движении плунжера вверх давление повышается до величины, превышающей давление, создаваемое пружиной форсунки (16,5+0,5 МПа), в результате чего игла форсунки приподнимается, и происходит впрыскивание топлива в камеру сгорания. Подача топлива продолжается до тех пор, пока винтовая кромка плунжера не откроет впускное отверстие в гильзе, в результате чего давление над плунжером резко падает, нагнетательный клапан под действием пружины закрывается и надплунжерное пространство разъединяется с топливопроводом высокого давления. При дальнейшем движении плунжера вверх топливо перетекает в сливной канал через отверстие и винтовую кромку плунжера.

Изменение количества топлива, подаваемого секцией за один цикл, происходит в результате поворота плунжера зубчатой рейкой. При разных углах поворота плунжера благодаря винтовой кромке смещаются моменты открытия выпускного отверстия. При этом, чем позднее открывается выпускное отверстие, тем большее количество топлива может быть подано к форсункам.

Момент начала подачи топлива каждой секцией по углу поворота коленчатого вала изменяют регулировочным болтом с контргайкой, ввернутым в толкатель. При вывертывании болта верхний торец плунжера раньше перекрывает впускное отверстие гильзы, и топливо раньше подается к форсунке, т.е. угол начала подачи топлива увеличивается. При ввертывании болта в толкатель, угол уменьшается.

Муфта опережения впрыскивания топлива служит для изменения момента начала подачи топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Эта муфта дополнительно поворачивает кулачковый вал относительно вала привода топливного насоса, обеспечивая углы опережения впрыскивания, близкие к оптимальным.

Форсунка (рис. 4.10) служит для впрыскивания и распыления топлива, а также для распределения его частиц по объему камеры сгорания. Основной конструктивный элемент форсунки – распылитель, имеющий одно или несколько выходных отверстий, формирующих факел впрыскиваемого топлива. В современных четырехтактных дизелях применяют форсунки закрытого типа, распыливающие отверстия которых закрываются запорной иглой. Форсунки бывают бесштифтовые и штифтовые. У бесштифтовых форсунок конец запорной иглы

представляет собой конус, отделяющий сопловые отверстия от топливопровода высокого давления. Распылители таких форсунок обычно имеют несколько сопловых отверстий. У штифтовых форсунок на конце запорной иглы имеется фасонный штифт, входящий в сопловое отверстие распылителя, что придает струе конусообразность и строго определенную направленность (устанавливают обычно в дизелях с разделенными камерами сгорания). Принцип действия: топливо при давлении, превышающем давление пружины, перемещает запорную иглу вверх, и происходит впрыск топлива. Когда в секции насоса происходит отсечка подачи топлива, под давлением пружины игла резко закрывает сопловые отверстия.

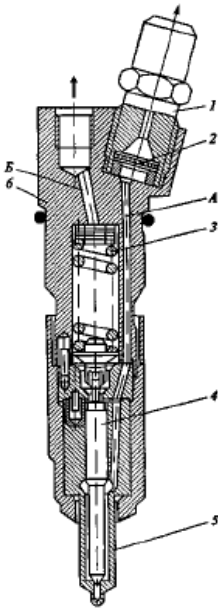


Рис. 4.10. Закрытая форсунка с пружинным запираем:

- 1 – штуцер; 2 – защитный фильтр; 3 – пружина;
4 – запорная игла; 5 – корпус распылителя;
6 – корпус форсунки; А – подводящий топливный канал; Б – отводящий топливный канал

Регуляторы частоты вращения коленчатого вала позволяют автоматически поддерживать заданную скорость движения автомобиля. Бывают всережимные и двухрежимные (холостой ход и максимальная частота вращения).

Порядок проведения работы

1. Изучить и произвести описание схемы, основных узлов и принципа работы системы питания выбранного двигателя.

Дальнейшие расчеты выполняются в зависимости от типа системы питания выбранного двигателя. Студенты, выбравшие для изучения карбюраторный двигатель, осуществляют расчет согласно п. 2; двигатель с впрыском легкого топлива – согласно п. 3; двигатель с самовоспламенением от сжатия (дизель) – согласно п. 4.

2. Произвести расчет карбюратора по следующей методике.

2.1. Определить действительную скорость воздуха в диффузоре, м/с

$$w_d = \mu_d w_b, \quad (4.1)$$

где μ_d – коэффициент расхода воздуха; w_b – теоретическая скорость воздуха в диффузоре, м/с.

Коэффициент расхода воздуха выбирается в пределах $\mu_d=0,75-0,88$. Теоретическая скорость выбирается с таким расчетом, чтобы величина действительной скорости при высокой частоте вращения коленчатого вала и полностью открытой дроссельной заслонке не превышала $w_d=120-130$ м/с.

2.2. Определить диаметр диффузора, м

$$d_d = D \sqrt{\frac{\eta_v S n i}{120 \mu_d w_b}}, \quad (4.2)$$

где D – диаметр цилиндра, м; η_v – коэффициент наполнения; S – ход поршня, м; n – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности, мин⁻¹; i – число цилиндров.

Значение коэффициента наполнения принимается по данным теплового расчета двигателя.

При выборе диаметра диффузора следует иметь в виду, что при малой частоте вращения коленчатого вала и прикрытой дроссельной заслонке действительная скорость воздуха не должна быть ниже $w_d=40-50$ м/с, а также учитывать рекомендации, приведенные в п. 2.1.

2.3. Определить разрежение в диффузоре, Па

$$\Delta p_d = \frac{w_b^2 \rho_0}{2}, \quad (4.3)$$

где ρ_0 – плотность воздуха (по данным теплового расчета), кг/м³.

2.4. Определить теоретическую скорость топлива при истечении из главного жиклера, м/с

$$w_{т.г} = \sqrt{\frac{2}{\rho_t} (\Delta p_d - \rho_t g \Delta h)}, \quad (4.4)$$

где ρ_t – плотность бензина, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; Δh – условная высота столба топлива, задерживающая истечение топлива из распылителя, м.

Плотность бензина находится в пределах $\rho_T = 730\text{--}750 \text{ кг/м}^3$. Величина Δh равна расстоянию между уровнем топлива в поплавковой камере и устьем распылителя и составляет обычно $\Delta h = 0,002\text{--}0,005 \text{ м}$.

2.5. Определить действительную скорость топлива при истечении из главного жиклера, м/с

$$w_{ж.г} = \mu_{ж} w_{т.г}, \quad (4.5)$$

где $\mu_{ж}$ – коэффициент расхода топлива (определяется по рис. 4.11).

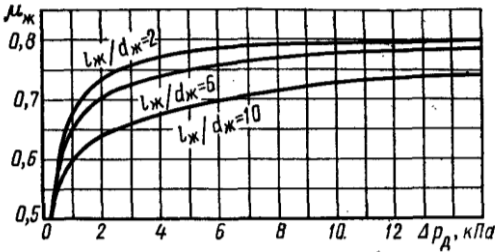


Рис. 4.11. Зависимость коэффициента расхода от разреза
($l_{ж}/d_{ж}$ – отношение длины жиклера к его диаметру)

2.6. Определить диаметр главного жиклера, м

$$d_{ж} = \sqrt{\frac{4G_T}{\pi \mu_{ж} w_{т.г} \rho_T}}, \quad (4.6)$$

где G_T – действительный расход топлива двигателем (по данным теплового расчета двигателя), кг/с.

3. Произвести расчет системы впрыска топлива по следующей методике.

3.1. Определить цикловую подачу на режиме номинальной мощности, $\text{см}^3/\text{цикл}$

$$V_{ц} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n i \rho_T}, \quad (4.7)$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; N_e – эффективная мощность, кВт; τ – тактность двигателя; n – частота вращения коленчатого вала на расчетном режиме, мин^{-1} ; i – число цилиндров; ρ_T – плотность топлива (см. п. 2.4), $\text{г}/\text{см}^3$.

Величины g_e и N_e определяются по данным теплового расчета двигателя.

3.2. Определить подачу электрического бензинового насоса, л/мин

$$V_{н} = k \left(60 \cdot 10^{-3} \cdot i V_{ц, \max} \frac{\tau_{\max}}{T_{\min}} \frac{n_{\max}}{2} + \Delta V_T \right), \quad (4.8)$$

где k – коэффициент запаса подачи топлива; $V_{ц, \max}$ – максимальная цикловая подача при максимальной частоте вращения коленчатого

вала, см³/цикл; τ_{\max} – длительность импульса при максимальной цикловой подаче, мс; T_{\min} – минимальный период следования цикловых подач, мс; n_{\max} – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; ΔV_T – минимальный расход топлива через регулятор давления топлива.

Поскольку учебный тепловой расчет двигателя производится для режима номинальной мощности или режима максимального крутящего момента, то для овладения навыками определения параметров элементов топливных систем двигателей с впрыском легкого топлива дальнейшие расчеты могут быть выполнены с использованием параметров ($V_{ц}$, τ , n), полученных для режима номинальной мощности.

Коэффициент запаса подачи топлива принимается в пределах $k = 1,2-1,4$.

Период следования цикловых подач следует задавать из следующих соображений для различных вариантов организации впрыскивания топлива электромагнитными форсунками. При одновременном впрыске все форсунки соединены параллельно и управляются одним импульсом. При этом в системе впрыск осуществляется один (реже два) раз за каждый поворот коленчатого вала на 360°. Периодичность впрыска при групповой схеме составляет 720° поворота коленчатого вала для каждой группы цилиндров, а количество управляющих импульсов за полный цикл работы двигателя равно количеству групп. При фазированном впрыске момент подачи управляющего импульса напряжения синхронизируется с моментом открытия впускного клапана соответствующего цилиндра и может изменяться в зависимости от режима работы двигателя.

Длительность импульса устанавливается с таким расчетом, чтобы на всех режимах работы зависимость «импульс–расход топлива» была линейной. То есть, при задании длительности импульса должно обеспечиваться время, необходимое для полного открытия и закрытия клапана форсунки. Обычно время, требуемое для полного открытия или закрытия клапана форсунки, составляет не более 20 % от периода впрыска.

