ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей

4-е издание,
переработанное и дополненное

Под общей редакцией
А.С. ОРЛИНА, М.Г. КРУГЛОВА

Допущено Государственным комитетом СССР по народному образованию в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"

Москва · Машиностроение · 1990

ББК 31.365
Д23
УДК 621.432 (075.8)

Авторы: В. П. АЛЕКСЕЕВ, В. Ф. ВОРОНИН, Л. В. ГРЕХОВ, С. И. ЕФИМОВ, Н. А. ИВАЩЕНКО, В. И. ИВИН, Н. И. КОСТЫ-ГОВ, М. Г. КРУГЛОВ, В. И. КРУТОВ, А. Н. КРЫЛОВ, О. Б. ЛЕО-НОВ, А. А. МЕДНОВ, Г. Н. МИЗЕРНЮК, С. Г. РОГАНОВ, В. С. РОГОВ, В. Ф. ФЕДЮШИН, Н. Д. ЧАЙНОВ, В. К. ЧИСТЯКОВ

Оформление художника А. И. Ро

Рецензент кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Харьковского *политехнического института им. В. И. Ленина*

Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и ра-Д23
бота поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для студентов вузов *по специальности «Двигатели* внутреннего сгорания»/В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп.—М.: Машиностроение, 1990.—288 с.: ил.

ISBN 5-217-00117-8

Описаны история развития двигателестроения, устройство и принципы работы механизмов, систем и двигателей в целом, конструкции конкретных двигателей.

Четвертое издание (3-е изд. 1980 г.) переработано с учетом современного состояния двигателестроения, в него включен материал по двигателям Стирлинга.

Д $\frac{2203050000-529}{038(01)-90}$ КБ-11-16—89 ББК 31.365

ISBN 5-217-00117-8

© Издательство «Машиностроение», 1980
© В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др., 1990, с изменениями

Оглавление

Предисловие 4

Введение. Двигатели внутреннего сгорания как источники энергии . . 5

ГЛАВА 1

Принципы и показатели работы поршневых и комбинированных двигателей 13

§ 1. Принципы работы двигателей 13
§ 2. Показатели и характеристики двигателей 31
§ 3. Принципы регулирования мощности и частоты вращения 38

ГЛАВА 2

Топлива, моторные масла и охлаждающие жидкости для двигателей 41

§ 4. Топлива 41
§ 5. Моторные масла 54
§ 6. Охлаждающие жидкости 60

ГЛАВА 3

Конструкции основных деталей..... 63

§ 7. Основные механизмы и системы двигателей 63
§ 8. Силы, действующие на детали двигателя при его работе 65
§ 9. Поршневая группа 68
§ 10. Шатун и коленчатый вал 72
§ 11. Механизм газораспределения и его детали 79
§ 12. Корпус двигателя 86
§ 13. Механизм передачи мощности от силовой турбины 97

ГЛАВА 4

Агрегаты воздухоснабжения 101

§ 14. Компрессоры 101
§ 15. Газовая турбина 109
§ 16. Турбокомпрессор 110
§ 17. Охладители воздуха . . . 116

ГЛАВА 5

Системы двигателей . . . 120

§ 18. Впускная и выпускная системы 120
§ 19. Топливные системы дизелей 124
§ 20. Топливные системы двигателей с принудительным воспламенением 140
§ 21. Топливные системы газовых двигателей 151
§ 22. Системы зажигания . . . 156
§ 23. Смазочная система и система охлаждения 166
§ 24. Пуск и реверсирование двигателей 181
§ 25. Фильтрация воздуха . . . 186
§ 26. Глушение шума 189
§ 27. Нейтрализация выпускных газов 192
§ 28. Регулирование и автоматизация двигателей 196
§ 29. Техническое диагностирование двигателей 207

ГЛАВА 6

Конструкции поршневых и комбинированных двигателей 212

§ 30. Автомобильные двигатели 212
§ 31. Тракторные двигатели 224
§ 32. Тепловозный комбинированный четырехтактный двигатель 232
§ 33. Комбинированные двухтактные двигатели с противоположно движущимися поршнями 235
§ 34. Судовые комбинированные двигатели 241
§ 35. Мотоциклетный и лодочный двухтактные двигатели 250
§ 36. Роторно-поршневые двигатели 253
§ 37. Двигатели со свободно движущимися поршнями 261
§ 38. Газовый двухтактный мотокомпрессор 264
§ 39. Свайные дизель-молоты 269
§ 40. Авиационный двигатель 273
§ 41. Автомобильный двигатель Стирлинга 277

Предметный указатель . . . 280

Предисловие

Перед двигателестроением поставлены задачи увеличения производства двигателей внутреннего сгорания с повышенными технико-экономическими показателями, расширения и ускорения развития производства мощных тракторов и грузовых автомобилей, а также железнодорожного и водного транспорта с дизелями. Одновременно с этим остро стоит вопрос о повышении экономичности и надежности двигателей внутреннего сгорания.

Для подготовки специалистов *по двигателям* внутреннего сгорания, способных решать указанные задачи, предназначен данный учебник.

Учебник написан коллективом преподавателей кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» МГТУ им. Н. Э. Баумана по программе специальности 1501 «Двигатели внутреннего сгорания». Методика изложения материала базируется на более чем восьмидесятилетнем опыте подготовки инженеров по этим двигателям в МГТУ им. Н. Э. Баумана. Основы методики были заложены В. И. Гриневецким и в дальнейшем успешно развиты Н. Р. Брилингом, Е. К. Мазингом, Д. Н. Вырубовым, А. С. Орлиным, Г. Г. Калишем, Б. Г. Либровичем и другими преподавателями кафедры. Согласно этой методике в учебнике сначала рассматриваются устройство и общие принципы работы двигателей внутреннего сгорания и их систем, а затем — конструкции конкретных двигателей. Материал излагается применительно к поршневым двигателям всех типов и назначений.

В настоящем, четвертом, издании учебника нашли отражение новые вопросы, *ставшие актуальными* в последние годы. К ним относятся использование силовых газовых турбин, снижение токсичности двигателей внутреннего сгорания, применение способов их диагностирования и др. Больше внимания уделено топливам, маслам и охлаждающим жидкостям, так как требования к ним значительно повысились. Кроме того, учтены замечания читателей по третьему изданию учебника.

Авторы с благодарностью примут замечания по четвертому изданию учебника, которые следует направлять по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская, д. 5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, кафедра «Двигатели внутреннего сгорания».

Введение

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ КАК ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ

Особенности двигателей внутреннего сгорания

Двигатели внутреннего сгорания принадлежат к наиболее распространенному типу тепловых двигателей, т. е. таких двигателей, в которых теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, преобразуется в механическую энергию. Тепловые двигатели могут быть разделены на две основные группы:

двигатели внешнего сгорания — паровые машины, паровые турбины, двигатели Стирлинга и т. п. Из двигателей этой группы в учебнике рассмотрены только двигатели Стирлинга, так как их конструкции близки конструкциям двигателей внутреннего сгорания;

двигатели внутреннего сгорания. В двигателях внутреннего сгорания процессы сжигания топлива, выделения теплоты и преобразования части ее в механическую работу происходят непосредственно внутри двигателя. К таким двигателям относятся поршневые и комбинированные двигатели, газовые турбины и реактивные двигатели.

Принципиальные схемы двигателей внутреннего сгорания показаны на рис. 1.

У *поршневого двигателя* (рис. 1, *а)* основными деталями являются: цилиндр *2;* крышка (головка) *5* цилиндра; картер *1*; поршень *6;* шатун *7*; коленчатый вал *8;* впускные *3* и выпускные *4* клапаны. Топливо и необходимый для его сгорания воздух вводятся в объем цилиндра двигателя, ограниченный днищем крышки, стенками цилиндра и днищем поршня. Образующиеся при сгорании газы высокой температуры и давления давят на поршень *6* и перемещают его в цилиндре *2.* Поступательное движение поршня через шатун 7 преобразуется во вращательное коленчатым валом *8,* расположенным в картере. В связи с возвратно-поступательным движением поршня сгорание топлива в поршневых двигателях возможно лишь периодически последовательными порциями, причем сгоранию каждой порции должен предшествовать ряд подготовительных процессов.

В *газовых турбинах* (рис. 1, б) сжигание топлива происходит в специальной камере сгорания *10.* Топливо в нее подается насосом *9* через форсунку. Воздух, необходимый для горения, нагнетается в камеру сгорания компрессором *13,* установленным на одном валу с рабочим колесом газовой турбины *12.* Продукты сгорания через направляющий аппарат *11* поступают в газовую турбину *12.*

Газовая турбина, имеющая рабочие органы в виде лопаток специального профи-ля, расположенных на диске и образующих вместе с последним вращающееся рабочее колесо, может работать с высокой частотой вращения. Применение в турбине нескольких последовательно расположенных рядов лопаток (многоступенчатые турбины) позволяет более полно использовать энергию горячих газов. Однако газовые турбины пока уступают по экономичности поршневым двигателям внутреннего сгорания, особенно при работе с неполной нагрузкой, и, кроме того, отличаются большой теплонапряженностью лопаток рабочего колеса, обусловленной их непре-

По общепринятой терминологии под двигателями внутреннего сгорания понимают поршневые двигатели, которые были первыми тепловыми машинами внутреннего сгорания.

рывной работой в среде газов с высокой температурой. При снижении температуры газов, поступающих в турбину, для повышения надежности лопаток уменьшается мощность и ухудшается экономичность турбины. Газовые турбины широко используются в качестве вспомогательных агрегатов в поршневых и реактивных двигателях, а также как самостоятельные силовые установки. Применение жаростойких материалов и охлаждения лопаток, усовершенствование термодинамических схем газовых турбин позволяют улучшить их показатели и расширить область использования.

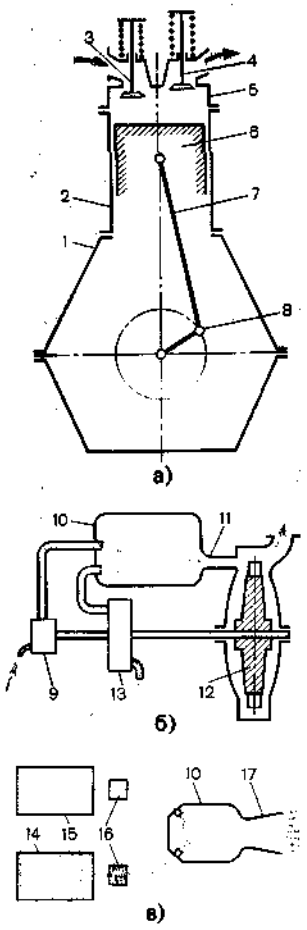


Рис. 1.
Схемы двигателей внутреннего сгорания

В *жидкостных реактивных двигателях* (рис. 1,в) жидкое топливо и окислитель тем или иным способом (например, насосами *16)* подаются под давлением из баков *14* и *15* в камеру сгорания *10.* Продукты сгорания расширяются в сопле *17* и вытекают в окружающую среду с большой скоростью. Истечение газов из сопла является причиной возникновения реактивной тяги двигателя.

Положительным свойством реактивных двигателей следует считать то, что реактивная тяга их почти не зависит от скорости движения установки, а мощность ее возрастает с увеличением скорости поступления в двигатель воздуха, т. е. с повышением скорости движения. Это свойство используют при применении турбореактивных двигателей в авиации. Основные недостатки реактивных двигателей — относительно низкая экономичность и сравнительно небольшой срок службы.

Комбинированными двигателями внутреннего сгорания называются двигатели, состоящие из поршневой части и нескольких компрессионных и расширительных машин (или устройств), а также устройств для подвода и отвода теплоты, объединенных между собой общим рабочим телом. В качестве поршневой части комбинированного двигателя используется поршневой двигатель внутреннего сгорания.

Энергия в такой установке передается потребителю валом поршневой части, или валом другой расширительной машины, или обоими валами одновременно. Число компрессионных и расширительных машин, их типы и конструкции, связь их с поршневой частью и между собой определяются назначением комбинированного двигателя, его схемой и условиями эксплуатации. Наиболее компактны и экономичны комбинированные двигатели, в которых продолжение расширения выпускных газов поршневой части осуществляется в газовой турбине, а предварительное сжатие свежего заряда производится в центро-

бежном или осевом компрессоре (последний пока не получил распространения), причем мощность потребителю обычно передается через коленчатый вал поршневой части.

Поршневой двигатель и газовая турбина в составе комбинированного двигателя удачно дополняют друг друга: в первом наиболее эффективно в механическую работу преобразуется теплота малых объемов газа при высоком давлении, а во второй наилучшим образом используется теплота больших объемов газа при низком давлении.

Комбинированный двигатель, одна из широко распространенных схем которого показана на рис. 2, состоит из поршневой части *1*, в качестве которой используется поршневой двигатель внутреннего сгорания, газовой турбины *2* и компрессора *3*. Выпускные газы после поршневого двигателя, имеющие еще высокие температуру и давление, приводят во вращение лопатки рабочего колеса газовой турбины, которая передает крутящий момент компрессору. Компрессор засасывает воздух из атмосферы и под определенным давлением нагнетает его в цилиндры поршневого двигателя. Увеличение наполнения цилиндров двигателя воздухом путем повышения давления на впуске называют наддувом. При наддуве плотность воздуха повышается и, следовательно, увеличивается свежий заряд, заполняющий цилиндр при впуске, по сравнению с зарядом воздуха в том же двигателе без наддува.

Для сгорания топлива, вводимого в цилиндр, требуется определенная масса воздуха (для полного сгорания 1 кг жидкого топлива теоретически необходимо около 15 кг воздуха). Поэтому чем больше воздуха поступит в цилиндр, тем больше топлива можно сжечь в нем, т. е. получить большую мощность.

Наиболее экономичными являются поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания, получившие широкое применение в транспортной и стационарной энергетике. Они имеют достаточно большой срок службы, сравнительно небольшие габаритные размеры и массу, высокую экономичность, их характеристики хорошо согласуются с характеристиками потребителя. Основным недостатком двигателей следует считать возвратно-поступательное движение поршня, связанное с наличием кривошипно-шатунного меха-

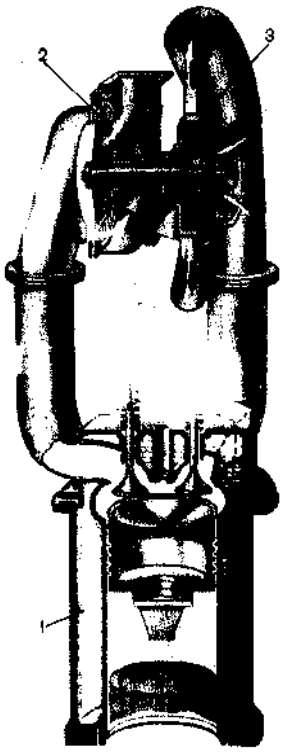


Рис. 2.
Схема комбинированного двигателя

Основные преимущества комбинированного двигателя — малые объем и масса, приходящаяся на 1 кВт, а также высокая экономичность, часто превосходящая экономичность обычного поршневого двигателя.

низма, усложняющего конструкцию и ограничивающего возможность повышения частоты вращения, особенно при значительных размерах двигателя.

В учебнике рассматриваются поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания, получившие широкое распространение.

Из истории развития двигателестроения

Первый промышленный двигатель внутреннего сгорания был построен во Франции в 1860 г. Ленуаром. Это был двухтактный двигатель с золотниковым газораспределением, работавший на светильном газе с воспламенением от электрической искры. В 1876 г. немецкий инженер Отто создал четырехтактный газовый двигатель, который расходовал газа в 2 раза меньше, чем двигатель Ленуара. Благодаря этому двигатель получил широкое распространение в промышленности. В двигателях использовались различные газы: светильный, генераторный, доменный, природные и попутные, нефтяные.

В России производство газовых двигателей началось в 1908 г. сначала на Коломенском, а затем и на других заводах.

Стационарные двигатели, работающие на керосине и более тяжелых сортах топлива, появились в ряде стран в период с 1884 по 1890 г. Зажигание смеси топлива и воздуха в этих двигателях осуществлялось при помощи соединенного с камерой сгорания калоризатора, представляющего собой полый массивный шар, на раскаленную поверхность которого подавалось топливо. Подобные двигатели в России стали выпускаться с 1890 г. (их часто называли «нефтянками»); они имели широкое распространение. Это были неэкономичные двигатели с удельным эффективным расходом топлива свыше 0,4 кг/(кВт-ч).

Двухтактный калоризаторный двигатель завода Э. Нобеля (ныне «Русский дизель») в 1893 г. получил высшую награду на Всемирной выставке в Чикаго. В 1899 г. тот же завод выпустил первый промышленный четырехтактный двигатель с воспламенением от сжатия, который в отличие от двигателя, построенного Р. Дизелем (1897 г.), работал не на керосине, а на сырой нефти. Двигатель расходовал топлива всего 0,3 кг/(кВт-ч), т. е. почти на 30 % меньше расхода топлива керосиновыми двигателями, и отличался оригинальностью конструкции. Только с переходом на сырую нефть и тяжелое нефтяное топливо двигатель с воспламенением от сжатия (дизель) получил признание как наиболее экономичный двигатель, что обусловило широкое его распространение во всех странах мира.

В России с самого начала производства дизелей развернулись работы по созданию отечественных оригинальных конструкций. К их числу относится первый реверсивный судовой четырехтактный дизель мощностью около 89 кВт, построенный в 1908 г. В этом же году Коломенский завод выпустил горизонтальный двухтактный реверсивный дизель с противоположно движущимися поршнями, намного опередив фирмы Юнкере и Фербенкс-Морзе, которые значительно позднее стали производить двигатели такого типа. В 1911 г. был построен наиболее легкий для того времени V-образный дизель мощностью 147 кВт с удельной массой 13,6 кг/кВт.

Развитие отечественного двигателестроения сопровождалось разработкой вопросов теории рабочего процесса и конструкции двигателей. Уже в 1906 г. В. И. Гри-

Двигатели внутреннего сгорания появились во второй половине XIX в, что было вызвано развитием промышленности и транспорта, для которых требовался более совершенный источник энергии, чем паровая машина.

невецкий предложил метод теплового расчета рабочего цикла, положенный в основу современной теории процессов двигателей внутреннего сгорания, развитой в дальнейшем Н. Р. Брилингом, Е. К. Мазин-гом, Б. С. Стечкиным и др.

Теоретические основы рабочих процессов комбинированных двигателей и первые их конструкционные схемы были разработаны В. И. Гриневецким (1906 г.) и А. Н. Шелестом (1912 г).

Особенно быстро отечественное двигателестроение стало развиваться после Великой Октябрьской социалистической революции.

За годы первых пятилеток в стране было организовано производство двигателей для различных областей народного хозяйства: автомобилестроения, тракторостроения, авиации, морского и речного флота, железнодорожного транспорта, строительного и дорожного машиностроения и т. п. С 1928 по 1941 г. заводами был освоен выпуск 14 новых типов дизелей многих модификаций. Среди этих дизелей были судовые дизели мощностью 1470 и 3100 кВт и др.

Были созданы специальные научно-исследовательские институты и конструкторские организации на заводах, в которых широким фронтом развернулись конструкторские и исследовательские работы по созданию новых образцов двигателей внутреннего сгорания, в том числе и комбинированных. Широкую известность получили комбинированные двигатели внутреннего сгорания конструкции В. Я. Климова, В. А. Константинова, А. А. Микулина, А. Д. Чаромского, А. Д. Швецова, В. М. Яковлева и др.

После 1945 г. были созданы и постоянно совершенствуются поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания различных типов. Можно отметить разработанные семейства тракторных и автомобильных дизелей с воздушным и водяным охлаждением, в том числе комбинированные двигатели с цилиндровой мощностью 73,5 и 147 кВт, тепловозные дизели с газотурбинным наддувом мощностью 890...4450 кВт, двигатели для быстроходных судов мощностью 890...2225 кВт и многие другие.

Одной из характерных особенностей развития двигателестроения является широкое применение газотурбинного наддува, что позволяет значительно улучшить технико-экономические показатели двигателей. Этому способствовали работы Центрального научно-исследовательского дизельного института по созданию типоразмерного ряда турбокомпрессоров и налаживанию их специализированного производства на ряде заводов.

Значительное развитие получила теория рабочих процессов. В ней появились новые разделы, посвященные согласованию характеристик составных элементов комбинированных двигателей между собой, расчету газодинамических процессов неустановившегося потока в газовоздушном тракте двигателя, прогнозированию теплонапряженности основных деталей и т. п. Достижения в области ЭВМ дали возможность успешно использовать математическое моделирование и системы автоматизированного проектирования при создании и доводке комбинированных двигателей.

Характеристика двигателей внутреннего сгорания как источников энергии

Быстрое распространение двигателей внутреннего сгорания в промышленности, на транспорте, в сельском хозяйстве и стационарной энергетике было обусловлено следующим.

Осуществление рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания в одном цилиндре (в одной полости) с малыми потерями теплоты и значительным перепадом температур и давлений между источником теплоты и холодным источником обеспечивает высокую экономичность этих двигателей. Высокая экономичность является одним из положительных качеств двигателей внутреннего сгорания.