Для поддержания устойчивого давления в системе, а также компенсации снижения подачи топлива из-за износа электрического бензинового насоса запас топлива, необходимый для нормальной работы регулятора давления топлива, должен составлять 20–40 л/ч.

3.3. Определить требуемую статическую подачу форсунки, см³/с

$$V_0 = \frac{V_{ц, \max}}{\Delta t_{ц}}, \quad (4.9)$$

где $\Delta t_{ц}$ – максимальное время открытия клапана форсунки, с.

3.4. Определить скорость истечения топлива из форсунки, м/с

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{\tau}}}, \quad (4.10)$$

где Δp – перепад давлений на клапане форсунки, Па; ρ_{τ} – плотность топлива, кг/м³.

Величина перепада давлений на клапане форсунок в системах с впрыском легкого топлива обычно поддерживается на одном и том же уровне. В частности, в системах с электронным регулированием расхода воздуха и периодическим впрыскиванием топлива, разработанной фирмой *Bosch*, редукционным клапаном поддерживается постоянный перепад между давлением топлива в корпусах форсунок и впускным трубопроводом, равный 196 кПа.

3.5. Определить площадь эффективного сечения клапана форсунки, мм²

$$\mu_{\phi} f_{\phi} = V_0 / w_{\phi}. \quad (4.11)$$

4. Произвести расчет топливной системы дизеля.

4.1. Определить цикловую подачу топлива по формуле (4.7). При этом необходимо учитывать, что ГОСТ 305–82 установлены верхние пределы для плотности дизельного топлива при температуре 20 °С: топливо марки Л – 860 кг/м³; марки З – 840 кг/м³; марки А – 830 кг/м³.

4.2. Определить теоретическую подачу секции топливного насоса, мм³/цикл

$$V_{\tau} = \frac{V_{\text{ц}} \cdot 10^3}{\eta_{\text{н}}}, \quad (4.12)$$

где $V_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива, см³/цикл; $\eta_{\text{н}}$ – коэффициент подачи насоса.

Для автомобильных и тракторных дизелей при номинальной нагрузке величина коэффициента подачи насоса находится в пределах $\eta_{\text{н}} = 0,70\text{--}0,90$.

4.3. Определить полную производительность секции насоса с учетом перепуска топлива, перегрузки дизеля и обеспечения надежного пуска при низких температурах, мм³/цикл

$$V_{\text{н}} = (2,5 - 3,2) V_{\tau}. \quad (4.13)$$

4.4. Определить время истечения топлива через сопловые отверстия форсунки, с

$$\Delta t = \frac{\Delta \varphi}{6n}, \quad (4.14)$$

где $\Delta \varphi$ – угол поворота коленчатого вала, град.; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Продолжительность подачи $\Delta\varphi$ задается в зависимости от типа смесеобразования дизеля. При пленочном смесеобразовании $\Delta\varphi = 15\text{--}25^\circ$ поворота коленчатого вала, а при объемном, где требуется более высокая скорость впрыска, $\Delta\varphi = 10\text{--}20^\circ$.

4.5. Определить среднее давление газа в цилиндре в период впрыска, Па

$$p_{\text{ц}} = \frac{p_c'' + p_z}{2}, \quad (4.15)$$

где p_c'' , p_z – давление в конце сжатия и сгорания, определяемые по данным теплового расчета, Па.

4.6. Определить среднюю скорость истечения топлива через сопловые отверстия распылителя, м/с

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2(p_{\phi} - p_{\text{ц}})}{\rho_{\text{т}}}}, \quad (4.16)$$

где p_{ϕ} – среднее давление впрыска топлива, Па; $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива, кг/м³.

Среднее давление впрыска в автомобильных и тракторных дизелях лежит в пределах 15–40 МПа.

4.7. Определить суммарную площадь сопловых отверстий форсунки, мм²

$$f_c = \frac{V_{\text{ц}}}{\mu_{\phi} w_{\phi} \Delta t}, \quad (4.17)$$

где $V_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива, см³/цикл; μ_{ϕ} – коэффициент расхода топлива, равный 0,65–0,85.

4.8. Определить диаметр соплового отверстия форсунки, мм

$$d_c = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi m}}, \quad (4.18)$$

где m – число сопловых отверстий.

Число и расположение сопловых отверстий выбирается исходя из формы камеры сгорания и способа смесеобразования. В дизелях с пленочным смесеобразованием применяют одно- и двухдырчатые распылители с диаметром отверстия 0,4–0,6 мм, а в дизелях с объемным смесеобразованием – многодырчатые распылители с диаметром отверстий 0,2 мм и более.

Контрольные вопросы

1. Назначение и основные элементы системы питания карбюраторного двигателя.

2. В чем заключается сущность процесса смесеобразования в карбюраторных двигателях?
3. Какие требования предъявляются к карбюраторам?
4. Устройство и принцип работы простейшего карбюратора.
5. Назначение и устройство главной дозирующей системы карбюраторного двигателя.
6. Назначение и устройство системы холостого хода карбюраторного двигателя.
7. Назначение и устройство экономайзера мощностных режимов карбюраторного двигателя.
8. Назначение и устройство ускорительного насоса карбюраторного двигателя.
9. Перечислите достоинства и недостатки систем впрыска легкого топлива.
10. Классификация и основные отличия различных схем впрыска бензина.
11. Устройство и принцип работы электромагнитной форсунки систем впрыска бензина.
12. Топливные насосы каких типов используются в системах впрыска бензина?
13. Опишите устройство топливной системы разделенного типа двигателей с воспламенением от сжатия.
14. Опишите работу системы питания дизеля.
15. Устройство и принцип работы топливного насоса высокого давления дизеля.
16. Назначение устройство и принцип работы топливных форсунок дизеля.

Лабораторная работа № 5

Изучение конструкции системы смазки двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: изучить назначение, конструкцию и работу системы смазки двигателя внутреннего сгорания, приобрести навыки расчета элементов системы смазки

Основные понятия

Смазочная система предназначена для уменьшения износа трущихся поверхностей и механических потерь на трение за счет равномерной

и достаточной подачи масла. Кроме того, масло отводит от смазываемых поверхностей теплоту и предохраняет их от коррозии. При работе механизмов сила трения зависит от качества обработки деталей и условий их смазывания.

При недостаточной смазке имеют место большие потери на трение, повышенный износ деталей, выделяется значительное количество теплоты. В результате снижается механический КПД двигателя.

При избыточном смазывании масло попадает в камеру сгорания, в результате чего увеличивается нагарообразование на днищах поршней, электродах свечей и клапанах. Это приводит к перебоям в работе двигателя, а также к повышенному расходу масла.

Принципиальная схема смазочной системы двигателя внутреннего сгорания приведена на рис. 5.1.

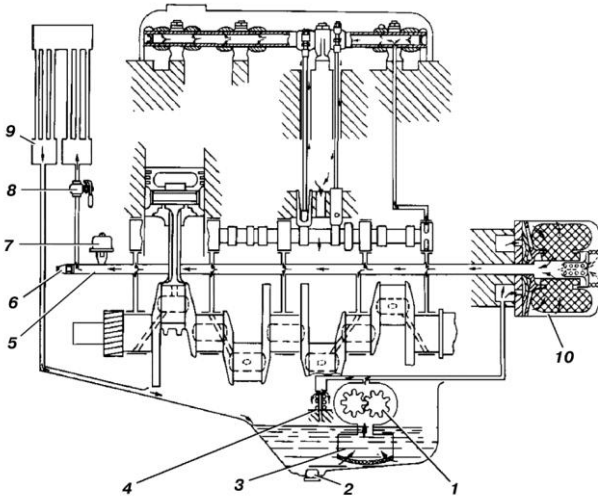


Рис. 5.1. Принципиальная схема устройства и работы смазочной системы двигателя внутреннего сгорания:

1 – масляный насос; 2 – сливная пробка; 3 – маслоприемник; 4 – редукционный клапан; 5 – главная магистраль; 6 – клапан масляного радиатора; 7 – датчик указания давления масла; 8 – запорный кран масляного радиатора; 9 – масляный радиатор; 10 – масляный фильтр

В зависимости от того, где находится основное количество масла, различают системы с *мокрым* и *сухим* картером. Первый вид системы применяется в дизелях сравнительно небольшой мощности и бензиновых двигателях, а второй – в машинах высокой проходимости, дорожных машинах и тракторах, условия работы которых связаны с измене-

нием пространственного положения двигателя. В системах смазки с сухим картером масло хранится во внешней емкости.

В зависимости от условий работы смазочный материал к узлам и механизмам двигателя может подводиться несколькими способами: принудительным под давлением (циркуляционное смазывание), разбрызгиванием (в виде капель или масляного тумана) и комбинированно, т.е. в таких системах применяется как первый, так и второй способ подвода масла.

Под давлением, создаваемым масляным насосом, масло подводится к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, подшипникам опорных шеек распределительного вала, осям коромысел и верхним наконечникам штанг. В отдельных конструкциях под давлением смазываются втулки верхней (поршневой) головки шатуна и поршневые пальцы, а также обеспечивается периодическая подача масла на более нагруженную часть стенки цилиндра через отверстие в нижней головке шатуна.

Разбрызгиванием масла и масляным туманом смазываются кулачки распределительного вала, нижние наконечники штанг, направляющие втулки клапанов, механизмы вращения выпускных клапанов, зубчатые колеса механизма газораспределения и другие детали.

Для нагнетания масла в магистральные каналы и подачи его под давлением к трущимся деталям узлов и механизмов двигателя служит *масляный насос*. В автомобильных двигателях применяют шестеренчатые масляные насосы с *внешним* и *внутренним* зацеплением зубчатых колес (рис. 5.2). Во втором случае насосы более компактны по сравнению с насосами с внешним зацеплением. В шестеренчатых насосах масло переносится во впадинах между зубьями и корпусом. В насосах с внутренним зацеплением может использоваться как эвольвентное (рис. 5.2, б), так и эпициклоидальное (рис. 5.2, в) зацепление. Эпициклоидальное зацепление обеспечивает непрерывность контакта всех зубьев наружного и внутреннего роторов.

Масляные насосы могут быть одно- и двухсекционными. Каждая пара зубчатых колес двухсекционного насоса размещается в корпусе верхней и корпусе нижней частей насоса, разделенных между собой промежуточной крышкой.

Ведущие шестерни верхней и нижней секций насоса крепятся на валу насоса. В корпусе каждой секции на осях свободно установлены ведомые зубчатые колеса, которые в паре с ведущими шестернями вращаются в своих корпусах с минимальными радиальными и торцовыми зазорами.

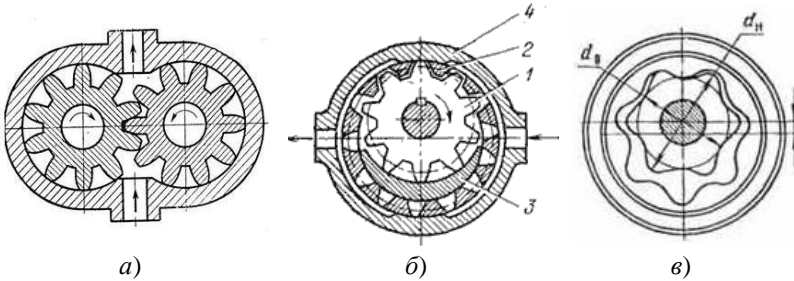


Рис. 5.2. Схемы масляных насосов:

a – с внешним зацеплением; *б* – с внутренним эвольвентным зацеплением; *в* – с внутренним эпициклоидальным зацеплением; *1* – внутренняя (ведущая) шестерня; *2* – наружная (ведомая) шестерня; *3* – серпообразный выступ; *4* – корпус

При работе насоса масло поступает во всасывающие полости верхней и нижней секций, заполняет впадины между зубьями зубчатых колес и далее переносится вдоль стенок корпусов верхней и нижней секций насоса в полости нагнетания, из которых оно подается к масляным фильтрам и радиатору. Необходимое давление масла на входе в главную смазочную магистраль поддерживается редукционным клапаном (4, рис. 5.1), отрегулированным на определенное давление и состоящим из плунжера и пружины, закрытых пробкой. При увеличении давления клапан открывается, и масло из полости нагнетания поступает во всасывающую полость насоса.

Нижняя секция масляного насоса подает масло в масляный радиатор. Давление масла, нагнетаемого в радиатор, поддерживается шариковым перепускным клапаном, отрегулированным на давление, при котором не произойдет разрушение сердцевины радиатора. При увеличении давления масло из нагнетательной полости поступает во всасывающую полость нижней секции.

В большинстве случаев масляные насосы устанавливаются внутри картера. Их привод осуществляется от носка коленчатого вала или режёт от распределительного вала. В случае установки насоса снаружи картера для его привода используются роликовые цепи и зубчатые ремни.

Для очистки и фильтрации масла от механических примесей, которые появляются в результате изнашивания трущихся деталей, попадания пыли из воздуха, образования нагара и отложения смолистых веществ, используются системы, состоящие из нескольких фильтров, центрифуг, отстойников и т.д. Металлические частицы из масляного картера удаляются специальным магнитным фильтром, расположенным в сливной пробке. Вторая ступень очистки масла – фильтр масло-

приемника. Здесь отфильтровываются частицы размером более 0,7 мм. Основная фильтрация масла происходит в масляных фильтрах, а очистка масла – в центрифугах.

Для фильтрации масла в смазочной системе двигателя используют *полнопоточную* или *комбинированную* схемы. В состав полнопоточной схемы входит один фильтр, через который прокачивается весь поток масла. В комбинированной схеме кроме полнопоточного фильтра имеется еще и частичнопоточный (неполнопоточный) фильтр или в некоторых случаях центрифуга.

В зависимости от способа очистки масла от загрязнений *масляные фильтры* подразделяются на две группы: барьерные и энергетические. В *барьерных* фильтрах в качестве фильтрующего элемента используются пористые материалы, а в *энергетических* загрязняющие частицы отделяются от масла в поле центробежных сил.

В системах смазки могут использоваться разборные и неразборные фильтры. *Разборные* фильтры со сменным фильтрующим элементом по сравнению с неразборными имеют большие габаритные размеры и менее удобны в обслуживании. Наиболее распространены *неразборные* фильтры (рис. 5.3). Они отличаются компактностью, удобством монтажа и демонтажа, а также низкой стоимостью.

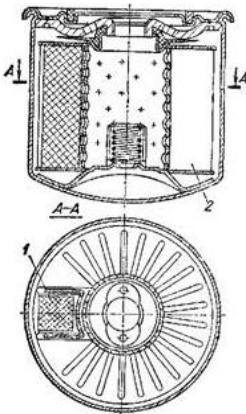


Рис. 5.3. Конструкция неразборного полнопоточного масляного фильтра: 1 – дополнительный фильтрующий элемент; 2 – основной фильтрующий элемент

В смазочных системах используют масляные фильтры грубой (50–120 мкм) и тонкой очистки (40–50 мкм). Для грубой очистки фильтрующие элементы выполняют сетчатыми, пластинчато-щелевыми и ленточно-щелевыми. В фильтрах тонкой очистки применяются элементы из бумаги, картона, хлопчатобумажной ткани и др. Материал фильтрующего элемента должен обладать высокой пористо-

стью и прочностью. Материал основного фильтрующего элемента чаще всего укладывается в виде многолучевой звезды. В качестве дополнительного фильтрующего материала может использоваться вставка из специальной пластмассы или целлюлозных волокон.

Фильтрация масла в барьерных фильтрах осуществляется при просачивании его под давлением через фильтрующие элементы. Очистка масла в фильтре тонкой очистки происходит следующим образом. Нагнетаемое насосом масло поступает под днище и через отверстия в нем проходит в наружную полость фильтра. Затем, проходя под давлением через поры фильтрующего элемента 2, масло очищается и подается в центральную часть фильтра, откуда направляется в главную смазочную магистраль блока. При пуске холодного двигателя очистка масла осуществляется через специальную вставку 1, так как в этом случае загустевшее масло не проходит через бумажный фильтрующий элемент. При засорении фильтрующего элемента срабатывает перепускной клапан, который перепускает неочищенное масло непосредственно в смазочную магистраль. Фильтр заменяется при смене масла в двигателе.

Энергетические фильтры (центрифуги) могут включаться в систему смазывания последовательно или параллельно. В зависимости от способа привода ротора эти фильтры подразделяются на центрифуги: с механическим приводом, с реактивным сопловым приводом, с бессопловым приводом.

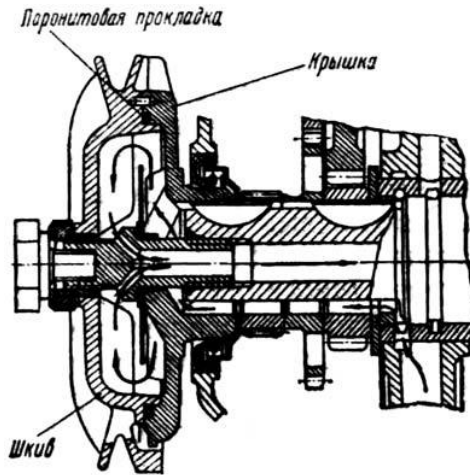


Рис. 5.4. Конструкция центрифуги с механическим приводом

Центрифуга с механическим приводом (рис. 5.4) устанавливается на шпонке на носке коленчатого вала двигателей небольшой мощности. Загрязненное масло по каналам передней опоры коленчатого вала поступает в корпус центрифуги. При этом загрязняющие частицы отбрасываются и оседают на внутренних стенках крышки и корпуса центрифуги, а очищенное масло через центральный штуцер подается в главную масляную магистраль.

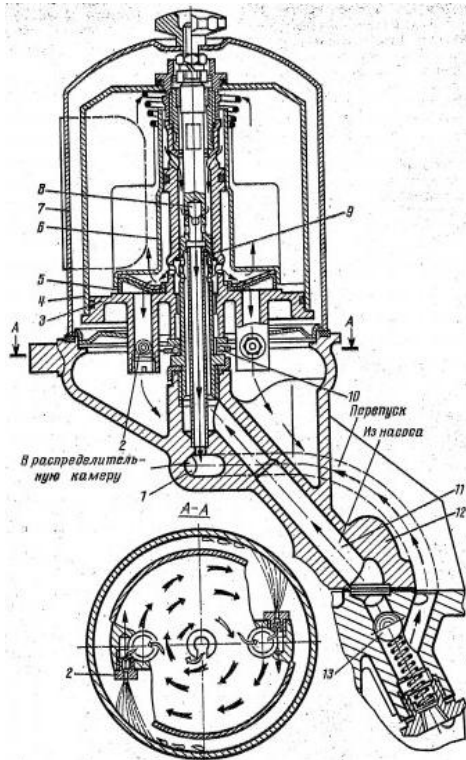


Рис. 5.5. Центрифуга с реактивным сопловым приводом:

- 1 – канал масляной магистрали; 2 – жиклеры; 3 – ротор; 4 – колпак ротора; 5 – сетчатый фильтр; 6 – вставка центрифуги; 7 – кожух; 8 – ось ротора; 9 – трубка ротора; 10 – подшипник; 11 – масляный канал от смазочного насоса; 12 – корпус; 13 – перепускной клапан

В центрифуге с реактивным сопловым приводом (рис. 5.5) масло от масляного насоса по масляному каналу 11 подается под вставку 6 центрифуги, откуда небольшая часть масла, пройдя сетчатый фильтр 5, поступает к двум жиклерам 2, отверстия которых направлены в проти-

воположные стороны. Масло, выбрасываемое из жиклеров в двух противоположных направлениях, создает крутящий момент, приводящий ротор 3, установленный на упорном подшипнике 10, во вращение с частотой 5000–6000 мин⁻¹. При этом основная часть масла, поступающая в полость колпака 4 ротора, подвергается центробежной очистке. Продукты изнашивания, нагара и смолистые отложения, находящиеся в масле, отбрасываются под действием центробежной силы к внутренней поверхности колпака ротора и равномерно распределяются по ней в виде осадка, который удаляют при чистке центрифуги (одновременно со сменой масла в двигателе).