Среди двигателей внутреннего сгорания дизель в настоящее время является таким двигателем, который преобразует химиче-

скую энергию топлива в механическую работу с наиболее высоким КПД в широком диапазоне изменения мощности. Это качество дизелей особенно важно, если учесть, что запасы нефтяных топлив ограниченны.

К положительным особенностям двигателей внутреннего сгорания следует отнести также то, что они могут быть соединены практически с любым потребителем анергии. Это объясняется возможностями получения соответствующих характеристик изменения мощности и крутящего момента этих двигателей. Двигатели успешно используются на автомобилях, тракторах, сельскохозяйственных машинах, тепловозах, судах, электростанциях и т. п., т. е. двигатели внутреннего сгорания отличаются широкой областью применения.

Сравнительно невысокая стоимость изготовления, компактность и малая масса двигателей внутреннего сгорания позволили широко применять их в силовых установках.

Установки с двигателем внутреннего сгорания обладают большой автономностью. Даже самолеты с двигателями внутреннею сгорания могли летать десятки часов без пополнения топлива. Свидетельством тому являются героические перелеты самолетов АНТ-25 с экипажами, возглавляемыми В. П. Чкаловым и М. М. Громовым, из Москвы через Северный полюс в США. Теплоходы с двигателями внутреннего сгорания могут покрывать расстояния в десятки тысяч миль без захода в порт.

Важным положительным качеством двигателей внутреннего сгорания является возможность их быстрого пуска в обычных условиях. Двигатели, работающие при низких температурах, снабжают специальными устройствами для облегчения и ускорения пуска. После пуска двигатели сравнительно быстро могут принимать полную нагрузку. В эксплуатационных условиях двигателям часто приходится работать на неустановившихся и переходных режимах. Поршневые и комбинированные двигатели достаточно хорошо приспособлены для работы на этих режимах. Двигатели внутреннего сгорания обладают значительным тормозным моментом, что очень важно при использовании их на транспортных установках.

Положительным качеством дизелей является способность одного двигателя работать на многих видах топлива. Так, известны конструкции автомобильных многотопливных дизелей, а также судовых двигателей большой мощности, которые могут работать на различных топливах — от дизельного до котельного мазута.

Наряду с положительными качествами двигатели внутреннего сгорания обладают и рядом недостатков. Среди них: ограниченная по сравнению, например, с паровыми и газовыми турбинами агрегатная мощность; высокий уровень шума; относительно большая частота вращения коленчатого вала при пуске и невозможность непосредственного соединения его с ведущими колесами потребителя; токсичность выпускных газов; возвратно-поступательное движение поршня, ограничивающее частоту вращения и являющееся причиной появления неуравновешенных сил инерции и моментов от них.

Области применения поршневых и комбинированных двигателей

Поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания выпускают мощностью от десятых долей киловатта до нескольких десятков тысяч киловатт. Их применяют в самых различных отраслях народного хозяйства, что объясняется высокой экономичностью этих двигателей и возможностью получения различных характеристик, что очень важно для потребителя.

Двигатель внутреннего сгорания является основным источником энергии на автомобилях различного типа и назначения. Несмотря на успехи развития двигателей других типов, они еще по своим основным характеристикам уступают двигателям внутреннего сгорания и их применение пока носит экспериментальный характер. Мощность автомобильных двигателей

внутреннего сгорания в настоящее время превышает 1500 кВт.

На железнодорожном транспорте поршневые паровые машины почти повсюду заменены электрическим приводом и приводом от двигателей внутреннего сгорания. В нашей стране около половины грузооборота осуществляется тепловозами с двигателями внутреннего сгорания. Известны попытки использования газовых турбин для привода локомотивов, однако они не получили заметного распространения. Единичная мощность тепловозных двигателей составляет около 4400 кВт.

В речном флоте двигатели внутреннего сгорания в настоящее время устанавливают на всех вновь вводимых в эксплуатацию судах.

В морском флоте двигатели внутреннего сгорания также являются основным источником энергии для небольших судов и большей части судов с энергетической установкой мощностью до 20 МВт. За рубежом на судах применяют двигатели внутреннего сгорания мощностью 29,4 МВт, возможен выпуск дизелей мощностью до 37,5 МВт. Широкому распространению дизелей на судах способствует существенное улучшение их экономичности, достигнутое за последние годы, а также то, что в настоящее время дизели большой и средней мощности могут работать на тяжелом топливе, стоимость которого значительно ниже, чем обычного дизельного топлива. В связи с этим использование тяжелого топлива для судовых двигателей, не только основных, но и вспомогательных, будет расширяться.

Появление двигателя внутреннего сгорания обусловило быстрое развитие авиации. За рубежом были созданы комбинированные двигатели внутреннего сгорания мощностью до 3750 кВт. В дальнейшем появились авиационные газотурбинные двигатели, которые позволили резко увеличить скорость самолета. В настоящее время поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания применяются лишь на небольших самолетах (учебных, спортивных, индивидуальных, прогулочных и транспортных).

Поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания широко используют в сельском хозяйстве. На тракторах, самоходных комбайнах и различных сельскохозяйственных машинах устанавливают только двигатели внутреннего сгорания. В нашей стране для этих целей используются дизели (за исключением небольших машин). Мощность тракторных двигателей непрерывно растет и уже достигла 350 кВт и более.

Без двигателей внутреннего сгорания невозможно развитие строительно-дорожного машиностроения; их устанавливают на бульдозерах, скреперах, грейдерах, экскаваторах, самоходных кранах, бетоновозах; они являются приводами бетононасосов, сварочных агрегатов и компрессорных установок.

В стационарной энергетике двигатели внутреннего сгорания широко используют на небольших электростанциях (мощностью в несколько киловатт), энергопоездах и аварийных энергоустановках. Дизельные электростанции могут строиться большой мощности не только для покрытия пиковых нагрузок, но и для работы в качестве базисных.

Двигатели внутреннего сгорания получили большое распространение также в качестве привода компрессоров и насосов для подачи газа, нефти, жидкого топлива по трубопроводам, при производстве разведочных работ, для привода бурильных установок при бурении скважин на газовых и нефтяных промыслах.

Таким образом, двигатели внутреннего сгорания имеют большое значение в народном хозяйстве страны.

Для маркировки двигателей приняты условные обозначения, состоящие из букв и цифр.

Буквы обозначают: Ч — четырехтактный; Д — двухтактный; Р — реверсивный; С — судовой с реверсивной муфтой; П — с редукторной передачей; К — крейцкопфный; Н — с наддувом.

Цифры обозначают: первая — число цилиндров; число перед чертой — диаметр цилиндра в сантиметрах; число за чертой — ход поршня в сантиметрах; послед-

няя цифра — модернизацию (первая, вторая и т. д.) двигателя. В условном обозначении тронкового дизеля отсутствует буква К, а в обозначении нереверсивного дизеля — буква Р.

Примеры условных обозначений следующие. Дизель 8ЧН 14/14 — восьмицилиндровый, четырехтактный, нереверсивный, тронковый, с наддувом, диаметр цилиндра 140 мм, ход поршня 140 мм. Дизель 3ДСП 19/30 трехцилиндровый, двухтактный, тронковый, судовой с реверсивной муфтой и редукторной передачей, диаметр цилиндра 190 мм, ход поршня 300 мм. Дизель 8ДКРН 55/120 — восьмицилиндровый, двухтактный, крейцкопф-ный, реверсивный, с наддувом, диаметр цилиндра 550 мм, ход поршня 1200 мм.

Глава I

ПРИНЦИПЫ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Принципы работы двигателей

Рабочие циклы и способы их осуществления

Как уже отмечалось, в связи с возвратно-поступательным движением поршня сгорание топлива в поршневых двигателях возможно лишь последовательными порциями, причем сгоранию каждой порции должен предшествовать ряд подготовительных процессов.

Совокупность различных процессов, происходящих в цилиндре в определенной последовательности, называется *рабочим циклом;* во время работы двигателя рабочий цикл периодически повторяется.

Вследствие периодичности процессов в цилиндре детали, ограничивающие его пространство, соприкасаются с высокотемпературными газами а течение относительно короткого времени — при сгорании топлива и в начале процесса расширения. В остальных процессах в цилиндре — в процессах выпуска, наполнения и сжатия — температура рабочего тела сравнительно невысокая, а температура свежего заряда не намного выше температуры атмосферного воздуха. Достигаемая при таких условиях в цилиндре температура рабочего тела (продуктов сгорания) — 2500 °С и более — существенно выше температуры, допустимой по условиям термопрочности для обычных конструкционных материалов, а температура наиболее горячих деталей — поршня и выпускных клапанов — в обычных двигателях не превышает 500 °С.

Важную роль в поддержании невысокой средней температуры деталей играет также их охлаждение, которое осуществляется простыми способами.

Таким образом, периодичность процессов в цилиндре, вытекающая из принципа действия поршневого двигателя, и простота способов охлаждения его деталей позволяют осуществлять цикл поршневого двигателя в значительно более широких температурных пределах, чем циклы тепловых двигателей других типов. Из термодинамики известно, что КПД теплового двигателя прямо пропорционален разности температур горячего и холодного источника теплоты; чем она больше, тем выше КПД. Именно этим объясняется, почему поршневой двигатель имеет самый высокий КПД по сравнению с КПД других тепловых двигателей.

Схемы рабочих циклов. Рабочий цикл любого поршневого двигателя внутреннего сгорания может быть выполнен по одной из двух схем, представленных на рис. 3

Рис. 3.
Схемы рабочего цикла двигателей

По схеме рис. 3, *а* рабочий цикл осуществляется следующим образом. Топливо и воздух в определенных соотношениях, необходимых для полного сгорания топлива, хорошо перемешиваются вне цилиндра двигателя и образуют горючую смесь. Полученная смесь поступает в цилиндр (впуск), после чего подвергается сжатию. При сжатии смеси в цилиндре создаются условия, необходимые для сгорания топлива. Во время впуска и сжатия смеси в цилиндре происходят дополнительное перемешивание топлива с воздухом и их нагрев.

Состав смеси характеризуется коэффициентом α избытка воздуха, представляющим собой отношение действительного количества воздуха к теоретически необходимому для полного сгорания топлива и определяемому из стехиометрических соотношений по элементарному составу топлива. При увеличении коэффициента α смесь обедняется, так как уменьшается относительное количество топлива в ней; и наоборот, при уменьшении коэффициента α смесь обогащается.

Подготовленная горючая смесь воспламеняется в цилиндре обычно от электрической искры. Вследствие быстрого сгорания смеси в цилиндре резко повышаются температура и давление, под воздействием которого происходит перемещение поршня в цилиндре. В процессе расширения нагретые до высокой температуры газы совершают полезную работу. Давление, а вместе с ним и температура газов в цилиндре при этом понижаются. После процесса расширения следует очистка цилиндра от продуктов сгорания (выпуск), и рабочий цикл повторяется.

В рассмотренной схеме подготовка смеси воздуха с топливом, т. е. процесс смесеобразования, происходит в основном вне цилиндра, поэтому двигатели, работающие по этой схеме, называют также *двигателями с внешним смесеобразованием.* К таким двигателям относятся карбюраторные двигатели, работающие на бензине, газовые двигатели, а также двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод, т. е. двигатели, в которых применяется топливо, легко испаряющееся и хорошо перемешивающееся с воздухом при обычных условиях.

Сжатие смеси в цилиндре у двигателей с внешним смесеобразованием должно быть таким, чтобы давление и температура в конце сжатия не достигали значений, при которых могли бы произойти преждевременная вспышка или слишком быстрое (детонационное) сгорание. В зависимости от применяемого топлива, состава смеси, условий теплопередачи в стенки и т. д. давление конца сжатия у двигателей с внешним смесеобразованием составляет 1...2 МПа.

Если рабочий цикл двигателя происходит по схеме, описанной выше, то обеспечивается хорошее смесеобразование и использование рабочего объема цилиндра (коэффициент избытка воздуха α = = 0,8...1,1). Однако ограниченность степени сжатия смеси не позволяет улучшить экономичность двигателя.

В случае осуществления рабочего цикла по схеме, показанной на рис. 3, *б,* процесс смесеобразования происходит только внутри цилиндра. Рабочий цилиндр в данном случае заполняется не смесью, а воздухом (впуск), который подвергается сжатию. В конце процесса сжатия в цилиндр через форсунку под большим давлением впрыскивается топливо. При впрыскивании оно мелко распыливается и перемешивается с воздухом. Частицы топлива, соприкасаясь с горячим воздухом, испаряются, образуя топливовоздушную смесь.

Воспламенение смеси при работе двигателя по этой схеме происходит в результате высокого сжатия воздуха до температуры самовоспламенения смеси. Впрыскивание топлива во избежание преждевременного самовоспламенения начинается только в конце сжатия. К моменту самовоспламенения обычно процесс впрыскивания топлива еще продолжается. Смесь, образующаяся при впрыскивании топлива, получается неоднородной, вследствие чего полное сгорание топлива возможно лишь при значительном избытке воздуха (при коэффициенте избытка воздуха α<= <= 1,2...1,4). В результате более высокой

степени сжатия, допустимой при работе двигателя по данной схеме, достигается более высокий КПД.

После сгорания топлива следует процесс расширения и очистка цилиндра от продуктов сгорания (выпуск).

Таким образом, в двигателях, работающих по второй схеме, весь процесс смесеобразования и подготовка горючей смеси к сгоранию происходят внутри цилиндра. Поэтому такие двигатели называют *двигателями с внутренним смесеобразованием.*

Для двигателей с внутренним смесеобразованием могут быть использованы все виды жидкого и газообразного топлива. В подавляющем большинстве эти двигатели работают на жидком топливе. Двигатели, в которых воспламенение топлива происходит в результате высокого сжатия, называют также *двигателями с воспламенением от сжатия* или *дизелями.*

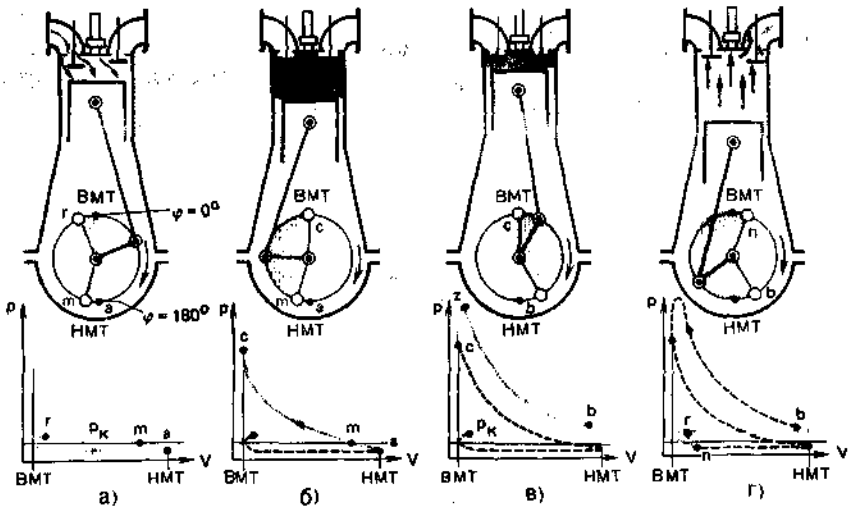
Внутреннее смесеобразование имеют двигатели с впрыскиванием легкого топлива (бензина) и принудительным воспламенением (от электрической искры).

Проводятся также работы по созданию двигателей со смешанным смесеобразованием, у которых небольшой расход топлива впрыскивается во впускной трубопровод (внешнее смесеобразование), а основной расход топлива подается в цилиндр (внутреннее смесеобразование). При таком смесеобразовании снижаются максимальное давление газов в цилиндре и уровень шума при сгорании.

Основные понятия и определения. Прежде чем рассматривать рабочие процессы двигателей, остановимся на основных понятиях и определениях, принятых для двигателей внутреннего сгорания.

Положения кривошипно-шатунного механизма (рис. 4), при которых ось шатуна

Рис. 4. Схема работы четырехтактного двигателя и индикаторные диаграммы



Как при внешнем, так и при внутреннем смесеобразовании рабочий цикл поршневого двигатели состоит из следующих процессов: впуска, сжатия, сгорания и расширения (рабочий ход) и выпуска. Полезная работа совершается лишь в процессе сгораний и расширении.

лежит в плоскости кривошипа ($\varphi = 0^0$ и $\varphi = 180^0$, если оси цилиндра и коленчатого вала совпадают), называют *мертвыми точками,* так как при этих положениях сила, приложенная к поршню, не может вызнать вращательное движение коленчатого вала. Как видно из рис. 4, мертвым точкам соответствуют крайние положения поршня в цилиндре. Крайнее положение поршня, при котором расстояние от него до оси вала достигает максимума ($\varphi = 0°$), называется *внутренней мертвой точкой r* (ВМТ); крайнее положение поршня, при котором расстояние от него до оси вала достигает минимума ($\varphi = 180°$), называется *наружной мертвой точкой* (НМТ).

Расстояние при перемещении поршня из одного крайнего положения в другое называется *кодом S поршня* и соответствует половине оборота коленчатого вала.

Рабочие процессы, совершаемые в течение одного хода поршня (часть рабочего цикла), называют *тактом.*

При перемещении поршня объем внутренней полости цилиндра меняется. Характерными объемами при этом принимаются следующие:

объем V_c внутренней полости цилиндра при положении поршня в ВМТ — объем *камеры сгорания;*

объем V_a внутренней полости цилиндра при положении поршня в НМТ — *полный объем цилиндра;*

объем V_h, описываемый поршнем между мертвыми точками,— *рабочий объем цилиндра,* измеряется обычно в литрах.

Очевидно, что рабочий объем цилиндра

$$V_h = 0{,}25\pi D^2 S,$$

где D — диаметр цилиндра.

Полный объем одного цилиндра $V_a = = V_c + V_h$.

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называют *степенью сжатия* и обозначают

$$\varepsilon_a = V_a/V_c = (V_c + V_h)/V_c = 1 + V_h/V_c.$$

Степень наполнения цилиндра свежим зарядом оценивают *коэффициентом* η_v *наполнения,* который показывает отношение действительного количества G_1 заряда, оставшегося в цилиндре, к тому количеству, которое могло бы заполнить рабочий объем V_h цилиндра при температуре $T_к$ и давлении $p_к$ заряда, т. е.

$$\eta_v = G_1/(\rho_k V_h),$$

где ρ_k — плотность заряда при давлении $p_к$ и температуре $T_к$.

При рассмотрении рабочих процессов в двигателях широко используется диаграмма изменения давления p в цилиндре по ходу поршня за цикл от объема цилиндра — так называемая индикаторная диаграмма (см. рис. 4). Такую диаграмму получают во время испытания двигателя при помощи специального прибора —/индикатора или строят по результатам теоретического расчета рабочего цикла. На индикаторной диаграмме ординаты в определенном масштабе показывают давление p газов в цилиндре, а абсциссы — ход поршня и соответствующий ему объем V цилиндра. Горизонтальные тонкие линии, нанесенные на диаграмме, характеризуют давление $p_к$ перед впускными органами; вертикальными линиями отмечены крайние точки положения поршня (ВМТ и НМТ).

Рабочий цикл в цилиндре двигателя внутреннего сгорания может быть осуществлен за четыре или за два такта. В первом случае *цикл* называют *четырехтактным,* а во втором — *двухтактным.*

Работа четырехтактного двигателя. Рассмотрим сначала двигатель, рабочий цикл которого осуществляется за четыре такта или за два оборота коленчатого вала. Такой двигатель называют четырехтактным.

Цилиндр такого двигателя закрыт крышкой, в которой расположены клапаны для впуска свежего заряда и выпуска продуктов сгорания (выпускных газов). Клапаны удерживаются в закрытом состоянии пружинами, а кроме того, давлением в цилиндре при процессах сжатия, сгорания и расширения. Открываются клапаны в нужные моменты с помощью газораспределительного механизма.

Газораспределительный механизм состоит обычно из рычагов, штанг и толкателей, на которые воздействуют кулачки, сидящие на распределительном валу. Распределительный вал приводится в движение от коленчатого вала двигателя и имеет вдвое меньшую частоту вращения, чем коленчатый вал. Каждый клапан открывается один раз за два оборота коленчатого вала.

Рабочий цикл в четырехтактном двигателе происходит следующим образом.

Первый такт — *впуск.* В начале первого такта поршень находится в положении, близком к ВМТ. Камера сгорания заполнена продуктами сгорания от предыдущего процесса, давление которых несколько больше атмосферного. На индикаторной диаграмме начальному положению поршня соответствует точка r (рис. 4, *а).* При вращении коленчатого вала (в направлении стрелки) шатун перемещает поршень к НМТ, а распределительный механизм открывает впускной клапан и сообщает надпоршневое пространство цилиндра двигателя с впускным трубопроводом. В результате движения поршня к НМТ цилиндр заполняется свежим зарядом (воздухом или горючей смесью). При этом вследствие сопротивления впускной системы и впускных клапанов давление в цилиндре становится на 0,01...0,03 МПа меньше давления $p_к$ перед впускными органами. На индикаторной диаграмме такту впуска соответствует линия *ra.*

Давление перед впускными органами может быть близким к атмосферному в двигателях без наддува или превышать его в зависимости от степени наддува ($p_к$ = 0,13...0,45 МПа) в двигателях с наддувом. При наддуве с увеличением заряда в цилиндре увеличиваются работа за цикл и мощность двигателя, однако при этом возрастают давление и температуры цикла.

Второй такт — *сжатие.* При обратном движении поршня к ВМТ (рис. 4, *б)* происходит сжатие поступившего в цилиндр заряда. Давление и температура сжимаемого заряда повышаются, и при некотором перемещении поршня от НМТ давление в цилиндре становится равным давлению $p_к$ впуска (точка *m* на индикаторной диаграмме). Для улучшения наполнении цилиндра свежим зарядом впускной Клапан некоторое время в начале такта сжатия продолжает оставаться открытым (до точки *m).* Запаздывание закрытия впускного клапана (30...70 ° угла поворота коленчатого вала) позволяет использовать для дозаряда возникающий в цилиндре вакуум, а также кинетическую энергию столба воздуха, движущегося по впускному трубопроводу.

После закрытия клапана при дальнейшем перемещении поршня давление и температура в цилиндре продолжают расти. Давление в конце сжатия (давление p_c в точке с) будет зависеть от степени сжатия, герметичности рабочей полости, теплообмена со стенками, а также от начального давления p_a сжатия.

На воспламенение и сгорание топлива как при внешнем, так и при внутреннем смесеобразовании требуется некоторое время, хотя и очень незначительное. Для наилучшего использования теплоты, выделяющейся при сгорании, необходимо, чтобы сгорание топлива заканчивалось при положении поршня возможно близком к ВМТ . Поэтому воспламенение рабочей смеси от электрической искры в двигателе с внешним смесеобразованием (а также в двигателях с впрыскиванием бензина в цилиндр) или впрыскивание топлива в цилиндр двигателя с внутренним смесеобразованием обычно производится до момента достижения поршнем ВМТ, т. е. с некоторым опережением.

Таким образом, во время второго такта в цилиндре в основном производится сжатие заряда. Кроме того, в начале такта продолжается зарядка цилиндра, а в конце начинается горение топлива. На индикаторной диаграмме второму такту соответствует линия *ас.*

Третий такт — *сгорание и расширение* — происходит при ходе поршня от ВМТ к НМТ (рис. 4,в).

В начале такта интенсивно горит топливо, поступившее в цилиндр и подготовленное к этому в конце второго такта. Вследствие выделения большого количества теп-

лоты температура и давление в цилиндре резко повышаются несмотря на некоторое увеличение внутрицилиндрового объема (линия *cz).* Под действием давления происходит дальнейшее перемещение поршня к НМТ и расширение газов. Во время расширения газы совершают полезную работу, поэтому третий такт называют также *рабочим ходом.* На индикаторной диаграмме третьему такту соответствует линия *czb.*

Четвертый такт — *выпуск.* Во время четвертого такта происходит очистка цилиндра от выпускных газов (рис. 4, *г*). Поршень, перемещаясь от НМТ к ВМТ, вытесняет газы из цилиндра через открытый выпускной клапан. Выпускной клапан начинает открываться в тот момент, когда поршень не доходит до НМТ на 40...60° угла поворота коленчатого вала; давление газов в цилиндре бывает еще достаточно высоким. Вследствие этого уменьшается сопротивление движению поршня во время такта выпуска и улучшается очистка цилиндра. На индикаторной диаграмме четвертому такту соответствует линия *bn.*

Четвертым тактом заканчивается рабочий цикл. При дальнейшем движении поршня в той же последовательности повторяются все процессы цикла.

Только такт сгорания и расширения является рабочим, остальные три такта осуществляются за счет кинетической энергии вращающегося коленчатого вала с маховиком и работы других цилиндров.

Чем полнее будет очищен цилиндр от выпускных газов и чем больше поступит в него свежего заряда, тем больше, следовательно, можно будет получить полезной работы за цикл.

Для улучшения очистки и наполнения цилиндра выпускной клапан закрывается не в конце такта выпуска (в ВМТ), а несколько позднее (при повороте коленчатого вала на 10...50 ° после ВМТ), т. е. в начале первого такта. По этой же причине и впускной клапан открывается с некоторым опережением (за 10...40° до ВМТ, т.е. в конце четвертого такта). Таким образом, в конце четвертого такта в течение некоторого периода могут быть открыты оба клапана. Такое положение называется *перекрытием клапанов.* Оно способствует улучшению наполнения в результате эжектирующего действия потока газов в выпускном трубопроводе.

Работа двухтактного двигателя. Из рассмотрения четырехтактного цикла следует, что четырехтактный двигатель только половину времени, затраченного на цикл, работает как тепловой двигатель (такты сжатия и расширения). Вторую половину времени (такты впуска и выпуска) двигатель работает как насос.

Более полно время, отводимое на рабочий цикл, используется в двухтактных двигателях, в которых рабочий цикл совершается за два такта (за один оборот коленчатого вала). В отличие от четырехтактных двигателей в двухтактных очистка рабочего цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежим зарядом, т. е. процессы газообмена, происходят только при движении поршня вблизи НМТ. При этом очистка цилиндра от выпускных газов осуществляется путем вытеснения их не поршнем, а предварительно сжатым до определенного давления воздухом или горючей смесью. Предварительное сжатие воздуха или смеси производится в специальном продувочном насосе или компрессоре, выполненном в виде отдельного агрегата. В небольших двигателях в качестве продувочного насоса иногда используют внутреннюю полость картера (кривошипная камера) и поршень двигателя.

В процессе газообмена в двухтактных двигателях некоторая часть воздуха или горючей смеси неизбежно удаляется из цилиндра вместе с выпускными газами через выпускные органы. Эта утечка воз-

Соответствие между тактами и промессами является условным, так как большинство процессов и тактов, как правило, не совпадают по времени.

духа или горючей смеси учитывается при выборе подачи продувочного насоса или компрессора.

На рис. 5 показана схема работы двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена. Основными особенностями устройства двигателя этого типа являются:

впускные окна *8,* расположенные в нижней части цилиндра, высота которых составляет около 10...20 % хода поршня; открытие и закрытие впускных окон производится поршнем при его движении в цилиндре;

выпускные клапаны *4,* размещенные в крышке цилиндра, с приводом от распре- делительного вала, частота вращения которого обеспечивает открытие клапанов один раз за один оборот коленчатого вала;

продувочный насос *2,* нагнетающий воздух под давлением в ресивер 7 для очистки цилиндра от продуктов сгорания и наполнения свежим *зарядом.*

Рабочий цикл в двигателе осуществляется следующим образом.

Первый такт соответствует ходу поршня от ВМТ к НМТ (рис 5, о) В цилиндре только что произошло сгорание (линия *cz)* и начался процесс расширения газов, т. е. осуществляется рабочий ход. Несколько раньше момента подхода поршня к впускным окнам открываются выпускные клапаны *4* в крышке цилиндра, и продукты сгорания начинают вытекать из цилиндра в выпускной патрубок; при этом давление в цилиндре резко падает (линия *zn).* Впускные окна *8* открываются поршнем, когда давление в цилиндре становится

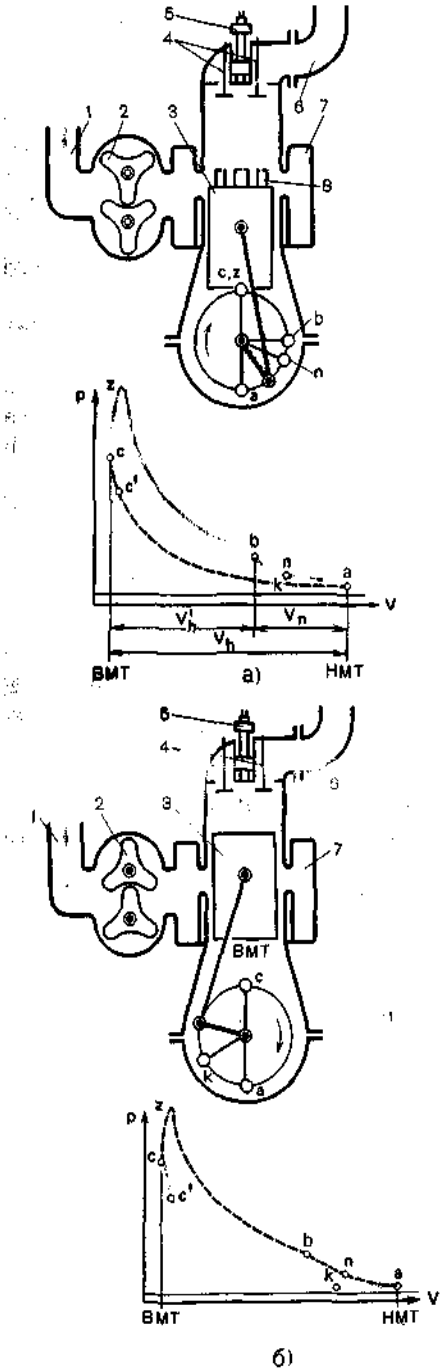


Рис. 5.
Схема работы двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена и индикаторные диаграммы: а — первый такт (сгорание, расширение, выпуск, продувка и наполнение); *б* — второй такт (выпуск, продувка и наполнение, сжатие); *1* — впускной патрубок; *2* — продувочный насос; *3* — поршень; *4* — выпускные клапаны; 5 — форсунка; *6* — выпускной патрубок; 7 — воздушный ресивер; *8* — впускное окно

примерно равным давлению предварительно сжатого воздуха в ресивере или немного выше его. Воздух, поступая в цилиндр через впускные окна, вытесняет через выпускные клапаны оставшиеся в цилиндре продукты сгорания и заполняет цилиндр (продувка), т.е. осуществляется газообмен (участок *па* на индикаторной диаграмме).

Таким образом, в течение первого такта в цилиндре происходит сгорание топлива, расширение газов, выпуск газов, продувка и наполнение цилиндра.

Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ (рис. *5,6).* В начале хода поршня продолжаются процессы удаления выпускных газов, продувки и наполнения цилиндра свежим зарядом. Конец продувки цилиндра (линия *ak)* определяется моментом закрытия впускных окон и выпускных клапанов. Последние закрываются или одновременно с впускными окнами, или несколько ранее. Давление в цилиндре к концу газообмена в двухтактных двигателях несколько выше атмосферного и зависит от давления воздуха в ресивере. С момента окончания газообмена и полного перекрытия поршнем впускных окон начинается процесс сжатия воздуха. Когда поршень не доходит на 10...30° по углу поворота коленчатого вала до ВМТ (точка *с'),* в цилиндр через форсунку начинает подаваться топливо.

Следовательно, в течение второго такта в цилиндре происходит окончание выпуска, продувка и наполнение цилиндра в начале хода поршня и сжатие при его дальнейшем ходе.

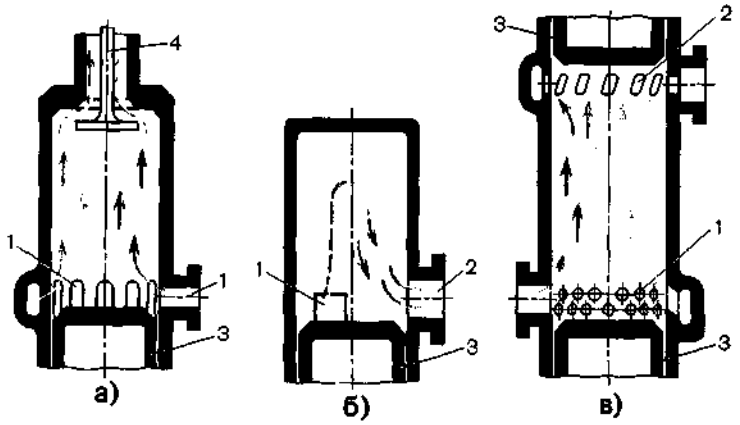
Кроме рассмотренной выше прямоточной клапанно-щелевой схемы (рис. 6, *а)* газообмена в двухтактных двигателях применяют и другие схемы.

Петлевая схема газообмена (рис. 6, б) значительно упрощает конструкцию двигателя по сравнению с клапанно-щелевой, но при этом ухудшается качество газообмена и возникают потери воздуха или смеси при наполнении. Петлевая схема газообмена отличается большим разнообразием конструктивного выполнения и применяется в двигателях различного назначения (от маломощных для мопедов и до крупных мощностью в несколько десятков тысяч киловатт для судов).

Прямоточная схема газообмена с противоположно движущимися поршнями (рис. 6, *в),* в которой один поршень управляет впускными окнами, а другой — выпускными, обеспечивает высокое качество газообмена.

Рис. 6.
Схемы Газообмена двухтактных двигателей:

а — прямоточная клапанно-щелевая; б — петлевая; *в* — прямоточная с противоположно движущимися поршнями; / — впускное окно; *2* — выпускное окно; *3* — поршень; *4* — выпускной клапан



Для предварительного сжатия горючей смеси или воздуха, как было указано выше, в двухтактных двигателях может быть использована внутренняя полость картера (кривошипная камера). Такие двигатели называются двигателями с кривошипно-камерной схемой газообмена (рис. 7). Они имеют герметично закрытый картер, который и служит продувочным насосом. При движении поршня *1* от НМТ к ВМТ объем пространства под ним увеличивается и давление падает ниже атмосферного, т. е. в кривошипной камере *2* создается вакуум. Вследствие этого атмосферный воздух устремляется в картер через автоматически действующий впускной клапан. При обратном движении поршня до момента открытия впускных окон происходит сжатие свежего заряда в кривошипной камере. После открытия впускных окон сжатый свежий заряд вытесняется из камеры в цилиндр.

Двухтактные двигатели с кривошипно-камерной схемой газообмена отличаются простотой устройства. Однако при данном способе газообмена очистка цилиндра и наполнение его свежим зарядом ухудшаются, в результате чего уменьшается мощность двигателя, увеличивается расход топлива.

Из индикаторной диаграммы рабочего цикла двухтактного двигателя (см. рис. 5,а) видно, что на части хода поршня, когда происходит газообмен, полезная работа очень мала, т. е. практически не совершается. *Объем* $V_п$, соответствующий этой части хода поршня, называется *потерянным.* Тогда объем, описываемый поршнем при движении от точки b, определяющей момент начала сжатия, до ВМТ и называемый *действительным рабочим объемом,* $V'_h = V_h - V_п$.

Таким образом, *действительная степень сжатия*

$$\varepsilon' = (V'_h + V_c)/V_c.$$

Геометрическая степень сжатия выражается той же формулой, что и для четырехтактных двигателей:

$$\varepsilon = (V_h + V_c)/V_c.$$

Отношение потерянного объема $V_п$ к геометрическому рабочему объему V_h представляет собой *долю потерянного объема* на процесс газообмена

$$\psi = V_п / V_h .$$

В двухтактных двигателях ψ = = 10...38 %.

Из сравнения рабочих циклов четырех- и двухтактных двигателей следует, что при одинаковых размерах цилиндра и частотах вращения мощность двухтактного двигателя значительно больше. Поскольку число рабочих циклов больше в 2 раза, ожидаемый рост мощности двухтактного двигателя выше в 2 раза. В действительности мощность двухтактного двигателя увеличивается приблизительно в 1,5...1,7 раза вследствие потери части рабочего объема, ухудшения очистки и наполнения, а также затрат мощности на приведение в действие продувочного насоса. К преимуществам двухтактных двигателей следует отнести большую равномерность крутящего момента, так как полный рабочий цикл осуществляется при каждом обороте коленчатого вала (а не за два, как в четырехтактных). Существенным недостатком двухтактного процесса по сравнению с четырехтактным является

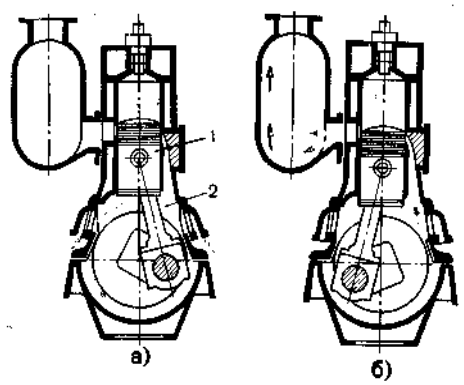


Рис. 7.
Двухтактный двигатель с кривошипно-камерной схемой газообмена:
а — наполнение кривошипной камеры свежим зарядом; *б* — сжатие и продувка

малое время, отводимое на процесс газообмена. Очистка цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежим зарядом более совершенно происходят в четырехтактных двигателях. Кроме того, в двухтактном двигателе температура поршня, крышки цилиндра и клапанов выше, чем в четырехтактном.

При внешнем смесеобразовании в результате продувки цилиндра горючей смесью она частично выбрасывается через выпускные окна, поэтому двухтактный процесс чаще применяется в дизелях. Исключение составляют мотоциклетные, лодочные и другие двигатели небольшой мощности, для которых большее значение имеют простота и компактность конструкции, чем экономичность.

Как в четырехтактных, так и двухтактных двигателях, рабочие процессы осуществляются только в одной полости цилиндра, расположенной над поршнем. Такие двигатели принято называть *двигателями простого действия.*

Для увеличения цилиндровой мощности можно использовать также полость, расположенную под поршнем. Двигатели, в которых рабочие циклы осуществляются в полостях, расположенных с обеих сторон поршня, называются *двигателями двойного действия.* Увеличение мощности двигателей двойного действия по сравнению с двигателями простого действия составляет только 80....85 % вследствие уменьшения рабочего объема нижней полости из-за проходящего через эту полость штока.

Ввиду значительного усложнения конструкции и малой надежности двигатели двойного действия в настоящее время не создают. Необходимое увеличение цилиндровой мощности достигается применением наддува, что проще и надежнее.

Особенности рабочих циклов

Для того чтобы оценить степень совершенства рабочего цикла, индикаторную диаграмму, полученную на двигателе, сопоставляют с теоретической диаграммой, в которой для упрощения сложного рабочего цикла отдельные его процессы заменены легко поддающимися исследованию элементарными термодинамическими процессами, составляющими термодинамический цикл. В отличие от рабочих циклов, протекающих в реальных двигателях, в термодинамических циклах отсутствуют какие-либо потери, кроме отдачи теплоты холодному источнику.

Кроме того, термодинамический цикл характеризуется следующими особенностями.

Цикл протекает с постоянным расходом одного и того же рабочего тела (газа), т. е. не учитываются потери рабочего тела вследствие утечек через неплотности, а также потери энергии, возникающие при поступлении свежего заряда в двигатель и удалении из него выпускных газов.

Химический состав рабочего тела остается постоянным в течение всего цикла, т. е. из рассмотрения исключается процесс горения и не учитываются тепловые потери, возникающие при сгорании топлива; реальный процесс сгорания заменяется термодинамическим процессом подвода теплоты.

Процессы сжатия и расширения протекают при неизменной энтропии с постоянным показателем изоэнтропы, т. е. без теплообмена с окружающей средой и тепловых потерь, которые имеются в действительном цикле во время этих процессов.

Таким образом, термодинамический цикл является некоторым предельным циклом, к которому следует стремиться при осуществлении рабочего цикла.

Индикаторные диаграммы термодинамических циклов двигателей внутреннего сгорания (рис. 8) различаются между собой по характеру процессов передачи теплоты. В современных поршневых двигателях в зависимости от характера выделения теплоты при сгорании топлива рабочие циклы приближаются к термодинамическим циклам с подводом теплоты Q_1 или при постоянном объеме (рис. 8, а), или при постоянном давлении (рис. 8, б), или к смешанному циклу с подводом части теплоты Q'_1 при постоян-

ном объеме и части теплоты Q''_1 при постоянном давлении (рис. 8,*в*).

Как известно из курса технической термодинамики, термический КПД цикла возрастает с увеличением степени сжатия ε, уменьшением степени предварительного расширения $\rho = V_z / V_c$ и повышением степени увеличения давления $\lambda = p_z/p_c$. Следовательно, для улучшения экономичности рабочего цикла в двигателях внутреннего сгорания желательно увеличивать степень сжатия и использовать процесс сгорания топлива с подводом теплоты при постоянном объеме. Однако при повышении ε и λ в цилиндре двигателя резко возрастают максимальные значения давления и температуры, а также потери на трение. Применение степени сжатия больше 12...14 нецелесообразно, так как дальнейшее увеличение ее практически не влияет на экономичность.

На параметры рабочего цикла влияют давление $p_к$ и температура $T_к$ воздуха или смеси на входе в цилиндр. С их увеличением растут максимальные значения давления и средних температур цикла, что снижает надежность работы двигателя. Поэтому принимают меры для ограничения максимального давлении в цилиндре и для охлаждения свежего заряда.