Очищенное масло через радиальные отверстия оси 8 ротора, трубку 9 и канал 1 поступает в распределительную камеру масляной магистрали. Канал соединен с перепускным клапаном 13, который при изнашивании подшипников коленвала или загустении масла (при пуске холодного двигателя) перепускает часть неочищенного масла в магистраль помимо центрифуги.

В центрифуге с *бессопловым приводом* масло, поступающее в ротор центрифуги под давлением, направляется на лопатки установленной в нем турбинки, создавая крутящий момент. Частота вращения роторов центрифуги достигает значений 6000–8000 мин⁻¹. Это обеспечивает высокую степень очистки масла. Размер пропускаемых частиц не превышает 0,5–0,1 мкм.

При нормальном тепловом режиме работы двигателя температура масла должна составлять 65–85 °С. На грузовых автомобилях при повышенной температуре окружающего воздуха, а также при длительной работе двигателя на больших нагрузках необходимая интенсивность *охлаждения масла* достигается обдувом поддона картера воздухом и подачей масла в масляный радиатор. У большинства легковых автомобилей масло охлаждается в результате естественной теплоотдачи поверхности поддона картера, обдуваемого встречным потоком воздуха. При этом применяются литые оребренные или гофрированные штампованные поддоны.

Масляные радиаторы в зависимости от охлаждающей среды подразделяются на воздушно-масляные и жидкостно-масляные.

Воздушно-масляные радиаторы обдуваются встречным потоком воздуха или потоком, создаваемым вентилятором. Они обычно выполняются из оребренных трубок или имеют трубчато-пластинчатую конструкцию. Такие радиаторы могут устанавливаться либо перед радиатором системы охлаждения, либо параллельно с ним. Предусматривается отключение радиатора при температуре окружающего воздуха ниже 0 °С.

Основными преимуществами воздушно-масляных радиаторов являются относительно простое и надежное устройство. К недостаткам этих радиаторов относятся необходимость применения перепускного клапана для предотвращения разрушения охлаждающей решетки при холодном масле и загрязнение охлаждающей решетки.

В *жидкостно-масляные радиаторы* подается жидкость, циркулирующая в системе охлаждения двигателя. Пройдя теплообменник, эта жидкость снова возвращается в систему охлаждения. При этом перегретое масло отдает теплоту охлаждающей жидкости, а если масло холодное, то оно от этой жидкости подогревается. Жидкостно-масляные радиаторы могут иметь трубчатую или пластинчатую конструкцию.

Основными преимуществами жидкостно-масляных радиаторов являются быстрый прогрев масла после запуска двигателя и поддержание стабильного температурного режима.

Масляный радиатор может включаться в смазочную систему по одной из схем: последовательно в главную магистраль; параллельно главной магистрали с подачей масла от основной или от дополнительной секции масляного насоса.

Для очистки картера от картерных газов, образующихся вследствие прорыва продуктов горения через неплотности поршневых колец и их смешивания с парами масла в картере, необходима *вентиляция картера*. Вентиляция картера может быть вытяжной (естественной, открытой) и приточно-вытяжной (принудительной, закрытой). В *открытой системе вентиляции* газы отводятся в атмосферу, а в *закрытой* – во впускной газопровод и далее в цилиндры двигателя для дожигания. В современных двигателях применяется только закрытая система вентиляции.

Порядок выполнения работы

1. Изучить и произвести описание схемы смазочной системы выбранного двигателя, а также конструкции и принципа работы основных механизмов, входящих в систему смазки.

2. Определить общее количество теплоты, введенной в двигатель при сгорании топлива, кВт

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3600}, \quad (5.1)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Значения теплоты сгорания и часового расхода топлива определяются в ходе теплового расчета двигателя.

3. Определить количество теплоты, отводимое маслом от двигателя, кВт

$$Q_m = q_m Q_0, \quad (5.2)$$

где q_m – относительный теплоотвод через смазочную систему.

Значения q_m , характерные для современных автомобильных и тракторных двигателей, приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Доля теплоты топлива, отводимая от двигателя маслом

Тип двигателя	q_m
Двигатель с искровым зажиганием	0,015–0,020
Дизель	0,020–0,025
Дизель с охлаждаемыми поршнями	0,040–0,060

4. Определить циркуляционный расход масла, м³/с

$$V_{ц} = \frac{Q_m}{c_m \rho_m \Delta T_m}, \quad (5.3)$$

где c_m – средняя теплоемкость масла, кДж/(кг·К); ρ_m – плотность масла, кг/м³; ΔT_m – температура нагрева масла в двигателе, К.

В учебных расчетах могут быть приняты следующие значения физических характеристик масла: $c_m = 2,094$ кДж/(кг·К); $\rho_m = 900$ кг/м³.

Перепад температур масла на входе в смазочную систему и на выходе из нее для двигателей с искровым зажиганием составляет $\Delta T_m = 10–15$ К, а для дизелей – $\Delta T_m = 20–25$ К.

5. Определить расчетную производительность насоса с учетом увеличения расхода масла для стабилизации давления в системе смазки и компенсации утечек через торцовые и радиальные зазоры насоса, м³/с

$$V_p = \frac{2V_{ц}}{\eta_n}, \quad (5.4)$$

где η_n – объемный коэффициент подачи.

Величина η_n изменяется в пределах 0,6–0,8.

6. Задаться конструктивными характеристиками ведущей шестерни насоса согласно следующим рекомендациям:

- число зубьев шестерни $z = 6–12$;
- модуль зацепления $m = 3–6$ мм;
- высота зуба $h = 2m$.

7. Определить диаметр начальной окружности шестерни, м

$$D_0 = zm. \quad (5.5)$$

8. Определить диаметр внешней окружности шестерни, м

$$D = m(z + 2). \quad (5.6)$$

9. Задаться значением окружной скорости u_n на внешней окружности шестерни. Величина окружной скорости не должна превышать 8–10 м/с.

10. Определить частоту вращения ведущей шестерни, мин^{-1}

$$n_n = \frac{60u_n}{\pi D}. \quad (5.7)$$

11. Определить длину зуба шестерни, м

$$b = \frac{60V_p}{2\pi m^2 z n_n}. \quad (5.8)$$

12. Задаться величиной рабочего давления масла в системе. Давление масла в смазочной системе двигателя с искровым зажиганием находится в пределах $p = 0,3\text{--}0,5$ МПа, дизелей – $p = 0,3\text{--}0,7$ МПа.

13. Определить мощность, затрачиваемую на привод масляного насоса, кВт

$$N_n = \frac{pV_p}{\eta_{м.н}} \cdot 10^3, \quad (5.9)$$

где $\eta_{м.н}$ – механический КПД масляного насоса.

Величина механического КПД масляного насоса современных автомобильных и тракторных двигателей лежит в пределах $\eta_{м.н} = 0,85\text{--}0,90$.

14. Занести полученные в ходе расчетов характеристики масляного насоса в табл. 5.3.

15. Определить коэффициент теплопередачи от масла к воде в масляном радиаторе (при его наличии), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{теп}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (5.10)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; δ – толщина стенки радиатора, м; $\lambda_{\text{теп}}$ – коэффициент теплопроводности стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Величина α_1 зависит в основном от скорости движения масла и для прямых гладких трубок при скорости $w_m = 0,1\text{--}0,5$ м/с лежит в пределах $\alpha_1 = 100\text{--}500$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а при наличии завихрителей в трубках и скорости $w_m = 0,5\text{--}1,0$ м/с достигает значений $\alpha_1 = 800\text{--}1400$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Величины коэффициента теплопроводности для различных материалов трубок радиатора приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Коэффициент теплопроводности материала трубок радиатора

Материал трубок	$\lambda_{\text{теп}}$, Вт/(м·К)
Латунь, алюминиевые сплавы	80–125
Нержавеющая сталь	10–20

Величина α_2 изменяется в пределах $\alpha_2 = 2300\text{--}4100$ Вт/(м²·К).

Толщину стенки трубок масляного радиатора при отсутствии справочных данных для выбранного двигателя принять $\delta = 0,2$ мм.

16. Определить поверхность теплообмена масляного радиатора, омываемую водой (наружную поверхность теплообмена трубок), м²

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M(T_{M,\text{cp}} - T_{\text{вод,cp}})}, \quad (5.11)$$

где $T_{M,\text{cp}}$, $T_{\text{вод,cp}}$ – средние температуры, соответственно, масла и воды в радиаторе, К; K_M – коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К).

Значения средних температур теплоносителей в масляном радиаторе принимаются в следующих пределах:

- средняя температура масла $T_{M,\text{cp}} = 348\text{--}363$ К;
- средняя температура воды $T_{\text{вод,cp}} = 343\text{--}358$ К.

17. Значение полученной расчетной площади поверхности теплообмена в масляном радиаторе занести в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Показатели механизмов системы смазки двигателя

Показатель	Обозначение	Размерность	Величина
Расчетная производительность масляного насоса	V_p	м ³ /с	
Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса	N_n	кВт	
Поверхность теплообмена масляного радиатора	F_M	м ²	

Контрольные вопросы

1. Каково назначение системы смазки ДВС?
2. Классификация и принципиальные особенности различных видов смазочных систем ДВС.
3. Масляные насосы: назначение, типы, принцип работы.
4. Конструкция и принцип действия барьерного масляного фильтра.
5. Типы энергетических масляных фильтров.

6. Опишите принцип работы центрифуги с реактивным сопловым приводом.
7. Масляные радиаторы: типы, преимущества и недостатки.
8. Какие бывают системы вентиляции картера?

Лабораторная работа № 6

Изучение конструкции системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: изучить назначение, конструкцию и работу системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания, приобрести навыки расчета элементов системы охлаждения

Основные понятия

Система охлаждения служит для поддержания оптимального теплового режима двигателя путем принудительного отвода теплоты от нагретых деталей и передачи этой теплоты окружающей среде.