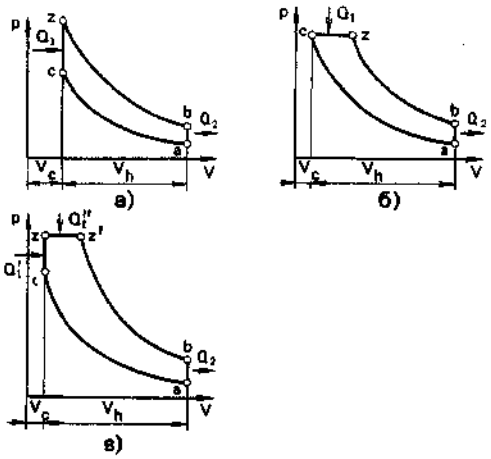


Рис. 8.
Индикаторные диаграммы термодинамических циклов при различных условиях подвода теплоты

Рабочий цикл с подводом теплоты при постоянном объеме осуществляют в двигателях с внешним смесеобразованием (карбюраторных и газовых), в которых к моменту сгорания вся порция топлива и виде горючей смеси уже находится в цилиндре. Для предотвращения преждевременного самовоспламенения смеси или детонационного сгорания степень сжатия этих двигателей ограничивают: в зависимости от свойств применяемого топлива степень сжатия ε = 6,5...11.

В дизелях сжимается воздух, а не рабочая смесь, и степень сжатия может быть принята наиболее выгодной для рабочего процесса двигателя и условий его эксплуатации.

В зависимости от способа распыливания, давления впрыскивания топлива в цилиндр, частоты вращения и других факторов действительный цикл в дизелях в большей или меньшей степени приближается к термодинамическому смешанному циклу.

Рабочий цикл двигателя Стирлинга

Как рассмотрено выше, в поршневых двигателях внутреннего сгорания процессы сгорания топлива, выделения теплоты и использования части ее для производства механической работы происходят непосредственно внутри цилиндра двигателя. При этом, как правило, применяют газообразные и жидкие топлива, сравнительно легко смешивающиеся с воздухом и образующие горючие смеси.

Однако рабочий цикл поршневого двигателя можно осуществить и при внешнем подводе теплоты к рабочему телу перед тем как оно попадет в цилиндр — в паровых машинах, двигателях Стирлинга и Эриксона. В настоящее время из поршневых двигателей с внешним подводом теплоты наибольшее внимание уделяется двигателям Стирлинга. Объясняется это возможностью достижения в термодинамическом цикле Стирлинга термического

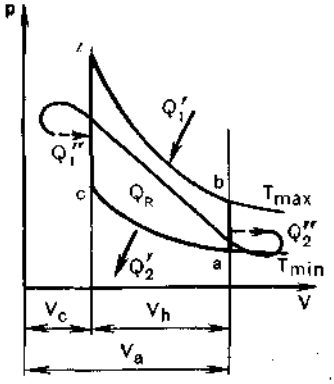


Рис. 9.
Термодинамический цикл Стирлинга

КПД, равного КПД цикла Карно. Кроме того, источником теплоты для двигателя Стирлинга может служить любой источник, генерирующий теплоту при температуре 500 К и выше. В качестве источника теплоты могут быть использованы продукты сгорания любых видов органических ископаемых и синтетических топлив, солнечная, геотермальная и ядерная энергия. Все это, а также возможность применения двигателя Стирлинга, помимо традиционных областей использования, для подводных и космических аппаратов, автомобилей и т. д., привлекает к нему внимание. Уже сейчас параметры двигателя Стирлинга по экономичности, удельной мощности такие же, как у современных дизелей, а по токсичности и шуму ниже.

Следует отметить, что двигатель Стирлинга дополняет и расширяет возможности поршневых тепловых двигателей.

В основе работы двигателя Стирлинга лежит термодинамический цикл, показанный на рис. 9. Этот цикл состоит из следующих процессов: сжатия (изотерма *ac)* с отводом теплоты Q'_2; подвода теплоты Q''_1 (изохора *cz);* расширения (изотерма *zb)* с подводом теплоты Q'_1; отвода теплоты Q''_2 (изохора *ba).* Изотермическое сжатие происходит при минимальной температуре T_{min} цикла, изотермическое расширение — при максимальной температуре T_{max}. Применение внутренней регенерации теплоты Q_R в цикле позволяет исключить внешний изохорный подвод и отвод теплоты, в этом случае $Q''_1 = Q''_2 = Q_R$. Регенерация теплоты является специфической особенностью термодинамического цикла Стирлинга.

Термодинамический цикл Стирлинга реализовать в машине с непрерывным движением поршней невозможно. Используя известные приводные механизмы, можно достичь большего или меньшего приближения к термодинамическому циклу Стирлинга.

На рис. 10 показана принципиальная схема термодинамического цикла Стирлинга в поршневом двигателе. Для этого движение поршня должно быть прерыви-

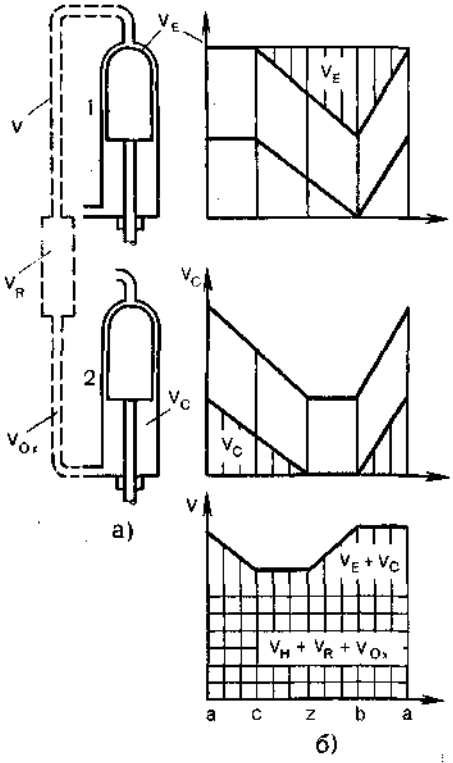


Рис. 10.
Принципиальная схема осуществления термодинамического цикла Стирлинга в поршневом двигателе

стым. Поршень в цилиндре *1* (рис. 10, а) остается неподвижным в ВМТ, пока поршень в цилиндре *2* движется к НМТ, что соответствует процессу *ас* на рис. 9. Общий объем полостей уменьшается; в них происходит сжатие рабочего тела при минимальной усредненной его температуре. В процессе *cz* происходит совместное движение поршней, причем увеличение горячего объема компенсируется равным ему уменьшением холодного объема, т. е. общий объем *V* не меняется и остается минимальным (см. рис. 10,*б*); рабочее тело перемещается из холодного объема в горячий. В процессе *cz* (см. рис. 9) осуществляется изохорный подвод теплоты к рабочему телу в регенераторе. В процессе *zb* поршень в цилиндре *2* (см. рис. 10) остается неподвижным в НМТ, а поршень в цилиндре *1* движется к НМТ — объем горячей полости увеличивается. При этом общий объем возрастает, и во всех полостях происходит расширение рабочего тела при максимальной усредненной его температуре.

В процессе *ba* (см. рис. 9) поршни в обоих цилиндрах движутся к ВМТ; при этом уменьшение горячего объема в цилиндре *1* (см. рис. !()) компенсируется равным ему увеличением холодного объема в цилиндре *2*. Общий объем остается постоянным и максимальным, а рабочее тело вытесняется из горячего объема в холодный. В процессе *ba* (см. рис. 9) происходит изохорный отвод теплоты от рабочего тела в регенераторе.

Прежде чем рассмотреть рабочий цикл двигателя Стирлинга, обратимся к принципиальной схеме, приведенной на рис. 11. Для того чтобы в двигателе Стирлинга происходило преобразование теплоты в механическую энергию, в его конструкции должны быть следующие элементы: две рабочие полости с переменным объемом — горячая V_E и холодная $У_C$ три теплообменника — нагреватель Н, регенератор R и охладитель Ох, соединительные каналы, связывающие между собой теплообменники и полости с переменным объемом; механизм, преобразующий поступательное движение поршней во вращательное. Отдельные элементы, составляющие газовый тракт рабочего гели в двигателе Стирлинга, образуют замкнутую систему, т. е. отсуствует массообмеи с окружающей средой. Таким образом, внутри этого газового тракта суммарная масса одного и того же рабочего тела (газа) постоянная и при работе не претерпевает фазовых превращений (могут быть использованы рабочие тела, изменяющие фазовые состояния).

В *нагревателе* — компактном теплообменном аппарате к рабочему телу подводится теплота Q_1. Аналогично при движении рабочего тела через охладитель от рабочего тела отводится теплота Q_2. Каких-либо устройств (клапанов, задвижек, золотников и т. д.) нет, что несомненно упрощает конструкцию двигателя и повышает его надежность.

Регенератор представляет собой высокопористую со сквозными порами теплоаккумулирующую массу (металлическая сетка, путанка; спеченная высокопористая керамика и т. д.), которая получает теплоту от проходящего через нее горячего ра-

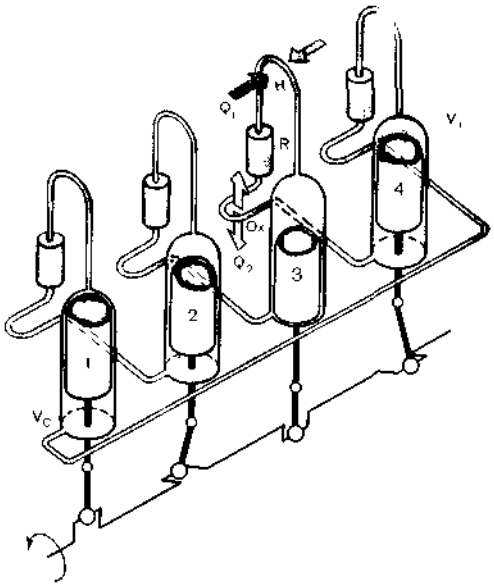


Рис. 11.
Принципиальная схема двигателя Стирлинга

бочего тела из нагревателя и отдает ее при обратном движении холодного рабочего тела из охладителя. Таким образом, в регенераторе двигателя благодаря внутреннему теплообмену осуществляется подогрев рабочего тела перед поступлением в нагреватель за счет аккумулированной теплоты. В результате уменьшается количество теплоты, подведенной извне, и повышается КПД двигателя.

Количество теплоты, вводимой во внутренний контур, а следовательно, совершаемая цикловая работа зависят от суммарной массы рабочего тела, находящегося во внутренних полостях двигателя. Суммарная масса рабочего тела увеличивается с ростом максимального давления во внутренних полостях при подаче в них дополнительного газа. Таким образом можно регулировать мощность двигателя.

Схема осуществления *рабочего цикла двигателя Стирлинга* приведена на рис. 12. При сжатии рабочего тела в результате уменьшения суммы объемов горячей и холодной полостей выделяющаяся в холодной зоне (охладитель, часть регенератора, холодная полость) теплота отводится во внешнюю среду в охладителе. Закономерность изменения объемов горячей и холодной полостей подбирают таким образом, чтобы при сжатии большая часть рабочего тела находилась в холодной зоне. Это обусловливает уменьшение работы сжатия. В конце сжатия начинается вытеснение рабочего тела из холодной зоны в горячую (часть регенератора, нагреватель, горячая полость). При этом рабочее тело, проходя через регенератор, получает теплоту, аккумулированную в нем в предыдущем цикле. Так как обеспечить в регенераторе полную регенерацию теплоты невозможно, при дальнейшем движении рабочее тело нагревается до максимальной температуры в нагревателе. К этому моменту большая часть рабочего тела находится в горячей зоне, и его внутренняя энергия в результате подвода теплоты возрастает.

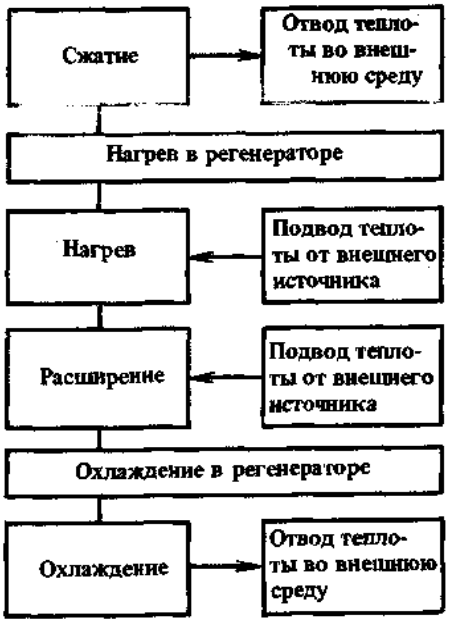


Рис. 12.
Схема осуществления рабочего цикла Стирлинга

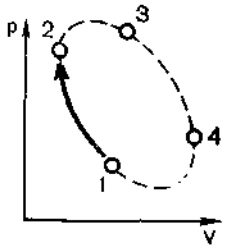
При последующем расширении теплота с помощью поршней преобразуется в механическую работу, которая передается на коленчатый вал, и сообщается потребителю. Для поддержания температуры рабочего тела при расширении на достаточно высоком уровне и близкой к постоянной от внешнего источника к рабочему телу в нагревателе подводится теплота. К концу расширения начинается вытеснение рабочего тела из горячей зоны в холодную. При этом рабочее тело, проходя через регенератор, часть своей теплоты передает теплоаккумулирующей насадке регенератора. В результате неполной регенерации теплоты рабочее тело при дальнейшем движении охлаждается до минимальной температуры в охладителе, который отводит теплоту во внешнюю среду. Из рассмотренной схемы рабочего цикла двигателя Стирлинга видно, что подвод теплоты от внешнего источника позволяет изолировать внутренние полости (внутренний контур) двигателя от внешней среды. Благодаря этому становится возможным при-

менение в качестве рабочего тела в двигателях Стирлинга газов с наилучшими теплофизическими свойствами (водород, гелий и т.д.). Кроме того, становятся ненужными ряд систем, используемых в двигателях внутреннего сгорания (системы газораспределения, газообмена, зажигания, топливная высокого давления и т. д).

В двигателях Стирлинга рабочий цикл осуществляется за два такта, т. е. за один оборот коленчатого вала. В этом смысле двигатель Стирлинга аналогичен двухтактному двигателю внутреннего сгорания. Однако в двухтактном двигателе использование подпоршневых полостей в качестве рабочих связано с определенными трудностями, что было отмечено выше, а в двигателях Стирлинга такое конструкционное решение является обычным.

На рис. 13 представлена принципиальная схема двигателя Стирлинга двойного действия. Характерной особенностью схемы является то, что все горячие полости расположены над поршнем, а холодные в подпоршневых полостях. Это упрощает конструкцию уплотнений и повышает надежность их работы. Каждый ход поршни является рабочим. Фазы, составляющие рабочий цикл двигателя Стирлинга, рассмотрим на примере работы цилиндров *1 и 2*. Когда поршень в цилиндре *1* под ходит к ВМТ (рис. 13, а), поршень в ци линдре *2* двигателя движется к НМТ. Большая часть рабочего тела сосредоточе на в холодной зоне, осуществляется про цесс сжатия и охлаждения рабочего тела в холодной зоне. На индикаторной диаг рамме этой фазе соответствует процесс *12*.

При движении поршня цилиндра *1* к НМТ (рис. 13, *б)* увеличивается объем горячей полости, поршень цилиндра *2* подходит к НМТ и объем холодной по лости уменьшается до минимума. Осуще ствляется нагрев от внешнего источника, а также в регенераторе и вытеснение ра бочего тела в горячую полость. На инди-



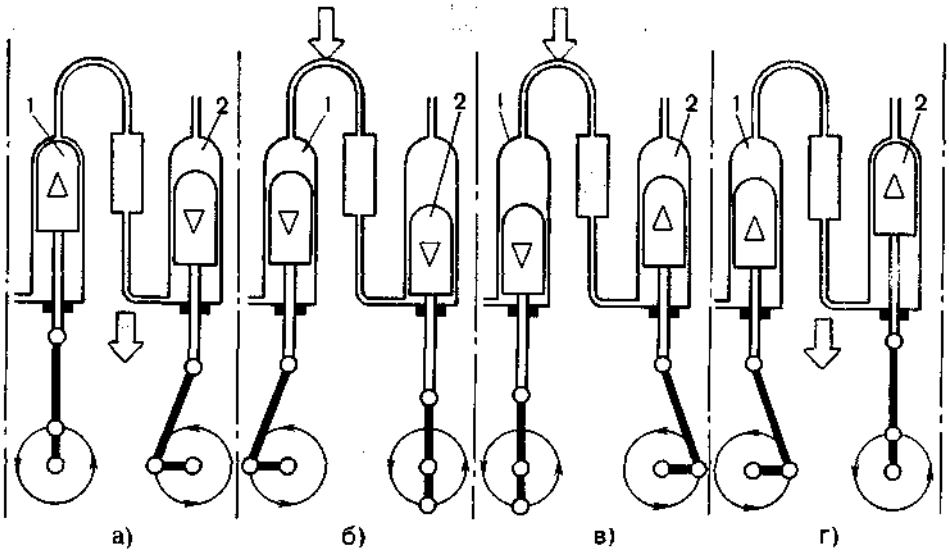


Рис. 13.
Схемы осуществления рабочего цикла двигателя Стирлинга двойного действия

каторной диаграмме этой фазе соответствует процесс *23.*

В следующей фазе (рис. 13, *в)* поршень цилиндра *1* приближается к НМТ, быстро увеличивая объем горячей полости. Поршень в цилиндре *2* начал движение к ВМТ, и объем холодной полости увеличивается. Происходит процесс расширения с подводом теплоты от внешнего источника к рабочему телу в горячей зоне. На индикаторной диаграмме этой фазе соответствует процесс *34.*

Когда поршень цилиндра *1* движется к ВМТ, уменьшая объем горячей полости (рис. 13, *г*), поршень в цилиндре *2* приближается к ВМТ, и объем холодной полости увеличивается. Рабочее тело вытесняется в холодную полость, по пути охлаждаясь в регенераторе и охладителе. Этой фазе на индикаторной диаграмме соотвествует процесс *41.*

Таким образом, если за начало отсчета угла поворота коленчатого вала принять положение поршня в цилиндре *1* в ВМТ, то первый такт будет состоять из фаз процессов *23* и *34,* второй — из процессов *41* и *12.*

Способы осуществления рабочих циклов комбинированных двигателей

Создание комбинированных двигателей явилось новым этапом в развитии поршневых двигателей внутреннего сгорания.

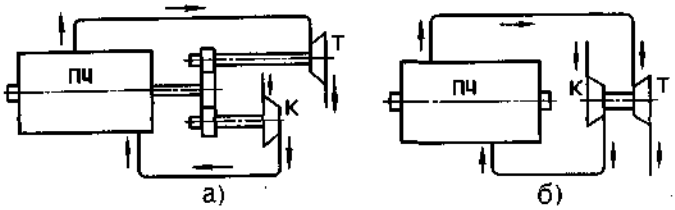
Рис. 14.
Схема комбинированного двигателя:
а — с механической связью; б — с газовой связью; ПЧ — поршневая часть; Т — газовая турбина; К — компрессор

В комбинированных двигателях используются почти все виды компрессоров, а в качестве расширительной машины применяется только газовая турбина.

По связи между поршневой, компрессионной и расширительной частями комбинированные двигатели могут быть разделены на следующие группы: двигатели с механической и гидравлической связью; двигатели с газовой связью; двигатели с комбинированной связью; поршневые генераторы газов с газовой турбиной, вал которой соединен с валом потребителя.

В *комбинированном двигателе с механической связью* валы турбины и компрессора связаны порознь с коленчатым валом или соединены между собой и с ним механической или гидравлической передачей. Соотношение между мощностями турбины и компрессора может быть самым различным. Если мощность турбины меньше мощности, необходимой для привода компрессора, то для достижения заданного давления наддува недостающая мощность отбирается у двигателя. В противном случае избыточная мощность турбины передается на вал, от которого осуществляется привод потребителя мощности; чаще таким валом является коленчатый вал двигателя. В подобной конструктивной схеме возможно использование механической или гидравлической связи.

Одна из схем, в которой компрессор К и турбина Т порознь соединены с двигателем механической передачей, показана на рис. 14, *а.* Наиболее распространенными являются *комбинированные двигатели с газовой связью* поршневой части ПЧ



с турбиной Т и компрессором К; при этом лопаточные машины (турбина и компрессор) часто жестко соединены между собой и образуют единый агрегат, называемый турбокомпрессором (рис. 14,*б*). В этих конструкциях мощности турбины и компрессора равны на всех режимах работы двигателя.

В том случае, когда при наличии газовой связи между поршневой частью, турбиной и компрессором на входе в цилиндр не может быть получено необходимое давление воздуха (или смеси), воздух (или смесь) вторично сжимают в компрессоре, имеющем привод от вала поршневой части. Такая схема широко применяется в комбинированных двухтактных двигателях, в которых ввиду большого расхода воздуха и низкой температуры выпускных газов мощность газовой турбины часто недостаточна для привода компрессора.

Для получения высокого давления воздуха на входе в цилиндр, а также улучшения условий работы газовых турбин и компрессоров воздух сжимают в двух последовательно (по потоку воздуха) расположенных компрессорах, каждый из которых приводится в движение отдельной газовой турбиной. Такие двигатели называют двигателями с двухступенчатым наддувом.

В двигателях большой мощности применяют осевые турбины, а в двигателях малой мощности — центростремительные турбины. Для понижения температуры поршня, клапанов, втулки и крышки цилиндра воздух или смесь после компрессоров охлаждается в охладителях.