Сгорание в двигателе происходит при очень высоких температурах (2200–2300 °С). Без принудительного охлаждения цилиндр, поршень и направляющие втулки клапанов нагреваются до температуры, значительно превышающей температуру воспламенения масла.

При перегреве двигателя увеличиваются силы трения и изнашивание деталей, уменьшаются тепловые зазоры, происходит нагарообразование, ухудшается наполнение цилиндров карбюраторных двигателей горючей смесью, а дизелей – очищенным воздухом. С другой стороны, при чрезмерном отводе теплоты возникает переохлаждение двигателя, которое вызывает изменение вязкостных свойств масла, что приводит также к увеличению изнашивания деталей и механических потерь на трение, снижению мощности и экономичности двигателя.

Поэтому независимо от нагрузки двигателя, следует поддерживать его тепловой режим в пределах 85–95 °С.

Применяется воздушное или жидкостное охлаждение. При воздушном охлаждении через ребренные поверхности блока и головки цилиндров излишняя теплота отводится потоком воздуха, создаваемым многолопастным вентилятором с устройством, регулирующим интенсивность охлаждения.

В воздушной системе охлаждения отсутствует радиатор, жидкостный насос, каналы и трубопроводы для охлаждающей жидкости. Пре-

имуществами такой системы являются простота конструкции, уменьшение массы, удобство обслуживания, исключение опасности размораживания двигателя зимой. Недостатки воздушной системы охлаждения: большая мощность на привод вентилятора, затруднение пуска при низкой температуре из-за отсутствия возможности прогрева двигателя горячей водой.

Наибольшее распространение получили жидкостные системы с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. При этом облегчается пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха и уменьшается шум при работе двигателя.

Охлаждающие жидкости: вода или ее этиленгликолевые смеси – антифризы. Антифризы получают разбавлением технического этиленгликоля водой. Они при низкой температуре превращаются не в лед, а в густую массу, не вызывающую повреждения блока цилиндров или радиатора.

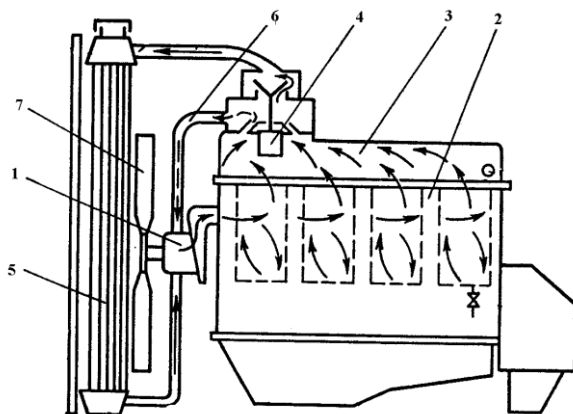


Рис. 6.1. Схема циркуляционной жидкостной системы охлаждения:
 1 – жидкостный насос; 2 – рубашка охлаждения цилиндров двигателя; 3 – полость охлаждения головок цилиндров; 4 – термостат; 5 – радиатор; 6 – обводная магистраль;
 7 – вентилятор

Принципиальная схема жидкостной системы охлаждения показана на рис. 6.1. В зависимости от теплового состояния двигателя циркуляция жидкости в системе происходит по большому или малому кругу и обеспечивается насосом, который приводится в действие от шкива, соединенного со шкивом коленчатого вала. При нормальном тепловом режиме работы двигателя охлаждающая жидкость циркулирует по большому кругу. При этом клапан термостата открыт, и жидкость подается к верхнему бачку радиатора, откуда по трубкам сердцевины

радиатора она поступает в его нижний бачок. Жидкость, проходящая через радиатор, охлаждается воздухом, подаваемым под напором вентилятором, и потоком воздуха, возникающим при движении автомобиля и регулируемым при помощи жалюзи. Охлажденная жидкость через нижний патрубок радиатора подается снова к насосу и далее в рубашку охлаждения блока и головки цилиндров.

При пуске и работе непрогретого двигателя, когда температура охлаждающей жидкости ниже 72°C , ее циркуляция происходит по малому кругу. В этом случае жидкость не поступает в радиатор, т.к. клапан термостата закрыт, а проходит по рубашке охлаждения блока и головки цилиндров и, омывая термостат, через обводную магистраль снова подается на всас насоса, обеспечивая тем самым быстрый прогрев холодного двигателя. По мере повышения температуры охлаждающей жидкости клапан термостата открывается и она начинает циркулировать по большому кругу.

Для нормальной работы двигателя температура охлаждающей жидкости при входе в водяную рубашку должна составлять $75\text{--}80^{\circ}\text{C}$, а при выходе из нее – $85\text{--}95^{\circ}\text{C}$.

Для повышения температуры кипения воды в современных двигателях применяют закрытую систему охлаждения, которая может сообщаться с атмосферой при помощи пароотводной трубки только через паровоздушный клапан, расположенный в пробке радиатора или в пробке расширительного бачка, имеющего сливной кран.

Температуру охлаждающей жидкости в системах охлаждения контролируют с помощью дистанционных магнитоэлектрических термометров, состоящих из указателей и встроенных термодатчиков. О перегреве жидкости в системе охлаждения сигнализирует контрольная лампочка, установленная на щитке приборов и соединенная с термодатчиком, ввернутым в верхний бачок радиатора.

В некоторых конструкциях двигателей предусматривается циркуляция жидкости через распределительную трубу или продольный канал с отверстиями, направленными к наиболее нагретым деталям (выпускные клапаны, стенки камеры сгорания, свечи зажигания и т.д.). Это делается для обеспечения более равномерного режима охлаждения по длине двигателя.

Также систему охлаждения двигателя используют для отопления пассажирского помещения кузовов легковых автомобилей и автобусов, а также кабин грузовых автомобилей. Для этой цели в отопительной системе имеются радиаторы, специально встроенные в салон кузова или кабины, к которым через кран и шланги нагретая жидкость подается из системы охлаждения двигателя.

Для создания принудительной циркуляции охлаждающей жидкости в системе охлаждения служит *жидкостный насос*. Наиболее распространены консольные одноколесные насосы центробежного типа с полуоткрытой крыльчаткой (рис. 6.2). Насос расположен в передней части блока цилиндров и приводится в действие клиноременной передачей от шкива коленчатого вала. Состоит из корпуса, крыльчатки и корпуса подшипников. Для обеспечения герметичности соединения корпуса насоса и корпуса подшипников служит уплотнитель.

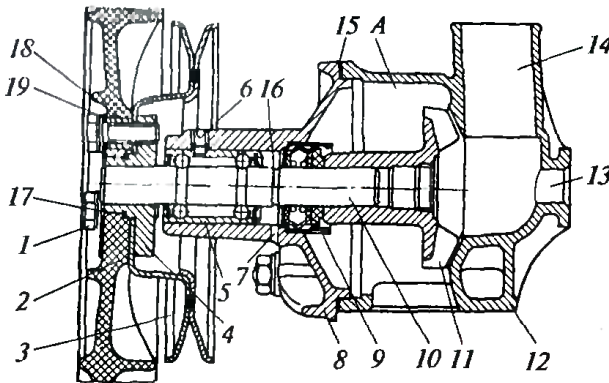


Рис. 6.2. Жидкостный насос двигателя:

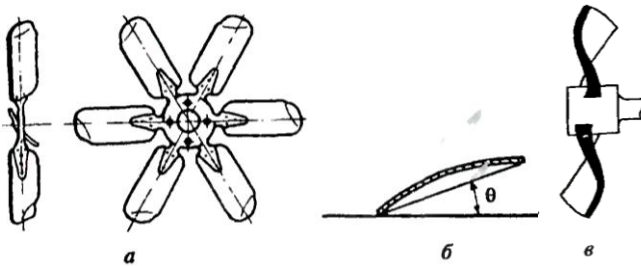
1 – болт; 2 – вентилятор; 3 – шкив; 4 – ступица вентилятора; 5 – подшипник шариковый двухрядный; 6 – винт стопорный; 7 – дренажное отверстие; 8 – крышка; 9 – уплотнитель; 10 – вал; 11 – крыльчатка; 12 – корпус; 13 – приемное отверстие шланга отопителя; 14 – приемный патрубок; 15 – прокладка; 16 – канавка; 17 – кольцо; 18 – втулка дистанционная; 19 – шайба пружинная; А – полость насоса

Принцип работы жидкостного насоса следующий. Охлаждающая жидкость поступает в центральную часть насоса через патрубок 14, получает вращательное движение от лопаток рабочего колеса 11 и отбрасывается центробежными силами к периферии. В окружающем рабочее колесо диффузоре, имеющем форму улитки, кинетическая энергия жидкости преобразуется в потенциальную, повышая давление, и далее жидкость направляется в рубашку охлаждения двигателя.

Основными характеристиками насоса являются подача $G_{\text{нас}}$, кг/с; напор $\Delta p_{\text{нас}}$, МПа; потребляемая мощность $N_{\text{нас}}$, кВт; гидравлический КПД $\eta_{\text{г}}$.

Вентилятор служит для повышения скорости потока воздуха, проходящего через радиатор. В системах жидкостного охлаждения преимущественное распространение получили осевые вентиляторы. Вентиляторы могут выполняться клепаными или литыми (рис. 6.3). КПД

вентиляторов со штампованными лопастями существенно ниже КПД литых вентиляторов, выполненных из полимерных материалов или алюминиевых сплавов с профилированными лопастями. На ряде двигателей лопасти вентилятора располагают в направляющем кожухе (диффузоре), который улучшает вентиляцию подкапотного пространства и увеличивает количество воздуха, проходящего через радиатор.



6.3. Осевые вентиляторы:

a – клепаный; *б* – установка лопасти клепаного вентилятора по отношению к плоскости вращения; *в* – литой

Привод может быть осуществлен либо клиноременной передачей от шкива коленчатого вала, либо через систему зубчатых колес, непосредственно от зубчатого колеса распределительного вала. На некоторых переднеприводных автомобилях устанавливают электровентиляторы. Включение электровентилятора осуществляется от датчика температуры охлаждающей жидкости.

Частота вращения вентилятора с приводом от коленчатого или распределительного вала и, соответственно, его производительность в зависимости от температуры охлаждающей жидкости регулируется с помощью муфт (вязкостных, гидравлических и др.).

Регулирование количества теплоты, отводимой от двигателя в окружающее пространство в единицу времени, осуществляется изменением массового расхода теплоносителей в жидкостном и воздушном контурах радиатора. Базовым при этом является регулирование производительности по жидкостному контуру, выполняемое с помощью автоматически действующего термостата, включаемого в циркуляционный контур. *Термостат* представляет собой клапан, регулирующий количество циркулирующей через радиатор жидкости. По конструкции термочувствительного элемента различают термостаты с жидким и твердым наполнителем.

Термостат с жидким наполнителем (рис. 6.4) имеет сильфон (гофрированный цилиндр) из тонкой латуни, заполненный легкоиспаряю-

щейся жидкостью (смесью этилового спирта и воды в соотношении 1:3 по объему). К верхней части гофрированного цилиндра штоком соединен клапан термостата.

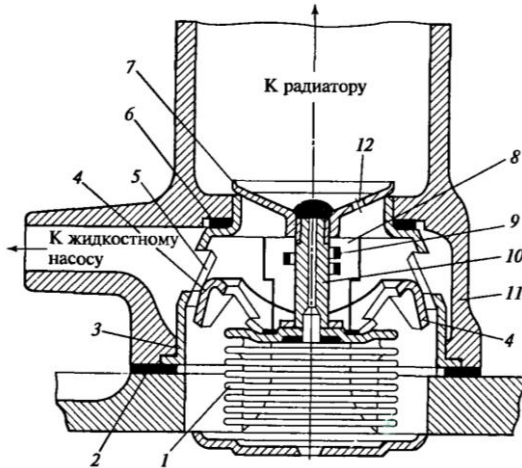


Рис. 6.4. Термостат с жидким наполнителем:

1 – сиффон; 2, 6 – герметизирующие прокладки; 3 – корпус термостата; 4 – перепускной клапан; 5 – окна перепускного клапана; 7 – основной клапан; 8 – кронштейн крепления нижней части сиффона к корпусу; 9 – направляющая штока основного клапана; 10 – шток основного клапана; 11 – выходной патрубок; 12 – отверстие для выхода воздуха при заполнении системы охлаждающей жидкостью

При температуре охлаждающей жидкости ниже $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ гофрированный цилиндр находится в сжатом состоянии, клапан термостата при этом закрыт, а охлаждающая жидкость, проходя через окна перепускного клапана, циркулирует через перепускной канал (шланг) по малому кругу, минуя радиатор.

С повышением температуры охлаждающей жидкости смесь в сиффоне подогревается и начинает испаряться, давление нем увеличивается, и сиффон удлиняется. При этом клапан термостата приоткрывается и жидкость начинает циркулировать по большому кругу. При температуре выше $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ клапан термостата открывается полностью, и вся жидкость циркулирует через радиатор.

Такие термостаты имеют ограниченный ресурс вследствие образования микроскопических усталостных трещин в стенках сиффона и потери им герметичности.

Этого недостатка в значительной мере лишен термостат с твердым наполнителем (рис. 6.5). Термостат с твердым наполнителем состоит

из капсулы, заполненной активной массой (обычно смесью нефтяного воска и медного порошка), закрытой резиновым буфером-мембраной, и штоком, упирающимся в регулировочный винт, расположенный в верхней рамке термостата, кольцо которой образует седло для основного клапана. Через направляющее кольцевое отверстие в нижней рамке термостата проходит конец капсулы, на котором закреплен перепускной клапан, зафиксированный упругим кольцом и пружиной.

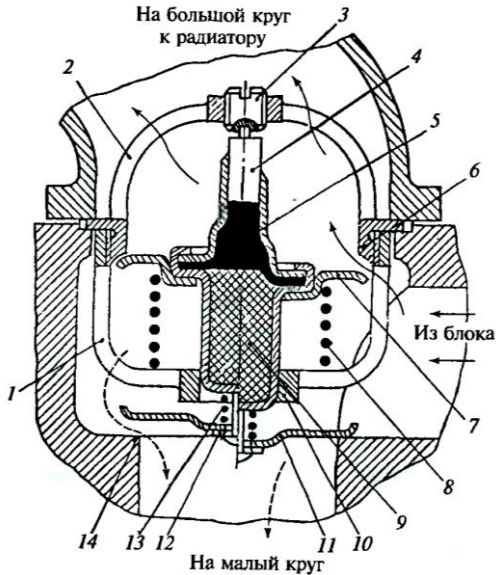


Рис. 6.5. Термостат с твердым наполнителем:

1 – нижняя рамка термостата; 2 – верхняя рамка термостата; 3 – регулировочный винт; 4 – шток; 5 – резиновый буфер-мембрана; 6 – седло основного клапана; 7 – основной клапан; 8 – пружина основного клапана; 9 – капсула с активной массой; 10 – направляющее кольцевое отверстие; 11 – перепускной клапан; 12 – фиксирующее кольцо перепускного клапана; 13 – пружина перепускного клапана; 14 – седло перепускного клапана

При температуре охлаждающей жидкости (70 ± 2) °C активная масса начинает плавиться и расширяется. При этом шток, упирающийся в регулировочный винт, отжимает капсулу вместе с основным клапаном от седла и открывает проход жидкости к радиатору. Одновременно нижний конец капсулы с перепускным клапаном перекрывает циркуляцию жидкости по малому кругу. Полное открытие основного клапана происходит при температуре (83 ± 2) °C. Т.е. при температуре 68–85 °C клапаны термостата, изменяя свое положение, регулируют в заданных пределах количество охлаждающей жидкости, проходящей

через радиатор, поддерживая тем самым нормальный температурный режим работы двигателя.

Радиатор, являющийся теплообменным узлом, предназначен для передачи теплоты от охлаждающей жидкости потоку воздуха. Конструкция радиаторов реализуется по следующим компоновочным схемам: с вертикальным, горизонтальным и наклонным расположением бачка. Наибольшее распространение получили радиаторы с естественным (вертикальным) направлением потока охлаждающей жидкости. Обычно радиаторы устанавливаются перед двигателем, но при значительных габаритах могут располагаться в другом месте (например, сбоку от двигателя).

Радиатор состоит из верхнего и нижнего бачков (либо левого и правого при горизонтальном расположении радиатора) и теплорассеивающей сердцевинки, наружная поверхность которой обдувается воздухом, рассеивающим теплоту, полученную жидким теплоносителем (охлаждающей жидкостью) от нагретых деталей двигателя.

Количество воздуха, проходящего через сердцевинку, регулируется створками-жалюзи, установленными в специальной рамке на каркасе радиатора. Они представляют собой набор узких пластин и снабжены шарнирным устройством, обеспечивающим их поворот из кабины водителя. В радиаторах применяют в основном трубчато-пластинчатые или трубчато-ленточные сердцевинки (рис. 6.6).

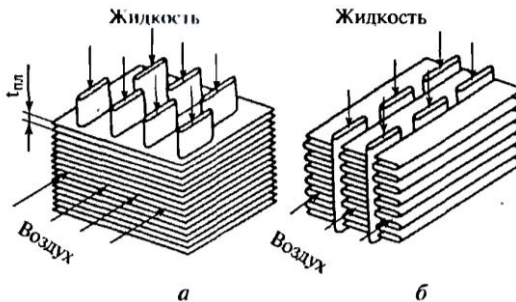


Рис. 6.6. Теплорассеивающая сердцевина радиаторов:
а – трубчато-пластинчатого; б – трубчато-ленточного

Трубчато-пластинчатая сердцевина состоит из 3–4 рядов трубок овального сечения, изготовляемых из латуни или алюминиевого сплава, к которым припаяны поперечно расположенные пластины из того же материала, увеличивающие поверхность охлаждения.

Трубчато-ленточная сердцевина состоит из плоских латунных трубок, между рядами которых размещаются широкие зигзагообразные

медные ленты, имеющие специальные выштамповки, искривляющие воздушный канал и повышающие эффективность отдачи теплоты потоку воздуха. Радиаторы с трубчато-ленточной сердцевиной получили широкое распространение и устанавливаются на большинстве двигателей.

В трубчато-пластинчатых радиаторах может выполняться коридорное и шахматное расположение охлаждающих трубок по отношению к потоку охлаждающего воздуха, а также шахматное под углом к потоку. В трубчато-ленточных радиаторах – только коридорное.

В современных системах охлаждения закрытого типа горловина радиатора с установленной в ней пароотводной трубкой герметически закрывается пробкой. Т.к. давление в такой системе охлаждения несколько больше атмосферного, то температура кипения жидкости составляет 108–119 °С. Она меньше испаряется и реже закипает, что обеспечивает более длительную работу двигателя без дозаправки и перегрева.

Герметичность закрытия горловины радиатора пробкой достигается упорной гофрированной шайбой и пружиной, а сообщение системы охлаждения с атмосферой происходит через паровой и воздушный клапаны (рис. 6.7). При избыточном давлении паровой клапан открывается, и пар или жидкость поступает к пароотводной трубке. Из-за разрежения, возникающего после выхода пара, давление в системе снижается, и открывается воздушный клапан, что предохраняет верхний бачок радиатора от деформации под действием давления воздуха.