В последнее время получают распространение комбинированные двигатели с силовой турбиной. Мощность, развиваемая одной из турбин, передается на коленчатый вал, а компрессор приводится от другой турбины. В этом случае силовая турбина располагается по потоку газов чаще после газовой турбины привода компрессора.

Если мощность поршневой части полностью расходуется на привод компрессора, а полезная мощность снимается с вала турбины (или другой расширительной машины), работающей на выпускных газах, то такая установка представляет собой комбинированный двигатель газовую турбину с генератором газа. К подобным установкам относится и дизель-компрессор. В качестве поршневой части в таких установках используется свободнопоршневой двигатель.

Свободнопоршневые генераторы газа ввиду трудности обеспечения тепловой стойкости основных деталей поршневой части, худшей по сравнению с ранее рассмотренными двигателями экономичностью, сложности регулирования и других недостатков не получили распространения.

Учитывая условия работы турбины, различают *систему воздухоснабжения с импульсной турбиной* и *турбиной постоянного давления.* Давление в начале расширения в импульсной турбине изменяется в продолжение цикла. Максимальное давление ненамного меньше давления в цилиндре в конце расширения, а минимальное в некоторых двигателях может быть равно давлению за колесом турбины.

В обратимом термодинамическом цикле *комбинированного двигателя с импульсной турбиной* не учитывают дросселирование газа при перетекании его из цилиндр;' в турбину и принимают максимальное давление в начале расширения в турбине в точке *b* равным давлению в конце расширения в цилиндре (рис. 15). Подвод теплоты в обратимом цикле комбинированного двигателя определяется, как и в цикле поршневого двигателя, способом воспламенения и сгорания. На рис. 15, *а* показан обратимый термодинамический цикл двигателя с воспламенением от сжатия (со смешанным подводом теплоты) без охладителя воздуха. Давление за турбиной изменяется незначительно, поэтому в обратимых циклах комбинированных двигателей принимают, что отдача теплоты от рабочего тела холодному источнику происходит при постоянном давлении.

Цикл состоит: из адиабатных процессов сжатия в компрессоре *a'a,* в цилиндре *ac;* адиабатных процессов расширения в цилиндре *zb* и в турбине *bg;* процессов подвода теплоты к рабочему телу от горячего

источника — изохорного *cz'* и изобарного *z'z;* изобарного процесса *ga'* отдачи теплоты холодному источнику.

В двигателе с турбиной постоянного давления к выпускному коллектору присоединяют выпускные патрубки всех цилиндров двигателя (или цилиндров одного ряда). Во многих двигателях выпускной коллектор выполняют большого объема. В результате пульсации давления перед турбиной невелики и в обратимом термодинамическом цикле его принимают постоянным. Цикл (рис. 15, б) состоит из адиабатных процессов сжатия в компрессоре *a'a,* в цилиндре ас; адиабатных процессов расширения в цилиндре *zb* и в турбине *fg.* Теплота подводится к рабочему телу от горячего источника в изохорном процессе *cz'* и в изобарном *z'z.* Теплота отводится холодному источнику в изобарном процессе *ga'.* Процесс перетекания газов из цилиндров в турбину в обратимом цикле заменен двумя процессами: изохорным процессом *ba* отвода теплоты от рабочего тела холодному источнику и изобарным процессом *af* подвода теплоты от горячего источника.

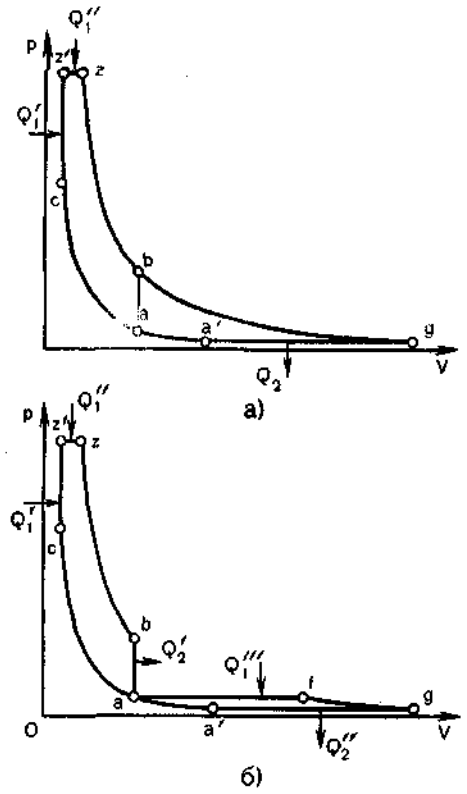


Рис. 15.
Термодинамический цикл комбинированного двигателя со смешанным подводом теплоты:
а — с импульсной турбиной; б — обратимый с турбиной постоянного давления

Классификация двигателей

Двигатели внутреннего сгорания могут быть классифицированы по следующим основным признакам:

по роду применяемого топлива — двигатели, работающие на жидком топливе, газовые и газожидкостные;

по способу смесеобразования — с внешним и внутренним смесеобразованием;

по способу осуществления рабочего цикла — четырехтактные и двухтактные;

по способу воспламенения горючей смеси — с воспламенением от сжатия и с принудительным воспламенением (от электрической искры);

по способу наполнения рабочего цилиндра — двигатели без наддува и с наддувом.

Кроме того, классификация двигателей возможна также по конструктивным признакам:

по конструкции кривошипно-шатунного механизма — тронковые (высоко- и среднеоборотные двигатели) и крейцкопфные (преимущественно малооборотные);

по расположению и числу рабочих цилиндров;

по степени быстроходности — тихоходные (со средней скоростью поршня до 10 м/с) и быстроходные (со средней скоростью поршня выше 10 м/с);

по направлению вращения коленчатого вала — двигатели правого и левого вращения, реверсивные и нереверсивные.

По назначению двигатели делятся на следующие:

стационарные промышленного назначе-

ния — для установок на электростанциях, насосных станциях и т. д.;

наземно-транспортные — тепловозные, автомобильные, тракторные, двигатели дорожных и транспортно-погрузочных машин и т. п.;

судовые — главные двигатели (реверсивные и нереверсивные), вспомогательные (для привода вспомогательных механизмов судовой силовой установки);

авиационные.

Двигатели можно классифицировать также по другим признакам.

§ 2. Показатели и характеристики двигателей

Показатели эффективности

Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность. Индикаторная диаграмма двигателя представляет собой рабочий цикл, а площадь, ограниченная ею (в определенном масштабе),— индикаторную работу цикла.

На рис. 16 показаны индикаторные диграммы рабочего цикла двигателей. В четырехтактных двигателях площадь диаграммы, определяющая работу за цикл (рис. 16, а), состоит из площади, соответствующей положительной индикаторной работе, полученной за такты сжатия и расширения, и площади, соответствующей работе газов при осуществлении тактов выпуска и впуска.

В поршневых двигателях на очистку и наполнение затрачивается работа, которая будет отрицательной (рис. 16, в). В комбинированных двигателях эта работа может быть как отрицательной, так и положительной (рис. 16, *г*). Работу газов в период газообмена обычно относят к механическим потерям в двигателе.

В двухтактных двигателях вся площадь индикаторной диаграммы определяет полезную индикаторную работу (рис. 16, *б*). Чем больше индикаторная работа L_i, тем лучше использование рабочего объема V_h цилиндра двигателя.

Если принять, что на поршень действует некоторое условное постоянное давление P_i, совершающее в течение одного хода поршня работу, равную работе L_i газов за цикл, то

$$L_i = P_i V_h$$

Это условное давление p_i принято называть *средним индикаторным давлением.* Среднее индикаторное давление численно равно высоте прямоугольника с основанием, равным рабочему объему V_h, и площадью, равной площади индикаторной диаграммы.

Так как полезная индикаторная работа при заданных размерах цилиндра пропорциональна давлению *pi*, совершенство рабочего процесса можно оценивать по среднему индикаторному давлению. Чем больше давление *pi,* тем больше работа L_i и, следовательно, рабочий объем цилиндра используется лучше. Максимальные значения среднего индикаторного давления в различных двигателях зависят от многих факторов: способа смесеобразования; осуществляемого цикла; коэффициента из-

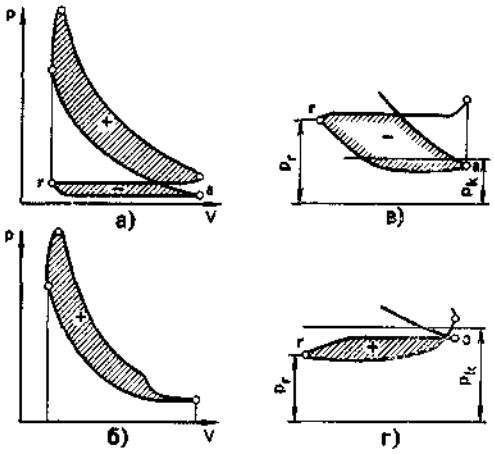


Рис. 16.
Индикаторные диаграммы рабочего цикла:
а — четырехтактного двигателя; б—двухтактного двигателя; *в* — выпуска и впуска четырехтактного двигателя; *г* — выпуска и впуска комбинированного четырехтактного двигателя

бытка воздуха; наполнения цилиндра и др.

Зная среднее индикаторное давление р, (МПа), рабочий объем цилиндра 1Л, (л), число цилиндров i и частоту вращения n (об/мин) коленчатого вала, можно определить *индикаторную мощность* (кВт) днигателя

$$N_i = iV_h p_i n/(30\tau),$$

где τ — тактность двигателя, для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, для двухтактных двигателей $\tau = 2$.

Произведение iV_h представляет собой *рабочий объем двигателя.*

С увеличением p_i и n возрастают индикаторная мощность и степень использования рабочего объема цилиндра. Давление pi можно повысить, улучшив наполнение цилиндра путем увеличения давления p_k. Увеличение частоты вращения n ограничено ростом износа основных деталей и различными потерями. Поэтому частоту вращения выбирают главным образом в зависимости от размеров и назначения двигателя. Двигатели, которые должны обладать большим сроком службы, при условии, что их размеры и масса не имеют большого значения, как, например, двигатели, устанавливаемые на электростанциях и крупных судах, выполняют с малой частотой вращения вала. Транспортные двигатели — железнодорожные, тракторные и особенно авиационные и автомобильные — для обеспечения малой массы и компактности конструкции делают быстроходными.

Среднее эффективное давление и эффективная мощность. Передача индикаторной мощности сопровождается механическими потерями на фланец отбора мощности через поршень, шатун и коленчатый вал вследствие трения поршней и колец о стенки цилиндров, трения в подшипниках кривошипно-шатунного механизма. Кроме того, часть индикаторной мощности затрачивается на преодоление аэродинамических потерь, возникающих при вращении и колебании деталей, на приведение в действие механизма газораспределения, топливных, масляных, водяных и продувочных насосов и других вспомогательных механизмов двигателя. В четырехтактных двигателях часть индикаторной мощности тратится также на удаление продуктов сгорания и заполнения цилиндра свежим зарядом.

Мощность, соответствующая всем этим потерям, называется *мощностью механических потерь* N_M.

В отличие от индикаторной мощности полезную мощность, которую можно получить на валу двигателя, называют *эффективной мощностью* N_e двигателя. Эффективная мощность меньше индикаторной на величину мощности механических потерь, т. е.

$$N_e = N_i - N_M.$$

Мощность N_M, соответствующую механическим потерям, и эффективную мощность N_e двигателя определяют опытным путем при стендовых и лабораторных испытаниях с помощью специальных нагрузочных устройств (динамометров), позволяющих получить крутящий момент M_e(Н · м). При этом одновременно измеряют частоту вращения коленчатого вала, соединенного с тормозным устройством. Эффективная мощность

$$N_e = M_e n / 9550.$$

Для удобства сравнения различных двигателей при оценке эффективности их работы аналогично среднему индикаторному давлению p_i используют среднее эффективное давление p_e, которое определяют из выражения (в МПа)

$$p_e = 0{,}00314 M_e \tau/(iV_h).$$

Тогда эффективная мощность может быть найдена по формуле, аналогичной выражению для определения индикаторной мощности:

$$N_e = iV_h p_e n/(30\tau).$$

Показатели экономичности

Теплота, выделяемая при сгорании топлива, полезно используется не полностью, часть ее теряется. Из потерь в реальном

двигателе внутреннего сгорании наиболее существенными являются потери теплоты с выпускными газами и охлаждающей жидкостью. Кроме того, часть теплоты теряется со смазочным маслом, передается окружающей среде и не выделяется вследствие неполного сгорания топлива. Общее распределение теплоты, выделившейся при сгорании вводимого в цилиндр топлива, называется *тепловым балансом двигателя.*

Степень использования теплоты в рабочем цикле, т. е. его экономичность, оценивают индикаторным КПД η_i, который представляет собой отношение теплоты Qi, эквивалентной индикаторной работе, ко всей теплоте Q, введенной в двигатель с топливом:

$$\eta_i = Q_i/Q = 3600N_e/G_TH_u = 3600/(G_T/N_i)H_u,$$

где G_T - часовой расход топлива, кг/ч или м^3/ч; H_u - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг или кДж/м^3.

Отношение $G_T/N_i = g_i$ показывает количество топлива, расходуемого двигателем индикаторной мощностью 1 кВт в течение 1 ч, и называется *удельным индикаторным расходом топлива* [кг/(кВт·ч)]. Тогда $\eta_i = 3600/(g_iH_u)$.

Для оценки экономичности работы двигателя в целом используется эффективный КПД η_e, представляющий собой отношение теплоты, эквивалентной эффективной работе, к теплоте, затраченной на получение этой работы. Эффективный КПД, учитывающий как тепловые, так и механические потери в двигателе, аналогично индикаторному КПД определяется по формуле

$$\eta_e = 3600/(g_eH_u).$$

Удельный эффективный расход топлива [кг/(кВт·ч)] $g_e = G_T/N_e$.

КПД и удельные расходы топлива характеризуют экономичность двигателя и его рабочего процесса. Они зависят от многих факторов (способа смесеобразования, скорости и полноты сгорания топлива и др.).

Показатели совершенства конструкции

Сравнительная оценка различных двигателей может быть произведена на основе комплексных показателей, характеризующих совершенство рабочего процесса, экономичность двигателя, степень использования рабочего объема цилиндра, массу и габаритные размеры. Одним из основных показателей двигателя, характеризующих использование им индикаторной мощности для совершения полезной работы, является *механический КПД,* определяемый как отношение эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_M = N_e/N_i.$$

$\eta_M = N_e/N_i.$

Механический КПД зависит от конструкции двигателя, материала и качества обработки трущихся деталей, качества сборки, режима работы двигателя, смазаочного масла и т. п. Аналогично среднему индикаторному и эффективному давлению для оценки механических потерь можно использовать среднее давление p_M (МПа) механических потерь, значение которого находят по формуле

$$p_M = 0{,}00314M_e(1-\eta_M/\eta_M)\tau/iV_h.$$

Из выражений для мощности, экономичности и механического КПД имеем

$$\eta_M = Pe/Pi = \eta e/\eta_i = g_i/g_e.$$

Таким образом, можно от индикаторных показателей двигателя перейти к эффективным.

Индикаторный КПД всегда меньше термодинамического. По степени близости индикаторного КПД к термодинамическому можно оценить эффективность осуществления рабочего цикла.

Другим основным показателем двигателя, характеризующим его в отношении использования рабочего объема цилиндра, является *литровая мощность* (кВт/л), т. е. мощность, приходящаяся на 1 л рабочего объема двигателя:

$$N_л = N_e/(iV_h) = p_e n/(30\tau).$$

Показателем напряженности (форсирования) цилиндра служит удельная нагрузка на поршень, называемая также *поршневой мощностью* (кВт/м^2),

$$N_п = N_e/(iF_п) = c_m p_e/\tau,$$

где $F_П$ — площадь поршня, м^2; c_m = = Sn/30 — средняя скорость поршня, м/с. Критериями, характеризующими качество конструкции, являются также масса и габаритные размеры двигателя. При сравнительной оценке конструкций пользуются *удельной массой двигателя,* т. е. массой двигателя, приходящейся на единицу эффективной мощности:

$$g_N = m/N_e.$$

Удельная масса g_N зависит от многих факторов, в том числе от назначения двигателя, его конструктивной схемы, компоновки, материалов и рассмотренных выше показателей.

Габаритные размеры двигателя в основном также зависят от его мощности, типа и назначения, конструктивной схемы и рассмотренных выше параметров. Обычно при сравнительной оценке габаритных размеров двигателей используют отношение эффективной мощности к объему описанного параллелепипеда, грани которого касаются крайних точек контура двигателя. Однако этот показатель не является совершенным, так как не отражает заполненности пространства деталями и вспомогательными агрегатами двигателя.

Показатели токсичности отработавших газов

Отработавшие газы двигателей внутреннего сгорания состоят в основном из углекислого газа и паров воды. Значительный объем занимает атмосферный азот, а при работе двигателя на обедненной топливовоздушной смеси присутствует избыточный кислород. Объемная концентрация токсичных веществ в отработавших газах относительно невелика (0,25...7 %), однако в крупных городах с большим парком автомобилей двигатели внутреннего сгорания наряду с промышленными предприятиями являются основным источником загрязнения атмосферного воздуха.

Токсичные вещества отработавших газов двигателей можно разделить на две группы: 1) продукты неполного окисления топлива — оксид углерода CO, углеводороды CH различного состава и строения, альдегиды; 2) оксиды азота, образование которых не связано непосредственно со свойствами топлива и условиями его сгорания в двигателях.

Сильным токсическим действием обладают свинец, его соединения, которые поступают в цилиндры двигателя с топливом в составе этиловой жидкости — антидетонационной присадки и выбрасываются затем с отработавшими газами в атмосферу. Концентрация токсичных веществ в отработавших газах бензиновых двигателей с принудительным воспламенением значительно выше, чем дизельных.

Концентрация оксида углерода CO в отработавших газах зависит главным образом от состава топливовоздушной смеси. Бензиновые двигатели при больших нагрузках и на режиме холостого хода работают на богатой смеси (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha < 1$), в которой не хватает кислорода для полного окисления топлива, и объемная концентрация CO достигает 6 %. Если двигатель (бензиновый или дизельный) работает на обедненной смеси (при $\alpha > 1$), то сгорание происходит при избытке кислорода, и объемная концентрация CO невелика (0,2...0,3 %).

Образование углеводородов (токсичных веществ) при сгорании жидкого топлива (бензина) в двигателе с принудительным воспламенением связано с замедлением химических реакций в тонком слое топливовоздушной смеси у поверхности стенок камеры сгорания в результате теплоотдачи от смеси к стенке и вызванной этим

понижением температуры смеси. В продуктах реакций появляются токсичные углеводороды — продукты неполного окисления и разложения топлива. К углеводородам относят также пары бензина, которые попадают в отработавшие газы в случае пропусков воспламенения топлива в одном или нескольких цилиндрах.

С отработавшими газами выбрасывается 60 % всего объема выделяемых автомобилями с бензиновыми двигателями углеводородов, картерных газов 20 %, паров бензина, вытекающих через вентиляционное отверстие топливного бака и из карбюратора, то же 20 %. В отработавших газах дизелей в 2...3 раза меньше, чем бензиновых двигателей.

Азот, химически инертный при атмосферных условиях, реагирует с кислородом при температуре свыше 2000 К; в результате реакций образуются оксид азота NO и диоксид NO_2, их условно обозначают NO_x. Местная температура газов в камере сгорания дизельных двигателей достигает 2500 К, а двигателей с принудительным воспламенением 3000 К, так что выбросы оксидов азота достаточно велики у разных типов двигателей.

В отработавших газах двигателей содержится в основном оксид азота NO. У двигателей с принудительным воспламенением объемное содержание NO составляет 99 % всего объема оксидов азота NO_x, у дизелей — более 90 %. В атмосфере происходит медленное окисление оксида азота в диоксид $N0_2$, токсичность которого значительно выше. В соответствии с санитарными нормами токсичность CO, NO_x и CH находится в следующем соотношении: 1:20:0,67. Объемную концентрацию CO, CH и NO_x в отработавших газах определяют газоанализаторами. Объемная концентрация оксида углерода достаточно велика и ее исчисляют в процентах. Концентрацию углеводородов CH и оксидов азота NO_x выражают для удобства в миллионных долях; например, для углеводородов CH

$$r_{CH} = (V_{CH}/V_{CM}) \cdot 10^6,$$

где r_{CH} — объемная концентрация CH в отработавших газах, $млн^{-1}$; V_{CH} — парциальный объем CH, $м^3$; V_{CH} — объем отработавших газов, поступивших в газоанализатор, $м^3$.

Между процентами и миллионными долями существует соотношение: 1 % соответствует 10^4 $млн^{-1}$.

Отработавшие газы при большом содержании сажи вытекают из выпускной трубы автомобиля в виде черного дыма, который ограничивает видимость на дорогах. Поэтому сажу относят к токсичным веществам, хотя она не обладает токсическим действием. Сажа, кроме того, адсорбирует и выносит из цилиндра в атмосферу бензопирен — полициклический углеводород ароматического ряда, обладающий канцерогенным действием. Концентрацию сажи в отработавших газах измеряют двумя способами. Дымомером измеряют относительную оптическую плотность газов в процентах путем просвечивания. Фильтрованием отработавших газов получают массу сажи в единице объема ($г/м^3$).