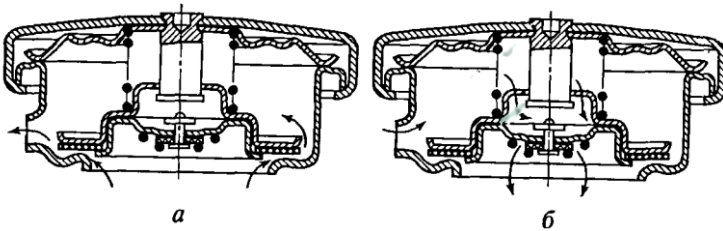


Рис. 6.7. Пробка радиатора с открытым клапаном:
а – паровым; б – воздушным

На двигателях большинства автомобилей устанавливают расширительный бачок, служащий для поддержания постоянного объема циркулирующей жидкости. Для контроля уровня жидкости в бачке может использоваться контрольная метка, кран или электронный датчик. В пробке расширительного бачка или в пробке радиатора размещаются выпускной и впускной клапаны, устройство и принцип действия которых аналогичны паровому и воздушному клапанам.

При избыточном давлении в системе охлаждения открывается выпускной клапан и пар или жидкость по трубопроводу отводится в расширительный бачок. По мере понижения температуры двигателя объем охлаждающей жидкости уменьшается, вследствие чего создается разрежение, под действием которого открывается впускной клапан, и жидкость из расширительного бачка поступает обратно в радиатор, в результате объем жидкости в системах охлаждения поддерживается постоянным.

Охлаждающую жидкость сливают через сливные краны, расположенные, соответственно, на нижнем патрубке радиатора и в нижней части блок-картера. При этом пробки радиатора и расширительного бачка должны быть открытыми.

В большинстве автотракторных двигателей *воздушного охлаждения* применяется система с принудительным нагнетанием воздуха в межреберные каналы головок и цилиндров. При этом расход воздуха регулируется дефлектирующими элементами (рис. 6.8).

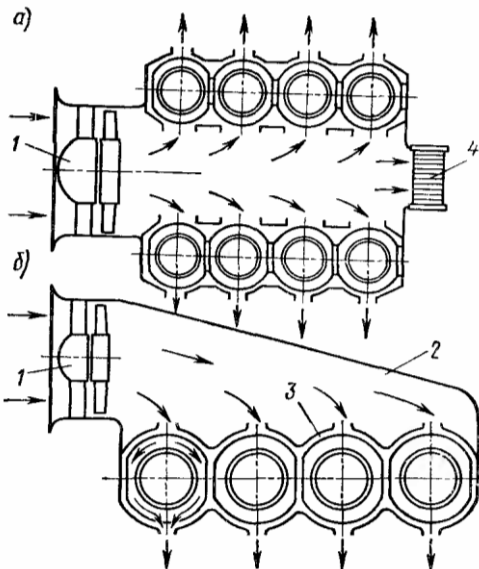


Рис. 6.8. Схемы циркуляции охлаждающего воздуха в двигателях воздушного охлаждения: а – V-образном; б – рядном; 1 – вентилятор; 2 – кожух; 3 – дефлектор; 4 – масляный радиатор

Для обеспечения высоких скоростей циркуляции воздуха применяют высокоэффективные осевые вентиляторы с большим числом профилированных лопаток. Полный напор, развиваемый такими вентиляторами, достигает 1–2,5 кПа.

Форма и размеры охлаждающих ребер должны обеспечивать требуемую теплоотдачу при минимальном аэродинамическом сопротивлении. Чаще всего используются трапециевидные ребра, которые удобны в производстве и имеют высокую тепловую эффективность.

Порядок выполнения работы

1. Изучить и произвести описание схемы системы охлаждения выбранного двигателя, а также конструкции и принципа работы основных механизмов, входящих в систему охлаждения.

2. Определить количество теплоты, передаваемое охлаждающей среде, Вт

$$Q_{\text{в}} = c i D^{1+2m} n^m \frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha H_u}, \quad (6.1)$$

где c – коэффициент пропорциональности; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; m – показатель степени; H_u – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг; ΔH_u – количество теплоты, потерянное из-за химической неполноты горения, Дж/кг; α – коэффициент избытка воздуха.

Для четырехтактных двигателей коэффициент пропорциональности может быть принят в пределах $c = 0,45-0,53$, а показатель степени – $m = 0,5-0,7$.

Значения теплоты сгорания, потерь теплоты из-за химической неполноты горения и коэффициента избытка воздуха определяются в ходе теплового расчета двигателя.

3. Определить циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения, м³/с

$$V_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}}}, \quad (6.2)$$

где $c_{\text{ж}}$ – средняя массовая теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К); $\rho_{\text{ж}}$ – средняя плотность жидкости, кг/м³; $\Delta T_{\text{ж}}$ – температурный перепад жидкости в радиаторе, К.

В учебных расчетах могут быть приняты $c_{\text{ж}} = 4187$ Дж/(кг·К); $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³. Температурный перепад жидкости в радиаторе составляет $\Delta T_{\text{ж}} = 6-12$ К.

4. Определить расчетную производительность жидкостного насоса, м³/с

$$V_{\text{ж.р}} = \frac{V_{\text{ж}}}{\eta}, \quad (6.3)$$

где η – объемный КПД насоса.

Объемный КПД жидкостного насоса системы охлаждения двигателя составляет $\eta = 0,8-0,9$.

5. Определить наружный радиус входного канала насоса, м

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{ж.п}}{\pi c_1} + r_0^2}, \quad (6.4)$$

где c_1 – абсолютная скорость жидкости на входе в крыльчатку, м/с; r_0 – радиус втулки крыльчатки, м.

Величина абсолютной скорости жидкости на входе в крыльчатку находится в пределах $c_1 = 1-2$ м/с. Радиус втулки крыльчатки жидкостного насоса системы охлаждения двигателя обычно составляет $r_0 = 20-22$ мм.

6. Определить окружную скорость потока жидкости на выходе из колеса, м/с

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{P_H}{\rho_{ж} \eta_r}}, \quad (6.5)$$

где α_2 – угол между абсолютной c_2 и окружной u_2 скоростями жидкости на выходе из крыльчатки; β_2 – угол между относительной скоростью w_2 и касательной к окружности на радиусе r_2 ; p_H – напор, создаваемый насосом, Па; η_r – гидравлический КПД насоса.

При построении профиля лопатки крыльчатки принимают равными углы $\alpha_2 = 8-12^\circ$, $\beta_2 = 35-50^\circ$ (рис. 6.9). Напор, создаваемый жидкостным насосом системы охлаждения, обычно составляет $p_H = 50-150$ кПа, а его гидравлический КПД находится в пределах $\eta_r = 0,6-0,7$.

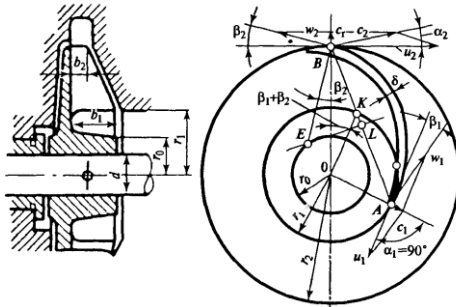


Рис. 6.9. Расчетная схема жидкостного насоса

7. Определить наружный радиус крыльчатки, м

$$r_2 = \frac{30u_2}{\pi n_n}, \quad (6.6)$$

где n_n – частота вращения крыльчатки, мин^{-1} .

При приводе насоса от коленчатого вала двигателя передаточное отношение равно $i_n = 1,0-1,5$.

8. Определить радиальную скорость жидкости на выходе из крыльчатки, м/с

$$c_r = \frac{p_n \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{\text{ж}} \eta_r u_2}. \quad (6.7)$$

9. Определить окружную скорость крыльчатки на радиусе r_1 , м/с

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2}. \quad (6.8)$$

10. Определить угол β_1 между вектором относительной скорости жидкости на входе w_1 и касательной к окружности крыльчатки на радиусе r_1 . При условии, что угол α_1 между абсолютной c_1 и окружной u_1 скоростями жидкости на входе в крыльчатку равен 90° , угол β_1 может быть определен из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}. \quad (6.9)$$

11. Определить ширину лопаток на входе и на выходе соответственно, м

$$b_1 = \frac{V_{\text{ж.р}}}{c_1 \left(2\pi r_1 - \frac{z \delta_1}{\sin \beta_1} \right)}; \quad (6.10)$$

$$b_2 = \frac{V_{\text{ж.р}}}{c_r \left(2\pi r_2 - \frac{z \delta_2}{\sin \beta_2} \right)}, \quad (6.11)$$

где z – число лопаток крыльчатки; δ_1, δ_2 – толщина лопаток соответственно на входе и на выходе, м.

Число лопаток крыльчатки обычно составляет $z = 4-8$. Толщина лопаток на входе $\delta_1 = 2-4$ мм, а на выходе – $\delta_2 = 2-6$ мм.

12. Определить мощность, затрачиваемую на привод насоса, Вт

$$N_{\text{в}} = \frac{p V_{\text{ж.р}}}{\eta_{\text{м}}}, \quad (6.12)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД насоса.

Величина механического КПД насоса современных автомобильных и тракторных двигателей лежит в пределах $\eta_{\text{м}} = 0,70-0,90$.

13. Занести полученные в ходе расчетов характеристики жидкостного насоса в табл. 6.1.

14. Определить массовый расход воздуха, проходящего через радиатор, кг/с

$$G_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}}(t''_{\text{возд}} - t'_{\text{возд}})}, \quad (6.13)$$

где $c_{\text{возд}}$ – средняя массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $t'_{\text{возд}}, t''_{\text{возд}}$ – температура воздуха соответственно перед радиатором и после него, °С.

Средняя изобарная массовая теплоемкость воздуха $c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/(кг·К). Повышение температуры воздуха в решетке радиатора составляет $\Delta T_{\text{возд}} = \Delta t_{\text{возд}} = t''_{\text{возд}} - t'_{\text{возд}} = 20\text{--}30$ К.

15. Определить массовый расход жидкости, проходящей через радиатор, кг/с

$$G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}. \quad (6.14)$$

16. Определить среднюю температуру охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор, К

$$T_{\text{возд}} = \frac{T'_{\text{возд}} + (T'_{\text{возд}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2}. \quad (6.15)$$

Расчетная температура воздуха перед радиатором принимается равной $T'_{\text{возд}} = 313$ К.