Чтобы оценить степень загрязнения атмосферного воздуха выбросами токсичных веществ, следует определить суммарное количество выбросов с отработавшими газами в конкретных условиях эксплуатации автомобиля и оценить объем атмосферного воздуха, с которым перемешиваются токсичные вещества.

Во многих странах действуют ограничения на выбросы токсичных веществ автомобильными двигателями. В нашей стране соответствующие нормы введены с 1 января 1975 г. Важную роль в деле охраны окружающей среды в нашей стране играет принятый в 1980 г. Закон об охране атмосферного воздуха.

Предельные концентрации токсичных веществ в атмосферном воздухе городов ограничены санитарными нормами, которые принято выражать в $г/м^3$ ($мг/м^3$; мг/л).

Нормы на выбросы токсичных веществ автомобильными двигателями назначают, учитывая санитарные нормы, суммарный объем выбросов токсичных веществ и закономерности воздухообмена на улицах

городов, которые зависят от городского ландшафта и планировки улиц, климата, направления и силы ветра и т. и. Учитывают также технические и экономические возможности уменьшения токсичных выбросов до установленных норм.

В промышленно развитых странах действуют нормы на выбросы токсичных веществ: оксида углерода CO, углеводородов CH и оксидов азота NO_x с отработавшими газами автомобильных двигателей с принудительным воспламенением. С целью уменьшения выбросов свинца в несколько раз уменьшена предельная концентрация этиловой жидкости — антидетонационной присадки в бензине, а в крупных городах применение этилированного бензина запрещено.

Токсичность выбросов дизелей значительно ниже (табл. 1), для автомобилей с такими двигателями нормированы лишь выбросы сажи. Выбросы токсичных веществ CO, CH и $N0_x$ нормированы для дизельных автомобилей, которые работают на открытых рудниках, в карьерах и в шахтах, где воздухообмен ограничен.

Объем выбросов токсичных веществ отработавшими газами двигателей легковых автомобилей определяют при испытаниях на стендах с беговыми барабанами. Испытания проводят по ездовому циклу, имитирующему условия эксплуатации автомобиля в городе. В ездовом цикле регламентированы вид и продолжительность каждого из режимов движения автомобиля. Нормы на выбросы токсичных веществ назначают для тех же условий испытаний. В СССР и западноевропейских странах испытания проводят по европейскому ездовому циклу. Объем токсичных выбросов определяют за одно испытание, состоящее из четырех идентичных ездовых циклов общей продолжительностью 13 мин.

Нормы выброса токсичных веществ с отработавшими газами распространяются в СССР на бензиновые автомобильные двигатели с принудительным воспламенением.

Нормы зависят от массы автомобиля, например, для автомобилей массой 850...1020 кг они следующие: 70 г CO; 7 г CH; 10,5 г NO_x. Установлена также норма на концентрацию оксида углерода CO в отработавших газах при работе прогретого двигателя на режиме холостого хода.

Объем токсичных выбросов дизелями грузовых автомобилей и тракторов определяют при испытаниях на моторном стенде по циклу, в котором регламентируются нагрузка, частота вращения коленчатого вала и длительность каждого режима. Суммарную за испытательный цикл массу выбросов токсичных веществ относят к произведенной за испытания работе, выражаемой произведением мощности на время каждого режима, и определяют удельные выбросы каждого токсичного вещества в граммах на 1 кВт-ч.

Характеристики двигателя

Для оценки мощности и экономичности двигателя при его работе в различных

1. Объемная концентрация токсических веществ в отработавших газах двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	CH, $млн^{-1}$	CO, %	NO_x, $млн^{-1}$	Сажа, $г/м^3$
Двигатели с принудительным воспламенением	100...3500	0,2...6	400...4500	0,05
Дизели с неразделенными камерами сгорания	50...1000	0,05...0,3	200...2000	0,1...0,3
Дизели с разделенными камерами сгорания	50...300	0,03...0,05	200...1000	0,1...0,15

условиях пользуются характеристиками двигателя.

Характеристикой называется зависимость основных показателей двигателя (мощности, крутящего момента, расхода топлива и др.) от режима работы. Характеристики определяют опытным путем на специальных стендах. Применяются также аналитические методы построения приближенных характеристик двигателя.

Режимы работы двигателя характеризуются нагрузкой (средним эффективным давлением p_e) и частотой n вращения коленчатого вала. Характеристики, определяющие зависимость показателей двигателя при постоянном положении органов регулирования (неизменном положении рейки топливного насоса или дроссельной заслонки) от частоты вращения, называются скоростными характеристиками. Различным положениям органов регулирования соответствуют различные скоростные характеристики. Если скоростная характеристика получена при полной подаче топлива или горючей смеси, то она называется *внешней скоростной характеристикой;* характеристики, снятые при работе двигателя с неполной подачей, называются *частичными скоростными характеристиками.*

На каждом скоростном режиме крутящий момент может изменяться от нуля (режим холостого хода) до максимального значения. Например, если двигатель приводит в движение генератор, соединенный с сетью, в которую включены электродвигатели и осветительные установки, то необходимо, чтобы независимо от потребляемой энергии (нагрузки) напряжение тока было постоянным. Это достигается поддержанием постоянной частоты вращения вала двигателя при его работе на различных нагрузочных режимах. Постоянство частоты вращения при разных нагрузках требуется также в случае приведения в движение от двигателя таких машин, как, например, компрессоры, насосы и т. п. Во всех этих случаях двигатель работает по нагрузочной характеристике. *Нагрузочной характеристикой* называется зависимость показателей двигателя от среднего эффективного давления (или мощности). По нагрузочной характеристике можно определить допустимую мощность двигателя для заданной частоты вращения коленчатого вала, а также выявить экономичность работы двигателя при различных нагрузках.

При передаче мощности двигателя на винт (авиационные или судовые двигатели), вращающийся в среде с постоянной плотностью, обычно принимают, что мощность, поглощаемая винтом, пропорциональна частоте вращения в кубе, т. е. $N_e = an^3$. Характеристика двигателя, соответствующая этой зависимости, называется *винтовой характеристикой.* Винтовая характеристика ограничена максимальной мощностью при номинальной частоте вращения и минимальной мощностью при минимальной устойчивой частоте вращения.

В эксплуатационных условиях двигатели внутреннего сгорания в зависимости от условий работы потребителя энергии должны работать при различных частотах вращения и крутящих моментах, т. е. на различных режимах по той или иной характеристике. Например, в случае установки двигателя на автомобиль частота вращения коленчатого вала, связанного через сцепление и трансмиссию с колесами, примерно пропорциональна (для существующих схем трансмиссий) скорости движения автомобиля. При движении автомобиля с постоянной скоростью сопротивление движению может меняться в зависимости от состояния пути, его уклона, силы и направления ветра и т. п., вследствие чего изменяется и потребляемая автомобилем мощность.

На рис. 17 показаны характеристики и возможные режимы работы двигателей различного назначения. По оси абсцисс отложена относительная частота вращения $n/n_н$ (отношение данной частоты вращения к номинальной), а по оси ординат — относительная мощность $N_e/N_{e_н}$.

Для транспортного двигателя возможны все режимы, лежащие внутри площади, ограниченной снизу осью абсцисс, свер-

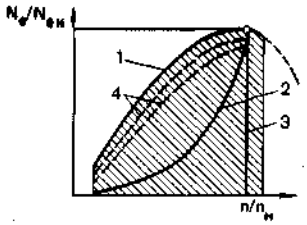


Рис. 17.
Характеристики двигателей внутреннего сгорания:
1 — внешняя скоростная; *2* — винтовая; *3*— нагрузочная; *4* - частичные скоростные

ху — внешней скоростной характеристикой *1,* слева минимальной и справа предельно допустимой частотой вращения. Для стационарных двигателей рабочие режимы при заданной частоте вращения могут быть представлены вертикальной линией *3* от оси абсцисс до линии внешней скоростной характеристики. Характеристика *2* — винтовая характеристика.

Кроме рассмотренных выше характеристик двигатель может работать и по другим характеристикам. Например, тепловозный дизель-генератор работает по тепловозной характеристике, представляющей собой изменение мощности, расхода топлива и других параметров в зависимости от частоты вращения при определенном положении органа управления (контроллера). Каждому положению контроллера соответствует определенный момент затяжки пружины регулятора топливного насоса.

С целью установления рациональных условий работы двигателей используют *регулировочные характеристики,* представляющие собой зависимости мощности, удельного расхода топлива и других показателей работы двигателя от регулируемого параметра (например, угла опережения зажигания, угла опережения впрыскивания топлива, температуры охлаждающей воды и т. п.).

§ 3. Принципы регулирования мощности и частоты вращения

Во время работы двигателя его мощность или крутящий момент при заданных частотах вращения должны быть равны мощности или крутящему моменту потребителя. В случае несоответствия между развиваемой двигателем мощностью и нагрузкой со стороны потребителя двигатель может чрезмерно увеличить частоту вращения (пойти вразнос) или, наоборот, значительно ее уменьшить и остановиться. Режим работы двигателя, при котором частота вращения, крутящий момент или мощность в рассматриваемый период остаются постоянными, называется *установившимся режимом.*

При изменении сопротивления внешней сети, если двигатель работает на электрогенератор, или при изменении сопротивления движению транспортного средства необходимо соответствующее регулирование мощности двигателя, чтобы обеспечить его устойчивую работу.

Рассмотрим способы регулирования мощности двигателя при постоянной частоте вращения. При n = const величины i и V_h = const. Из выражения $N_e = = iV_h p_e n/(30\tau)$, после обозначения постоянных коэффициентом k, можно получить

$$N_e = kp_e,$$

т. е. эффективная мощность двигателя прямо пропорциональна среднему эффективному давлению.

Среднее эффективное давление $p_e = = P_i\eta_м = P_i - P_м$; следовательно, эффективную мощность двигателя можно изменить увеличением или уменьшением среднего индикаторного давления. Регулирование мощности, связанное с увеличением механических потерь $p_м$, естественно, нецелесообразно.

Среднее индикаторное давление зависит в основном от следующих параметров.

1. Массы свежего заряда в цилиндре, оцениваемой коэффициентом η_V наполнения и плотностью p_k воздуха или горючей смеси на входе в цилиндр. С ростом массы свежего заряда возрастает количество теплоты, выделяющейся при сгорании, а следовательно, давление p_i.

2. Теплоты сгорания горючей смеси $H_u/(\alpha L_o)$, где L_0 — теоретически необхо-

димое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива. При увеличении теплоты сгорания горючей смеси возрастает количество теплоты, выделяющейся при сгорании, и соответственно среднее индикаторное давление. При работе двигателя на топливе определенного вида изменение теплоты сгорания горючей смеси возможно лишь путем изменения качества смеси, т. е. коэффициента α избытка воздуха. С увеличением коэффициента избытка воздуха горючая смесь обедняется и понижается индикаторное давление p_i , при уменьшении коэффициента α горючая смесь обогащается и давление p_i повышается.

Вследствие этого возможны два основных способа регулирования.

Первый способ — изменение массы свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя. В этом случае для понижения мощности двигателя уменьшают массу свежего заряда без изменения состава горючей смеси. Такой способ регулирования называется *количественным регулированием* и практически осуществляется путем установки дополнительного сопротивления в виде дроссельной заслонки во впускном трубопроводе. В результате дросселирования свежего заряда давление его уменьшается. Чем больше прикрыто проходное сечение, тем выше сопротивление впуска и меньше наполнение цилиндра, а следовательно, развиваемая двигателем мощность.

Существенным недостатком количественного регулирования является увеличение насосных потерь вследствие дросселирования и значительное снижение давления в конце сжатия при работе на малых нагрузках. К преимуществу этого способа регулирования следует отнести то, что при этом можно выбрать рациональный коэффициент избытка воздуха, обеспечивающий хорошее сгорание топлива на всех режимах работы двигателя.

При втором способе регулирования остается постоянным количество воздуха, поступающего в цилиндр, но меняется расход впрыскиваемого через форсунку топлива, что приводит к изменению качества горючей смеси (коэффициента α), а следовательно, теплоты сгорания горючей смеси и развиваемой двигателем мощности. Этот способ регулирования называется *качественным регулированием.*

Ввиду того, что расход воздуха, поступающего в цилиндр, с изменением нагрузки остается постоянным, при качественном регулировании давление p_a в цилиндре в конце впуска, давление p_c в конце сжатия и температура T_c в конце сжатия при одной и той же частоте вращения не меняются.

Значительное изменение состава горючей смеси при качественном регулировании обусловливает невозможность его применения в двигателях с внешним смесеобразованием: при увеличении коэффициента избытка воздуха обедняется горючая смесь, что приводит к понижению скорости сгорания, мощности и ухудшению экономичности двигателя. При слишком обедненной смеси появляются пропуски

Изменение среднего индикаторного давления (или работы цикла) возможно лишь путем изменения количества теплоты, выделившейся при сгорании топлива (или количества топлива), если потери постоянны.

Количественное, регулирование применяется в двигателях, с внешним смесеобразованием и принудительным воспламенением (карбюраторные и газовые двигатели).

Качественное регулирование используется в дизелях. При смешанном регулировании сочетаются преимущества количественного и качественного регулирования.

зажигания, работа двигателя становится неустойчивой и возможна его остановка.

Специфические особенности образования рабочей смеси и процесса сгорания в дизелях определяют возможность быстрого воспламенения и полного сгорания топлива при больших коэффициентах избытка воздуха.

В газовых двигателях применяют так называемое *смешанное регулирование.* При смешанном регулировании увеличения или уменьшения мощности в области больших нагрузок достигают путем изменения состава смеси в пределах допустимых значений а, в области малых нагрузок — путем изменения расхода смеси.

Автоматическое регулирование мощности для поддержания постоянной частоты вращения любым из указанных выше способов обычно осуществляется с помощью регуляторов частоты вращения. Регулятор частоты вращения автоматически управляет подачей горючей смеси или топлива в цилиндр на заданном скоростном режиме работы двигателя. При помощи регулятора можно ограничивать максимальную частоту вращения двигателя, обеспечивать устойчивую работу его при минимальной частоте вращения холостого хода и поддерживать заданный скоростной режим независимо от нагрузки.

Глава 2

ТОПЛИВА,МОТОРНЫЕ МАСЛА И ОХЛАЖДАЮЩИЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 4. Топлива

В качестве топлива для двигателей традиционно используются жидкие продукты, получаемые в результате переработки сырой нефти (бензин, дизельное топливо), и горючие газы, основную часть которых составляют углеводороды. Углеводороды обладают высокой теплотой сгорания, легко образуют с воздухом горючую смесь, сгорающую с большой скоростью. Продукты полного сгорания углеводородов не содержат компонентов, оказывающих воздействие на детали двигателя и окружающую среду. При обычных условиях, углеводороды представляют собой стабильные соединения, что обеспечивает постоянство физико-химических свойств топлив при длительном их хранении и транспортировке.

При проектировании нового двигателя обязательно задан вид топлива, на котором двигатель будет работать, так как от свойств топлива зависят особенности конструкции двигателя. Для характеристики конструктивных особенностей двигатели часто классифицируют по виду используемого топлива. Например, двигатели, работающие на газообразном топливе, называют газовыми двигателями, а двигатели, работающие на бензине,— бензиновыми. Двигатели, в которых могут использоваться жидкие топлива различных видов, например, бензин, керосин и дизельное топливо, получили наименование многотопливные, а двигатели, работающие на газе и на жидком дизельном топливе,— газожидкостные.

Важнейшей технической характеристикой любого *топлива* является *теплота сгорания,* т. е. количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании топлива. Обычно теплоту сгорания газообразного топлива определяют для 1 $м^3$ при температуре О °С и давлении 101,3 кПа, а жидкого — для 1 кг при тех же условиях.

Теплота сгорания топлива зависит от количества горючих соединений в топливе и от соотношения элементов, составляющих его горючую часть.

Теплоту сгорания топлива определяют экспериментально сжиганием топлива в среде сжатого кислорода в калориметрической бомбе. При экспериментальном определении получают так называемую высшую теплоту сгорания H_0 топлива, учитывающую выделение теплоты при охлаждении калориметрической бомбы до начальной температуры в результате конденсации паров воды, образовавшейся при сгорании водорода топлива. В двигателях внутреннего сгорания продукты сгорания выпускаются в окружающую среду мри температуре более высокой, чем температура конденсации водяных паров, и, следовательно, теплота парообразования не может быть использована.

При тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания пользуются низшей

Топливо— горючие вещества, используемые для получения тепловой энергии при их сжигании. Для сравнения топлив различных видов и суммарного учета их запасов, а также для составления норм расхода и планирования потребного количества принята единица учета — условное топливо, имеющее теплоту сгорания, равную 29,33 МДж/кг. По теплоте сгорания 1 кг бензина (44 МДж/кг) эквивалентен 1,5 кг условного топлива.

лотой сгорания H_u (МДж/кг). Между низшей и высшей теплотой сгорания топлива существует следующая связь:

$$H_u = H_0 - 2{,}512\ W,$$

где W — масса водяных паров продуктов сгорания, полученных при сгорании 1 кг или 1 м^3 топлива, кг; 2,512 — приближенное значение теплоты парообразования воды, принимаемое при технических расчетах, МДж/кг.

Более высокая теплота сгорания топлива обеспечивает меньший расход его в двигателе. Это особенно важно для транспортных двигателей, так как позволяет увеличивать пробег транспортного средства при заданном запасе топлива.

Жидкое топливо

Жидкое топливо получают в основном в результате физических (прямая перегонка) и деструктивных (процессов крекинга) методов переработки нефти. Нефть обладает максимальной для минеральных топлив теплотой сгорания.

Для двигателей с принудительным воспламенением горючей смеси в качестве топлива используют легкие фракции продуктов переработки нефти, выкипающие в пределах 35... 195 °С. К такому виду топлива относится *бензин.* Фракции продуктов переработки нефти, выкипающие до 390 °С, служат основой для производства различных сортов топлива — *дизельного топлива,* получившего название от типа двигателя, в котором оно используется. Этот вид топлива предназначен для высокооборотных дизелей. Смесь дизельного топлива с остаточными продуктами (до 80 *%)* прямой перегонки или крекинга нефти называют тяжелым дизельным топливом. Тяжелое дизельное топливо предназначено для малооборотных и среднеоборотных дизелей.

Жидкие топлива нефтяного происхождения состоят в основном из углеводородов, т. е. органических соединений, включающих только два горючих элемента — углерод и водород. По соотношению углерода и водорода углеводороды подразделяют на группы:

1) парафиновые углеводороды (алканы), имеющие элементарный состав, соответствующий общей формуле C_nH_{2n+2};

2) нафтеновые углеводороды (циклаиы) с общими формулами C_nH_{2n}, C_nH_{2n-2} и др.;

3) ароматические углеводороды с общими формулами C_nH_{2n-6}, C_nH_{2n-12} и др.

В жидких топливах, полученных в результате некоторых видов деструктивной переработки нефтяных фракций, встречаются олефиновые (ненасыщенные) углеводороды (алкены), состав которых также соответствует формуле C_nH_{2n}, совпадающей с формулой для нафтеновых углеводородов, но с другим размещением атомов в молекуле.

Крекинг — процесс деструктивной переработки нефти или ее фракций — характеризуется увеличенным выходом легких продуктов и повышенным их качеством. Термический крекинг происходит под воздействием высокой температуры (470...750 °С), каталитический—одновременно под действием высокой температуры (450...520 ^{0}С) и катализатора.

Фракционный состав — объемная доля в нефтепродукте углеводородов, выкипающих в определенных температурных пределах.

Теплота сгорания элемента, входящего в какие-либо соединения, не равна теплоте сгорания того же элемента, взятого в отдельности (обычно первая меньше), так как часть выделяющейся энергии, затрачивается на расщепление молекул.

В состав жидких топлив входят углеводороды с различным числом атомов углерода в молекуле. В бензинах встречаются углеводороды с числом атомов углерода до 12, в дизельных топливах — до 30, в тяжелых дизельных топливах — до 70 и выше.

Разнообразие свойств углеводородов в каждой группе обусловлено их молекулярной массой и структурой молекул. С ростом молекулярной массы повышаются плотность, вязкость, а также температура плавления и кипения углеводорода. Определение количества отдельных углеводородов, входящих в состав топлива, представляет собой весьма сложную задачу. В большинстве случаев ограничиваются групповым химическим и элементарным составом топлива.

Групповой химический состав характеризует процентное содержание в топливе углеводородов различных групп, определяющих его физико-химические и эксплуатационные свойства.

Элементарный состав показывает содержание в топливе отдельных элементов. Нефтяное жидкое топливо состоит в основном из углерода С (85...87 %). водорода Н (12,5...14,7 %) и относительно небольшого объема кислорода О (0...0,5 %). Иногда в топливе содержатся сера S (2...5%) и азот N.