17. Определить среднюю температуру жидкости в радиаторе, К

$$T_{\text{ж}} = \frac{T'_{\text{ж}} + (T'_{\text{ж}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2}, \quad (6.16)$$

где $T'_{\text{ж}}$ – температура жидкости перед радиатором, К.

Оптимальное значение температуры жидкости перед радиатором принимается в интервале $T'_{\text{ж}} = 353\text{--}368$ К.

18. Задаться значением коэффициента теплопередачи в жидкостном радиаторе. По среднестатистическим данным величина коэффициента теплопередачи находится в пределах: для радиаторов легковых автомобилей $K = 140\text{--}180$ Вт/(м²·К); для радиаторов грузовых автомобилей и тракторов $K = 80\text{--}100$ Вт/(м²·К).

19. Определить поверхность охлаждения радиатора, м²

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K(T_{\text{ж}} - T_{\text{возд}})}. \quad (6.17)$$

20. По среднестатистическим данным, пользуясь эмпирическими зависимостями, определить размеры фронтальной поверхности радиатора, м

$$B = 0,345 + 2,2 \cdot 10^{-3} N_{\text{енюм}}; \quad (6.18)$$

$$\frac{H}{B} = 0,555 + 1,8 \cdot 10^{-3} N_{\text{еном}}, \quad (6.19)$$

где $N_{\text{еном}}$ – номинальная мощность двигателя, кВт.

21. Определить глубину радиатора, м

$$L = \frac{F}{\varphi HB}, \quad (6.20)$$

где φ – коэффициент компактности, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

Значения коэффициента компактности находятся в пределах: для автомобилей $\varphi = 600\text{--}1000 \text{ м}^2/\text{м}^3$; для тракторов $\varphi = 370\text{--}600 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

22. Значение полученной расчетной площади поверхности теплообмена в жидкостном радиаторе, а также его габариты занести в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Показатели механизмов системы охлаждения двигателя

Показатель	Обозначение	Размерность	Величина
Расчетная производительность жидкостного насоса	$V_{\text{ж.р}}$	$\text{м}^3/\text{с}$	
Мощность, затрачиваемая на привод жидкостного насоса	$N_{\text{в}}$	кВт	
Поверхность теплообмена жидкостного радиатора	F	м^2	
Габариты жидкостного радиатора:			
ширина	B	м	
высота	H	м	
глубина	L	м	

Контрольные вопросы

1. Каково назначение системы охлаждения ДВС?
2. Какой тепловой режим является оптимальным для двигателей внутреннего сгорания?
3. Проведите сопоставление различных типов систем охлаждения.
4. По какому пути осуществляется циркуляция жидкости в системе охлаждения при нормальном тепловом режиме двигателя?
5. По какому пути осуществляется циркуляция жидкости в системе охлаждения при пуске и работе непрогретого двигателя?
6. Назначение, конструкции и принцип работы наиболее распространенных жидкостных насосов системы охлаждения.

7. Назначение и типы вентиляторов системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания.
8. С какой целью в системах охлаждения ДВС используется термостат?
9. Опишите конструкцию и принцип действия термостатов с жидким наполнителем.
10. Опишите конструкцию и принцип действия термостатов с твердым наполнителем.
11. Каким образом осуществляется регулирование количества теплоты, отводимой от двигателя в окружающее пространство?
12. Назначение, особенности конструкции и принцип работы жидкостного радиатора.
13. Каким образом в жидкостной системе охлаждения поддерживается постоянный объем циркулирующей жидкости?

Заключение

В учебном пособии приведена краткая информация о назначении, устройстве и работе основных механизмов (кривошипно-шатунного, газораспределительного) и систем (питания, смазки, охлаждения) двигателя внутреннего сгорания. Рассмотрены конструкции и принцип действия основных элементов, входящих в состав перечисленных механизмов и систем. Приведены краткие теоретические сведения по кинематике и динамике кривошипно-шатунного механизма.

В пособии рассмотрены методики проведения расчета кинематики поршня, а также расчета динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя. Представлены основы прочностного расчета элементов кривошипно-шатунного механизма ДВС, расчеты элементов систем питания, смазки и охлаждения ДВС.

Знания, умения и навыки, полученные студентами в ходе выполнения лабораторных работ, необходимы будущим инженерам для поиска путей совершенствования конструкции двигателя, а также для определения неисправностей в двигателе и принятия решений по их устранению при проведении технического обслуживания и ремонта автомобиля.

Приложения

Приложение 1

Физические и механические свойства материалов, применяемых в двигателестроении

Материал	Модуль нормальной упругости	Термический коэффициент расширения		Предел прочности	Предел усталости при изгибе	Предел усталости при растяжении-сжатии	Предел текучести
		100 °С	200 °С				
Обозначение	$E \times 10^{-5}$	$\alpha \times 10^5$		σ_b	σ_{-1}	σ_{-1p}	σ_T
Размерность	МПа	1/К		МПа	МПа	МПа	МПа
Сталь 45	2,12	1,13	1,24	600–750	250–340	190–250	340
Сталь 45Г2	2,04	1,13	1,19	700–920	310–400	210	420
Сталь 40Г	2,00	1,11	1,17	640–760	250	180	360
Сталь 40Х	2,00	1,10	1,20	750–1050	320–480	240–340	650–950
Сталь 40ХН	2,04	1,18	1,23	1000–1450	460–600	320–420	800–1300
Сталь 18ХНВА	1,65	1,17	1,22	1150–1400	540–620	360–400	850–1200
Бронза	1,15	1,80	–	–	–	–	–
Ковкий чугун	1,70	1,10	–	50–370	–	–	190–380
Высокопрочный чугун ВЧ 45	1,70	1,20	–	450	–	–	330–350

Приложение 2

Коэффициенты приведения асимметричного цикла к равноопасному симметричному

Материал	Изгиб α_σ	Растяжение-сжатие α_σ	Кручение α_τ
Сталь при σ_b , МПа:			
350–450	0,06–0,10	0,06–0,08	0
450–600	0,08–0,13	0,07–0,10	0
600–800	0,12–0,18	0,09–0,14	0–0,08
800–1000	0,16–0,22	0,12–0,17	0,06–0,10
1000–1200	0,20–0,24	0,16–0,20	0,08–0,16
1200–1400	0,22–0,25	0,16–0,23	0,10–0,18
1400–1600	0,20–0,30	0,23–0,25	0,18–0,20
Чугун	0,30–0,70	0,30–0,70	0,50–0,70

Приложение 3

Масштабный коэффициент для конструкционных сталей и высокопрочных чугунов

Масштабные коэффициенты	Размеры детали, мм							
	10*	10–15	15–20	20–30	30–40	40–50	50–100	100–200
$\epsilon_{мс}$	1	1–0,95	0,95– 0,90	0,90– 0,85	0,85– 0,80	0,80– 0,75	0,75– 0,65	0,65– 0,55
$\epsilon_{мт}$	1	1–0,94	0,94– 0,88	0,88– 0,83	0,83– 0,78	0,78– 0,72	0,72– 0,60	0,60– 0,50

* Для деталей размером меньше 10 мм значения $\epsilon_{мс}$ и $\epsilon_{мт}$ могут достигать 1,1–1,2 ($\epsilon_{мс}$ – это ϵ_m при растяжении-сжатии и изгибе, $\epsilon_{мт}$ – это ϵ_m при кручении).

Приложение 4

Коэффициент поверхностной чувствительности для различных состояний поверхности

Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\epsilon_{пс} \approx \epsilon_{пт}$	Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\epsilon_{пс} \approx \epsilon_{пт}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1	Обдувка дробью	1,1–2,0
Шлифование без поверхностного упрочнения	0,97– 0,85	Обкатка роликом	1,1–2,2
Чистовое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,94– 0,80	Цементация	1,2–2,5
Грубое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,88– 0,60	Закалка	1,2–2,8
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76– 0,50	Азотирование	1,2–3,0

Примечание. При поверхностном упрочнении детали вид предварительной механической обработки не влияет на величины $\epsilon_{пс}$ и $\epsilon_{пт}$. С увеличением коэффициента концентраций напряжений k_σ и с уменьшением размеров детали $\epsilon_{пс}$ и $\epsilon_{пт}$ увеличиваются.

Библиографический список

1. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2010. – 464 с.
2. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2011. – 256 с.
3. *Вахламов, В.К.* Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: учебник для студ. учреждений СПО / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский; под ред. А.А. Юрчевского. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов / А.С. Хачиян, К.А. Морозов, В.Н. Луканин и др.; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 311 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 400 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
8. *Ерохов, В.И.* Системы впрыска бензиновых двигателей (конструкция, расчет, диагностика): учебник для вузов / В.И. Ерохов. – М.: Горячая линия–Телеком, 2011. – 552 с.
9. *Колчин, А.И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.
10. *Пузанков А.Г.* Автомобили: Устройство автотранспортных средств: учебник для студ. учреждений СПО / А.Г. Пузанков. – 5-е изд., перераб. – М.: Издательский центр “Академия”, 2008. – 560 с.
11. *Сокол, Н.А.* Основы конструкции автомобиля. Двигатели внутреннего сгорания Ч. 1: учеб. пособие / Н.А. Сокол, С.И. Попов. – Ростов н/Д.: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 113 с.

Содержание

Введение.....	3
Лабораторная работа № 1. Исследование кинематики двигателя внутреннего сгорания.....	4
Лабораторная работа № 2. Исследование динамики двигателя внутреннего сгорания.....	13
Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции механизмов двигателя внутреннего сгорания.....	28
Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции системы питания двигателя внутреннего сгорания.....	62
Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции системы смазки двигателя внутреннего сгорания.....	82
Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания.....	94
Заключение	109
Приложения.....	110
Библиографический список.....	112

Учебное издание

ГУБАРЕВ Артем Викторович

**КОНСТРУКЦИИ И РАБОТА
МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**

Лабораторный практикум

Подписано в печать 06.06.12. Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 6,6. Уч.-изд. л. 7,1.
Тираж 50 экз. Заказ № . Цена р. к.

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете
им. В.Г. Шухова
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46