Если содержание отдельных элементов в 1 кг топлива выразить массовыми долями и обозначить их символами соответствующих элементов, то получим

$$C+H+O+S+N=1.$$

При незначительном содержании О, S и N этими элементами часто пренебрегают. Элементарный состав жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания приведен в табл. 2.

Зная элементарный состав топлива, можно произвести тепловой расчет рабочего процесса. При отсутствии данных непосредственного определения H_u ее величину подсчитывают по формуле Д. И. Менделеева:

$$H_u = 33{,}913C+102{,}995H - 10{,}885(O - S) - 2{,}512\omega,$$

где ω — доля воды, содержащейся в 1 кг топлива.

В приведенной выше формуле коэффициенты, которые стоят перед массовыми долями элементов, не равны теплоте сгорания этих элементов.

Конструкция двигателя и организация его рабочего процесса должны быть такими, чтобы при эксплуатации топливо, обладающее определенными физико-химическими свойствами, использовалось Наиболее эффективно.

Физико-химические и эксплуатационные свойства топлива характеризуются оценочными показателями, которые определены государственными стандартами. Одни из этих показателей влияют на протекание рабочего цикла двигателя и надежность его работы, другие определяют возможность применения топлива в различных климатических условиях эксплуатации.

2. Элементарный состав жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания

Топливо	Элементарный состав (средний) топлива массой 1 кг			Молярная масса m_T, кг/кмоль	Низшая теплота сгорания H_u, МДж/кг
	C	H	O		
Нефтяное:					
бензин	0,855	0,145	—	110...120	44
дизельное	0,870	0,126	0,004	180...200	42,5
тяжелое дизельное	0,870	0,125	0,005	220...280	41,8
Спирт:					
метанол CH_3OH	0,375	0,125	0,5	32	19,95
этанол C_2H_5OH	0,520	0,130	0,350	46	27,72

3. Основные показатели жидких нефтяных топлив для двигателей внутреннего сгорания [1]

Показатели	Топливо		
	бензин	дизельное	тяжелое дизельное
Плотность при 20 °С, кг/м^3, не более	710...760	830...860	930...970
Кинематическая вязкость, мм^2/с, при:			
20 °С	0,52...0,63	1,5...6,0	—
50 °С	—	—	36...150
Температура перегонки, °С, не выше:			
10 %	55...70	—	—
15 %	—	—	Не выше 250
50 %	100...115	255...290	—
90 %	160...180	330...380	—
Температура конца кипения, °С, не выше	185...195	330...390	—
Температура застывания, °С, не выше	—60	—10...—55	—5
Температура вспышки в закрытом тигле, °С, не ниже	—30...—50	30...61	65...85
Объемная концентрация, %, не более:			
серы	0,01...0,12	0,2...0,5	0,5...3,0
механических примесей	Отсутствует	Отсутствует	0,1...0,2
воды	»	»	1,0...1,5
золы		0,1	0,04...0,15
кокса		0,3 (10 % остатка)	3...10

[1] В таблице приведены предельные значения показателей топлив различных видов.

В двигателях должны использоваться топлива тех сортов, которые рекомендованы его заводом-изготовителем, что необходимо для обеспечения их длительной и надежной работы с высокими эффективными показателями. Использование топлива с другими свойствами может привести к ухудшению показателей работы двигателя: снижению мощности, повышению удельного расхода топлива, чрезмерной дымности и токсичности продуктов сгорания, увеличению шума при работе и уменьшению надежности.

На протекание рабочего процесса в зависимости от вида двигателя существенно влияют отклонения установленных по стандарту таких основных показателей качества жидких топлив, как их фракционный и групповой химический состав.

Основные показатели жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания приведены в табл. 3.

Бензины. Использование легко испаряющихся и хорошо перемешиваемых с воздухом при обычных условиях бензиновых фракций в качестве топлива вызвало не-

В зимних видах бензина могут содержаться растворимые газообразные углеводороды с числом атомов углерода в молекуле меньше 5, которые предназначены для улучшения пусковых свойств двигателя при низкой температуре окружающего воздуха.

обходимость применения в двигателях внешнего смесеобразования и принудительного воспламенения горючей смеси. Для *фракционного состава бензинов* наиболее характерны температуры перегонки 10, 50 и 90 % топлива, а также температуры начала и конца его перегонки.

Температуры начала перегонки и перегонки 10 % топлива наряду с давлением насыщенных паров характеризуют содержание углеводородов, кипящих при низкой температуре. Эти углеводороды определяют возможность получения горючей смеси, обеспечивающей пуск двигателя при низкой температуре окружающей среды. Бензины с низкими температурами начала перегонки 10 % топлива и с большими давлениями насыщенных паров обладают лучшими пусковыми качествами.

Температура перегонки 50 % топлива характеризует содержание углеводородов, определяющих равномерное количественное и качественное распределение горючей смеси по цилиндрам двигателя. При работе двигателя на бензине с низкой температурой перегонки 50 % топлива требуется меньше времени на прогрев двигателя, достигается более равномерное распределение нагрузки по цилиндрам и улучшаются динамические свойства двигателя.

Температуры перегонки 90 % и конца кипения топлива характеризуют допустимое содержание в бензинах углеводородов, кипящих при высокой температуре. Эти углеводороды могут полностью не испариться к концу зарядки цилиндра. Чем выше температура, тем больше в цилиндр попадает топлива в жидкой фазе. Часть ее проникает через замки поршневых колец в картер, создавая в местах протекания условия для повышенного износа цилиндра и поршни и снижая вязкость смазочного масла. Оставшаяся в цилиндре неиспарившаяся жидкая фаза сгорает не полностью, вследствие чего увеличиваются удельный эффективный расход топлива, дымность и токсичность выпускных газов, а возрастают отложения нагара в камере сгорания.

Давление насыщенных паров бензина влияет не только на его пусковые свойства при низкой температуре окружающей среды, но и на работу двигателя в случае нагрева бензина в системе питания. Во время работы двигателя в условиях жаркого климата температура бензина в системе питания в среднем на 20...30 ^{0}С. выше температуры окружающего воздуха. При чрезмерном повышении температуры из бензина выделяются пары углеводородов, кипящих при низкой температуре. Эти пары с воздухом, который в небольших концентрациях находится в топливе, образуют паровоздушные пузырьки. В результате горючая смесь, поступающая в цилиндры двигателя, будет содержать меньшую массовую долю топлива (обедненная смесь) и может выйти за концентрационные пределы распространения пламени, а следовательно, привести к останову двигателя. В зависимости от климатических условий эксплуатации двигателя используют бензины с различным фракционным составом и давлением насыщенных паров, обеспечивающие надежный пуск и предотвращающие останов двигателя из-за образования паровоздушных пузырьков в системе питания.

Групповой химический состав бензинов определяет допустимую степень сжатия двигателя, при которой сгорание горючей смеси в цилиндре протекает нормально.

Давление насыщенных паров — давление пара, находящегося в равновесии с жидкостью при определенных соотношениях жидкой и паровой фаз и данной температуре; оно зависит от температуры и давления жидкости. Давление насыщенных паров бензина, кПа, не более:

летнего вида 66,7
зимнего вида 93,3

При несоответствии группового состава бензина и степени сжатия нарушается нормальное сгорание; оно становится детонационным с возникновением ударных волн в камере сгорания. Работа двигателя с детонацией недопустима, так как связана с перегревом двигателя, падением мощности, ухудшением экономичности, металлическими стуками в цилиндре и появлением сажи в выпускных газах. При длительной работе двигателя с детонацией возможно прогорание поршней и клапанов, а также разрушение подшипников.

Наименее склонны к детонационному сгоранию ароматические и изопарафиновые углеводороды, наиболее склонны — нормальные парафиновые углеводороды; нафтеновые и олефиновые углеводороды по этому свойству занимают промежуточное положение. Соотношение между углеводородами указанных групп в бензинах меняется в широких пределах и их детонационная стойкость различна.

Детонационная стойкость бензинов определяется на специальном двигателе при стандартных условиях испытания. Наибольшей детонационной стойкостью среди углеводородов обладает - изооктан (его стойкость принимается за 100 единиц), наименьшей — нормальный гептан (его стойкость принимается равной нулю). Детонационная стойкость бензина характеризуется октановым числом, т. е. процентным (по объему) содержанием изооктана в такой смеси с нормальным гептаном, которая по детонационной стойкости равноценна данному топливу. Так, например, если исследуемое топливо при испытаниях детонирует так же, как смесь, содержащая 76 % изооктана и 24 % нормального гептана, то октановое число такого топлива равно 76. Чем больше октановое число топлива, тем выше максимально допустимая степень сжатия, при которой топливо будет сгорать без детонации.

Октановое число бензина определяется двумя методами: моторным и исследовательским. Октановое число, полученное моторным методом, характеризует детонационную стойкость бензинов при использовании их в двигателях, длительно работающих на номинальных нагрузочных и тепловых режимах. Октановое число, определенное исследовательским методом, характеризует детонационную стойкость бензинов при использовании их в двигателях, работающих в условиях неустановившихся режимов (движение автомобилей в городских условиях).

Октановое число, определенное исследовательским методом, выше октанового числа, установленного моторным методом. Разность этих октановых чисел — чувствительность бензина — используется как дополнительный показатель его детонационной стойкости при различных режимах работы двигателя. Чем выше чувствительность бензина, тем лучше его детонационная стойкость при работе двигателя на неустановившихся режимах. Чувствительность бензина зависит от его группового состава. Наибольшей чувствительностью обладают олефиновые и ароматические углеводороды, наименьшей — парафиновые углеводороды; нафтеновые углеводороды по чувствительности занимают промежуточное положение. Чувствительность автомобильных бензинов изменяется в пределах 2...12 единиц.

Детонационная стойкость топлива положена в основу классификации автомобильных (А) бензинов. В марке автомобильного бензина указывается октановое число, определенное моторным методом (А-72, А-76) или исследовательским (И) методом (АИ-93, АИ-98).

Изоктан C_8H_{18} — углеводород парафиновой группы; плотность 0,692 г/см^3; октановое число 100; температура кипения 99,23 °С; теплота сгорания 44,6 МДж/кг.

Гептан C_7H_{16} — углеводород парафиновой группы: плотность 0,684 г/см^3; октановое число 0; температура кипения 98,4 °С; теплота сгорания 44,8 МДж/кг.

Различные бензины имеют октановые числа 70... 100. Октановое число топлив, имеющих детонационную стойкость лучшую, чем у изооктана, оценивают по условной шкале октановых чисел; при этом за эталон принимают смесь изооктана С 1,59 мг/л тетраэтилсвинца, для которой октановое число равно 120.

Дизельные топлива. Фракции продуктов переработки нефти, выкипающие до 390 ^{0}С, используются в качестве моторного топлива в двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением горючей смеси от нагретого высоким сжатием воздуха (дизелях).

Процесс смесеобразования в дизелях в значительной степени предопределяет протекание рабочего процесса в целом, его эффективность и экономичность. Большое влияние на протекание процесса смесеобразования оказывают вязкость и фракционный состав дизельного топлива.

Отклонение *вязкости дизельного топлива* от установленной для данного двигателя вызывает изменение цикловой подачи топлива и фаз впрыскивания (начала, конца и продолжительности подачи топлива). При увеличении вязкости (при том же положении регулирующего органа) повышается расход впрыскиваемого топлива вследствие уменьшения утечек его через зазоры плунжерной пары в ходе нагнетания. Одновременно возрастает угол опережения впрыскивания топлива. Кроме того, с повышением вязкости ухудшается качество распыливания топлива, увеличиваются неоднородность размеров и средний диаметр капель, а также глубина проникновения факела распыленного топлива в воздушный заряд цилиндра; угол конуса топливного факела уменьшается. Особенно чувствительны к изменению вязкости топлива двигатели с неразделенными камерами сгорания, форма и размеры которых согласованы с формой и направлением факелов топлива.

Фракционный состав дизельных топлив оценивают теми же характерными температурами перегонки фракций, что и бензинов.

Температура перегонки 10 % топлива характеризует содержание углеводородов, легко испаряющихся в условиях цилиндра двигателя. Чрезмерное содержание легкоиспаряющихся углеводородов увеличивает интенсивность испарения распыленного топлива и массы подготовленной к воспламенению горючей смеси, что вызывает повышение скорости нарастания давления газов в цилиндре. Работа двигателя при этом сопровождается повышенным механическим шумом, вибрациями и интенсивным износом деталей.

Для повышения детонационной стойкости бензинов к ним добавляют этиловую жидкость не более 3...4 мл на 1 кг топлива, состоящую из смеси тетраэтилсвинца с бромистыми и хлористыми соединениями. Этилированные бензины ядовиты. Содержание этиловой жидкости можно оценить по цвету окраски бензина: А-76 — желтый; АИ-93 — оранжево-красный; АИ-93 — синий. Применение этилированных бензинов с экологической точки зрения нежелательно. Для повышения детонационной стойкости неэтилированных бензинов в них вводят в качестве компонентов высокооктановые кислородосодержащие соединения (спирты и эфиры, воду).

Дизельные топлива являются одновременно смазочным материалом для движущихся деталей топливной аппаратуры высокого давления. Для предотвращения чрезмерного износа трущихся пар необходимо применять топливо с определенной минимальной вязкостью.

Температура перегонки 50 % дизельного топлива характеризует равномерность распределения углеводородов, полностью испаряющихся в процессе смесеобразования.

Температура перегонки 90 % топлива характеризует содержание в дизельном топливе трудноиспаряющихся углеводородов.

При чрезмерном содержании в топливе трудноиспаряющихся углеводородов уменьшается скорость испарения распыленного топлива, что может привести к неполному испарению отдельных капель жидкого топлива и неполноте их сгорания; при этом мощность и экономичность двигателя понижаются, увеличиваются отложение нагара в камере сгорания, дымность и токсичность выпускных газов.

Фракционный состав топлива особенно большое значение имеет для высокооборотных двигателей с неразделенными камерами сгорания.

Склонность к воспламенению является одним из важнейших показателей качества топлив для дизелей. От нее зависит длительность периода от начала впрыскивания топлива в цилиндр до момента начала подъема давления в нем в результате выделения теплоты при горении топлива — период задержки воспламенения. Топлива с большой склонностью к воспламенению обеспечивают более благоприятное протекание процесса сгорания без резкого повышения давления и появления в связи с этим стуков в цилиндре. Воспламеняемость дизельных топлив зависит от группового химического состава. Наибольшей склонностью к воспламенению обладают углеводороды нормального парафинового ряда (воспламеняемость цетана принимается за 100 единиц), наименьшей — углеводороды ароматического ряда (воспламеняемость альфа-метилнафталина— 0 единиц); нафтеновые углеводороды по этому свойству занимают промежуточное положение.

Склонность к воспламенению дизельных топлив оценивают цетановым числом, которое определяют на специальном двигателе при стандартных условиях испытания. *Цетановым числом* называется процентное (по объему) содержание цетана в смеси с альфа-метилнафталином, которая имеет такую же склонность к воспламенению, как данное топливо. Например, если исследуемое топливо имеет такую же склонность к воспламенению, как смесь, содержащая 45 % цетана и 55 % альфа-метилнафталина, то его цетановое число равно 45. При недостаточном цетановом числе топлива возрастает период задержки воспламенения, в течение которого происходит подготовка топлива к сгоранию. Увеличение подготовленной к сгоранию рабочей смеси может вызвать, так же как и наличие более легких фракций, нежелательное повышение скорости нарастания давления в цилиндре и шума при работе двигателя.

Чрезмерное уменьшение периода задержки воспламенения вследствие увеличения цетанового числа топлива также нецелесообразно, так как в этом случае воспламенение топлива происходит до распределения капель топлива в воздушном заряде, что приводит к росту неполноты сгорания. В связи с этим цетановые числа топлив составляют 40...55 единиц.

Возможность применения дизельных топлив в различных климатических условиях характеризуется *температурой кристаллизации,* при которой выпадающие из топлива кристаллы растворенных парафиновых углеводородов, имеющих высокую температуру кипения, затрудняют его

Цетан $C_{16}H_{34}$ — углеводород парафиновой группы: плотность 0,7733 г/см^3; цетановое число 100; температура кипения 286,5 °С; теплота сгорания 44,2 МДж/кг.

Альфа-метилнафталин $C_{11}H_{10}$—углеводород ароматической группы: плотность 1,0179 г/см^3; цетановое число 0; температура кипения 241 °С; теплота сгорания 42 МДж/кг.

подачу из бака через фильтры к форсунке, либо температурой застывания, при которой во всем объеме топлива образуется кристаллический каркас, препятствующий движению жидких углеводородов.

Топливо для дизелей, эксплуатирующихся при температуре окружающего воздуха от 0 °С и выше, обозначают буквой Л (летнее), от —20 °С и выше — буквой З (зимнее), от —50°С и выше — буквой А (арктическое). В маркировке топлива указывают также допустимую массовую долю серы, %. В обозначение дополнительно вводят для летнего топлива температуру вспышки, характеризующую его пожарную безопасность, а для зимнего топлива — температуру застывания. Например, марка Л-0,2-40 означает, что топливо летнее, с массовой долей серы до 0,2 % и температурой вспышки 40 °С, а марка З-0,2-35 — что топливо зимнее, с массовой долей серы до 0,2 % и температурой застывания —35°С. Для арктического топлива указывают только допустимую массовую долю серы А-0,4.

Тяжелое дизельное топливо. Тяжелые сорта дизельных топлив содержат наибольшее количество высококипящих фракций, обладают наибольшей плотностью, вязкостью, температурой застывания. Для них также характерно повышенное содержание серы, воды, механических примесей (см. табл. 3).

Процессы смесеобразования и сгорании в среднеоборотных и малооборотных дизелях проходят в течение достаточно длительного времени. Поэтому для тяжелых сортов топлив не регламентируют фракционный состав и цетановое число.

Моторное топливо ДТ (дизельное тихо ходное) используют в среднеоборотных и малооборотных дизелях. Наиболее тяжелые сорта дизельных топлив ДМ (мазуты) используют в судовых малооборотиых дизелях после предварительной их подготовки непосредственно в судовых условиях. Топливоподготовка включает в себя подогрев, гомогенизацию и очистку топлива. Подогрев (до 50...90 °С) снижает вязкость топлива до значений, обеспечивающих прокачивание топлива через систему топливоподачи, фильтрацию и качественное его распыливание форсунками. Гомогенизация топлива обеспечивает однородность его состава. При очистке из топлива удаляют твердые частицы механических примесей и воду.

Газообразное топливо

В качестве газообразного топлива в двигателях внутреннего сгорания применяются природные газы, попутные газы, выделяющиеся при добыче и переработке нефти, попутные промышленные и канализацион-

С целью увеличения ресурсов дизельных топлив, используемых в автотракторных дизелях, разработаны топлива расширенного фракционного состава. Эти топлива состоят из бензиновых фракций, выкипающих при 62...180°С, и дизельных фракций, конец процесса кипения которых ограничивается в зависимости от климатических условий и времени года применения топлив.

В местах добычи природного газа в качестве жидкого моторного топлива применяют стабилизированный газовый конденсат, фракции которого по своим физико-химическим свойствам соответствуют фракциям, входящим в состав бензинов и дизельных топлив.

Гомогенизация топлива — процесс разрушения и равномерного распределения находящихся в нем в виде сгущений и пленок асфальтосмолистых образований, водотопливных эмульсий и др., проводимый с целью их использования в качестве горючей части топлива. (Без гомогенизации, топлива в процессах сепарации и фильтрации асфальтосмолистые образования переходят в отходы.)

4. Основные показатели компонентов газообразных топлив при значениях температуры 15 °С и давления 101,3 кПа

Показатели	Метан CH_4	Этан C_2H_6	Пропан C_3H_8	Бутан C_4H_{10}	Пентан C_5H_{12}	Этилен C_2H_4	Пропилен C_3H_6	Бутилен C_4H_8	Водород H_2	Оксид углерода CO
Плотность:										
в парообразном состоянии, кг/м³	0,67	1,273	1,867	2,46	3,05	1,187	1,78	2,37	0,086	1,185
в жидком состоянии, кг/л	0,415	0,466	0,51	0,58	0,626	0,58	0,522	0,6	0,071	—
Температура кипения, °С	—161,6	—88,6	—42,2	—0,5	36	—103,5	—47	1,4	—253	—190
Теплота испарения, МДж/кг	0,513	—	0,431	0,394	—	0,481	0,431	0,410	—	—
Низшая теплота сгорания, МДж/м³	33,869	60,039	85,766	111,699	137,913	55,601	81,195	107,035	10,228	12,037

ные газы, а также газы, получаемые из твердых топлив путем их газификации.

Газообразное топливо является механической смесью различных горючих и инертных газов. В общем случае химическую формулу любого содержащего углерод С, водород Н и кислород О горючего или негорючего компонента, входящего в состав газообразного топлива, можно представить в виде $C_nH_mO_r$. Например, при $n=1$, $m = 0$ и $r = 2$ получим формулу углекислого газа CO_2; при $n = 2$, $m = 6$ и $r = = 0$ — химическую формулу этана C_2H_6; при $n = 0$, $m = 2$ и $r = 0$ — химическую формулу водорода H_2 и т. д.

Если отдельные компоненты газообразного топлива в 1 кмоль (или 1 м³) при температуре 0°С и давлении 101,3 кПа выразить в объемных долях и обозначить их химическими символами этих компонентов, то состав топлива определится следующим образом:

$$\Sigma C_nH_mO_r + N_2=1.$$

При отсутствии данных непосредственного определения теплоты сгорания газообразного топлива ее подсчитывают по формуле

$$(H_u)_{см}=\Sigma(C_nH_mO_r)_iH_{ui},$$

где $(C_nH_mO_r)_i$ — объемная доля i-го компонента в 1 м³ газообразного топлива; H_{ui} — низшая теплота сгорания 1 м³ i-го компонента при температуре 15 °С и давлении 101,3 кПа.

Основные показатели компонентов газообразных топлив приведены в табл. 4.

Наибольшее применение в качестве топлива получили природные газы и газы, сопутствующие добыче и переработке нефти. Основным компонентом природных газов является метан CH_4, содержание которого достигает 98 %. Нефтяные попутные газы состоят главным образом из пропана и бутана.

Газообразные топлива обладают такими же эксплуатационными свойствами, что и бензины. По сравнению с бензином процесс образования горючей смеси из газа и воздуха более совершенен, так как оба компонента находятся в одинаковом агрегатном состоянии. Это обеспечивает устой-

чивое более полное сгорание газовоздушной смеси, меньшее в 3...5 раз содержание токсичных веществ в выпускных газах двигателя, а также уменьшение нагара на его деталях.

Газообразные топлива обладают высокой детонационной стойкостью (октановым числом, определяемым по моторному методу, равным 80...110), что позволяет использовать их в двигателях с более высокой степенью сжатия. Поэтому показатели мощности и экономичности двигателей, работающих на газообразном топливе, могут быть выше, чем у двигателей, работающих на бензине.

Газообразное топливо имеет более низкую объемную теплоту сгорания, чем жидкое нефтяное топливо. В связи с этим на транспортных установках с газовыми двигателями для обеспечения их достаточного пробега необходимый запас газообразного топлива хранят в сжатом или сжиженном состоянии. Сжатый природный газ находится в баллонах под давлением до 20 МПа, а сжиженный — в криогенных сосудах при —162 °С; при этом значении температуры он занимает в 640 раз меньший объем, чем в газообразном состоянии. Сжиженный нефтяной попутный газ (пропан-бутановая фракция) содержат в баллонах под давлением до 1,6 МПа.

Газообразное топливо используют в двигателях с принудительным зажиганием и в дизелях при газожидкостном цикле или при непосредственном впрыскивании сжиженного газа в цилиндр и воспламенением от сжатия.

Сжатый природный газ получил широкое применение в автомобильном транспорте, сжиженный природный газ — в мощных дизелях судов, а в перспективе—в дизелях большегрузных автомобилей и тепловозов.

Одним из перспективных видов топлива для транспортных двигателей является жидкий водород, который можно получать из воды с использованием ядерной энергии.

Ресурсы водорода практически неограниченны, а продукты его сгорания безвредны. В настоящее время водород используют как добавку в небольшом количестве в углеводородных топливах для интенсифицирования процессов его горения.

Состав природного газа (в объемных долях, %), H_u= =34...37 МДж/м^3; CH_4 90...98; C_nH_m 0,6...3; H_2S. 0...5; CO_2 0...01; N_2 0,2..,0,4.

Состав нефтяного попутного газа (в объемных долях, %),H_u = = 41...67 МДж/м^3: CH_4 24...87; C_nH_m13...52; H_2 0...10; CO_2 0,1...1,8; N_2 0,2...4,6.

Коксовый метанизированный газ представляет собой метановую фракцию коксового газа, получаемую при извлечении из него водорода методом глубокого охлаждения, и содержит не менее 65 % метана. Теплота сгорания не менее 27 МДж/м^3. После сжатия под давлением используется в качестве топлива для газобаллонных автомобилей.

Моторное масло в газовом двигателе в отличие от бензинового не подвергается разжижению жидким топливом, что увеличивает в 2...3 раза срок его службы и в 1,5...2 раза повышает ресурс двигателя.

Для оценки детонационной стойкости газообразных топлив используется метановая шкала, в которой за 100 единиц принята детонационная стойкость метана CH_4, а за ноль— детонационная стойкость водорода H_2.

Общие требования к топливам

Наряду со специфическими требованиями к физико-химическим свойствам топлива, определяющим протекание рабочего цикла двигателя, ко всем жидким и газообразным топливам в равной степени предъявляют и общие требования, связанные с обеспечением надежной и бесперебойной работы двигателя.

Для предупреждения механического и коррозионного износа деталей двигателя, в первую очередь топливоподающей аппаратуры, содержание в жидких и газообразных топливах механических примесей, воды и корродирующих веществ строго ограничено и допускается лишь в ничтожных количествах.

Основным условием эффективной и надежной работы двигателя внутреннего сгорания является применение топлив, которые по своим физико-химическим свойствам соответствуют его конструкции и условиям эксплуатации.

Моторные топлива из нетрадиционного сырья

Ограниченность ресурсов нефти и газа при возрастающем спросе на топливо для двигателей внутреннего сгорания и сырья для химической промышленности требует самого эффективного и бережного их расходования. Одновременно с повышением эффективности добычи нефти, углублением ее переработки для увеличения выработки моторных топлив и оптимизации их качества в нашей стране и за рубежом проводится работа по использованию новых видов сырья для производства моторных топлив.

Для нашей страны перспективными сырьевыми ресурсами для производства моторных топлив (исходя из запасов и возможностей освоения) являются природный газ, уголь, горючие сланцы, тяжелые и битуминозные нефти. Моторные топлива, полученные из указанного выше сырья, проходят всестороннюю проверку и эксплуатационные испытания. Проверена возможность использования спиртов (метанола и этанола) в качестве компонентов нефтяных топлив, каменноугольной пыли и ее суспензий с жидким топливом, водотопливных эмульсий. Наиболее успешно ведутся работы по использованию спиртов. Метанол вырабатывают из природного газа и угля, этанол можно получать из растительного возобновляемого сырья.

В отличие от нефтяных топлив (см. табл. 2, 5) в спиртах содержится значительно меньше углерода и больше кислорода. В связи с этим у спиртовых топлив меньше теплота сгорания и, следовательно, больше объемный расход в двигателях. Спирты коррозионно активны и токсичны (особенно метанол), что обусловливает необходимость вводить в них противокоррозионные добавки, подбирать устойчивые к спиртам материалы, а также соблюдать соответствующие меры предосторожности.

Одним из способов уменьшения потребности в сырой нефти является дизелизация автомобильного транспорта, так как дизель более экономичен, чем бензиновый двигатель. Экономия нефтяного сырья при замене бензиновых двигателей дизелями может достичь 50 %.

Моторные топлива, получаемые из нетрадиционных видов сырья, называют альтернативными моторными топливами.

Альтернативные топлива — жидкие и газообразные топлива, которые по физико-химическим свойствам, и. агрегатному состоянию могут быть использованы в двигателях внутреннего сгорания.

5. Сравнительные данные нефтяных и спиртовых топлив

Показатели	Бензин	Дизельное	Метанол CH_3OH	Этанол C_2H_5OH
Низшая теплота сгорания H_u, МДж/кг	44	42,5	19,95	27,72
Плотность при 20 °С, кг/м³	710...760	830...860	796	794
Кинематическая вязкость, мм²/с	0,52...0,63	1,5...6,0	0,758	1,52
Температура кипения, °С	35—195	62—390	65	78
Температура воспламенения, °С	430	210	470	420
Давление насыщенных паров, кПа	65...90	0,25...0,35	32	17
Теплота испарения, кДж/кг	350	270	1156	91
Цетановое число	—	Не менее 45	3	3 8
Октановое число, определенное по методу:				
моторному	72...89	—	95	94
исследовательскому	93...98	—	114	111
Смешиваемость с водой	Плохая	Плохая	Хорошая	Хорошая
Смешиваемость с углеводородными топливами	Хорошая	Хорошая	Плохая	Плохая

В двигателе с принудительным воспламенением высокая детонационная стойкость спиртов позволяет повысить степень сжатия до 12...14 единиц и индикаторный КПД, что компенсирует меньшую теплоту сгорания спиртов. Высокое значение теплоты испарения спиртов по сравнению с бензинами обусловливает увеличение коэффициента наполнения, а следовательно, мощность двигателя. Однако большая теплота испарения спиртов и относительно более, высокая по сравнению с головными бензиновыми фракциями температура их кипения ухудшают пусковые свойства двигателя при низкой температуре окружающей среды. Эти свойства спиртов и определяют основные направления изменений в конструкции двигателей, работающих на спиртах и спиртосодержащих топливах.

В двигателях с принудительным воспламенением возможно использование спиртов в чистом виде при введении в них присадок (до 10 %), обеспечивающих лучшие пусковые свойства. Возможно применение спиртов в качестве компонента (до 15 %) бензинов, а также в качестве антидетонационной добавки к низкооктановым бензинам при использовании двойной системы питания двигателя топливом. Двойная система питания топливом предусматривает раздельную подачу в цилиндр низкооктанового бензина и спирта, дозируемых в зависимости от нагрузки двигателя. Применение спиртом позволяет улучшить экономические и экологические показатели двигателя с принудительным воспламенением по сравнению с прототипом на бензиновом топливе.

В дизелях применение спиртов возможно лишь при принятии специальных мер для обеспечения их работоспособности. Это обусловлено меньшей по сравнению с дизельными топливами плотностью спиртов, их высокой температурой воспламенения, высокой теплотой испарения, низкими цетановыми числами и недостаточной смазывающей способностью. Использование в дизелях спиртов в чистом виде возможно при добавлении к ним присадок (до 10...20 %), повышающих цетановые числа и улучшающих воспламенение от сжатия.

В случае применения в дизелях искрового зажигания дизельное топливо можно полностью заменить на спирт. Испарение спиртов в потоке всасываемого воздуха и использование запальной дозы дизельного топлива при двухтопливной системе позволяют заменить 50...90 % дизельного топлива. Применение дизельного топлива и спирта в виде растворов и эмульсин может обеспечить экономию до 20...25 % дизельного топлива. При использовании спиртов дизель, как правило, сохраняет

свои показатели по мощности, экономичности и токсичности.

В последние годы ведутся интенсивные работы по применению двигателей на чистых синтетических топливах, получаемых из бурого и каменного угля и горючих сланцев. По своим физико-химическим и эксплуатационным свойствам синтетические топлива приближаются к нефтяным и могут быть использованы в современных двигателях при достаточно несложной их модернизации. Качество синтетических топлив хуже, чем нефтяных. Например, дизельные топлива, полученные из каменного угля, обладают меньшей теплотой сгорания, более низкими цетановыми числами, более высоким содержанием серы по сравнению с нефтяными дизельными топливами.

Из тяжелых и битуминозных нефтей возможно извлечение до 25 % фракций, выкипающих до 350 °С, которые идут на получение топлив.

Масштабы и сроки внедрения нетрадиционных топлив зависят от ресурсов сырья, степени разработки технологических процессов производства, организации их транспортировки и хранения, а также от приспособленности двигателей внутреннего сгорания и силовых установок к их использованию.

§ 5. Моторные масла

Масла, применяемые в двигателях внутреннего сгорания, называются моторными и обозначаются буквой М (моторные). Они служат для уменьшения износа движущихся деталей и потерь мощности на трение в них, выполняют функцию уплотняющей среды в зоне поршневых колец, а также отводят теплоту.

В двигателях для смазывания деталей используются масла главным образом нефтяного происхождения: дистиллятные, остаточные, смешанные и синтетические. Физико-химические свойства смазочных масел должны соответствовать требованиям и нормам, указанным в государственных стандартах или технических условиях.

Вязкость масла

Вязкость относится к одному из основных показателей смазочных *масел,* так как от нее зависят гидродинамический режим смазки трущихся деталей и механические потери на трение в двигателе.

При гидродинамических расчетах узлов трения и оценке эксплуатационных свойств двигателя пользуются кинематической вязкостью, представляющей собой отношение динамической вязкости жидкости к плотности при температуре, для которой ведут расчет. В маркировке сорта масла указывают кинематическую вязкость, мм^2/с, при температуре 100 °С. Например, масло М-10 имеет кинематическую вязкость 10 мм^2/с при температуре 100 °С.

Вязкость масла возрастает при понижении температуры, что вызывает увеличение силы трения при гидродинамическом режиме смазки трущихся деталей. Наибольшая сила трения возникает в случае пуска холодного двигателя при низкой температуре окружающей среды, когда вязкость масла высокая и оно с трудом прокачивается насосом. Замедленное поступление масла к узлам трения может вызвать повышенный износ деталей и даже повреждение подшипников в период пуска двигателя.

Повышение вязкости с понижением температуры у разных масел происходит неодинаково и зависит от их физико-химических свойств. Зависимость вязкости от температуры в заданном ее интервале у маловязких масел меньше, чем у масел большой вязкости.

Для обеспечения нормальной работы двигателей в различных климатических условиях желательно, чтобы вязкость применяемых масел незначительно изменялась с температурой. Для оценки изменения вязкости масла в зависимости от температуры, помимо кинематической вязкости при температуре 100 °С, в технических условиях указывается кинематическая вязкость масла при 0 °С или отношение кинематической вязкости при 50 и 100°С (ν_{50}/ν_{100}). Зная значение вязкости ν масла

для двух значений температур Т, с помощью специальной номограммы можно определить его вязкость при любой температуре. Для этого следует на номограмму нанести две соответствующие точки и соединить их прямой линией, которая будет характеризовать изменение кинематической вязкости данного масла в зависимости от температуры. Пример использования номограммы представлен на рис. 18.

Для относительной оценки вязкостно-температурных свойств разных масел с одинаковой кинематической вязкостью используется индекс вязкости. Индекс вязкости выражают в условных единицах. При его определении сравнивают кривую изменения вязкости в зависимости от температуры испытуемого масла с аналогичными кривыми двух эталонных масел, имеющих при температуре 100 °С ту же вязкость, что и испытуемое масло. Пологость кривых изменения вязкости масла оценивают при температуре 50 °С. Эталонное масло с наименьшей зависимостью вязкости от температуры (пологая кривая) оценивается индексом вязкости в 100 единиц, с наибольшей зависимостью (крутая кривая) — в 0 единиц. Индекс вязкости определяют по специальным номограммам или таблицам. Моторные масла имеют индекс вязкости не менее 90... 125 единиц. Масла с большим значением индекса вязкости применяют для двигателей, работающих при низкой температуре окружающей среды.

Вязкость масел зависит также от давления, возрастая с увеличением последнего, что имеет особое значение при смазывании узлов двигателя, работающих с большими нагрузками. Зависимость вязкости от давления можно определить но формуле

$$\nu_p = \nu_0 a^p,$$

где ν_p и ν_0 — вязкость масла при давлении соответственно p и атмосферном; a постоянная величина, для минеральных масел 0=1,002...1,004.

Вязкость масла выбирают исходя из геометрических размеров и режимов работы подшипников скольжения коленчатого вала, а также из климатических условий эксплуатации двигателя. Для двигателей, работающих на бензине, используют масла вязкостью 6; 8; 10; 12 мм^2/с, а для дизелей—масла вязкостью 8; 10; 12; 14;

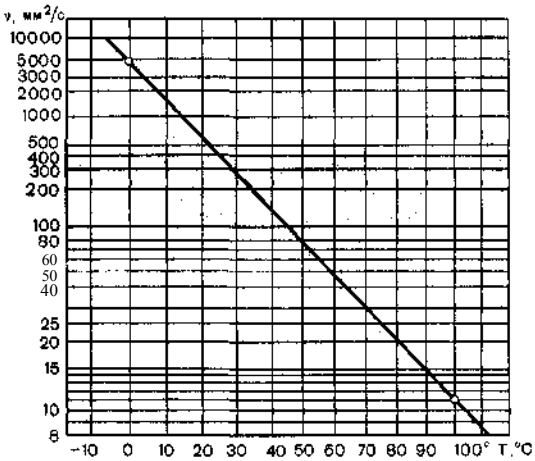


Рис.18.
Пример использования номограммы для определения вязкости масла

Синтетические масла — органические или элементно-органические соединения, применяемые в качестве смазочных масел. Например, силиконовые масла - соединения, содержащие чередующиеся атомы кремния и кислорода; кремний связан также с органическими радикалами, водородом или галогенами. Синтетические моторные масла по термоокислительной стабильности, индексу вязкости (> 160), температуре застывания (ниже — 60 °С) и другим эксплуатационным свойствам превосходят минеральные.

16; 20 мм^2/с. Масла большей вязкости применяют для более нагруженных двигателей или двигателей, работающих при повышенной температуре окружающей среды (летние условия, работа в жарких южных районах).

Вязкость масла влияет на прокачиваемость его через зазоры в узлах трения, а следовательно, на отвод теплоты от трущихся поверхностей и охлаждаемых деталей и затраты мощности на привод масляного насоса. Масла с малой вязкостью при прочих равных условиях лучше отводят теплоту и быстрее выносят продукты износа трущихся деталей.

В результате насосного эффекта поршневых колец масло попадает в камеру сгорания и сгорает там. В камеру сгорания масло может проникнуть также через зазоры между стержнями клапанов и их направляющими. Сгоревшее масло придает выпускным газам специфическую окраску. От вязкости масла зависит его выгораемость, а следовательно, расход. Масла большей вязкости выгорают в меньшем количестве. Расход масла вследствие выгорания может достигать 85 % общего расхода масла в двигателе.

Маслянистость масла

Условия работы ряда сопряженных деталей таких, как, например, поршень — цилиндр, поршневое кольцо — цилиндр, не способствуют поддержанию устойчивого гидродинамического режима смазки, поэтому в этих узлах трение приближается к граничному. Условия граничного трения возникают также при недостаточном поступлении масла к узлам трения, при увеличении давления и температуры, понижении относительной скорости перемещения трущихся поверхностей, т. е. в основном при изменении режима работы двигателя. Граничное трение зависит не от вязкости масла, а от содержания в масле поверхностно-активных веществ, способных адсорбироваться на трущихся поверхностях. Адсорбированная пленка препятствует непосредственному контакту трущихся поверхностей, что уменьшает силу трения и износ деталей.

Способность масла обеспечивать смазывающее действие в условиях граничного трения, когда коэффициент трения не зависит от вязкости масла, называется маслянистостью. Сравнительную оценку маслянистости различных масел производят по результатам их испытаний на машине трения. В качестве оценочных показателей используют размеры пятен износа деталей и моменты сил трения. Для форсированных двигателей и двигателей, работающих длительное время на неустановившихся режимах, желательно применять масла с высокой маслянистостью.

Старение масла

Смазочное масло при высоких температуре и давлении под влиянием кислорода воздуха и каталитического действия металлических поверхностей, загрязнения продуктами износа, попадания в него топлива и продуктов неполного сгорания, воды и внешней пыли, срабатывания присадок изменяет физические и химические свойства. Процесс старения свежего масла начинается непосредственно после его заливки в масляную систему и проявляется через непродолжительное время работы двигателя. В результате старения ухудшаются эксплуатационные свойства моторного масла и возникает необходимость его замены.

Продукты глубокого окисления и термического крекинга масла, появляющиеся

Расход моторных масел устанавливается в г/(мВт·ч) и зависит от значения и типа двигателя.

Высокая маслянистость моторного масла предотвращает интенсивное изнашивание трущихся деталей при нарушении условий гидродинамического режима смазки.

в результате неполного сгорания его в цилиндре, откладываются на поверхности камеры сгорания, в том числе на клапанах, свечах зажигания, форсунках, и служат источником образования нагара. В состав нагара также входят продукты неполного сгорания топлива и тех веществ, которые попадают в камеру сгорания вместе с воздухом, топливом и маслом (пыль, влага, антидетонаторы, присадки к маслу, топливу и т. п.).

Последовательно образующиеся микрослои нагара, ухудшая теплоотдачу к металлическим поверхностям, находятся под воздействием более высоких температур. При достижении на поверхности слоя нагара такой температуры, при которой вновь образующиеся продукты полностью сгорают или превращаются в сухие углистые вещества, не удерживаемые на поверхности слоя, толщина слоя стабилизируется. Углистые вещества уносятся с выпускными газами и частично вместе с газами, прорывающимися в картер, попадают в смазочное масло, ускоряя процесс его старения. Толщина слоя нагара зависит от температурного режима в камере сгорания. Чем выше температура, тем меньше толщина слоя нагара и интенсивнее процесс старения масла.

Нагар ухудшает теплоотдачу стенок камеры сгорания. В случае образования нагара между уплотняющими фасками клапана и седла возможны нарушения плотной посадки клапана и его прогар. Нагар на стенках камеры сгорания уменьшает ее объем (увеличивается степень сжатия), что может вызвать преждевременное воспламенение топлива или появление детонации. Возникновению детонации способствует также наличие на электродах свечей зажигания раскаленных частиц нагара и каталитическое действие их на протекание химических реакций. В двухтактных двигателях отложения нагара на боковых поверхностях впускных и выпускных окон нарушают процессы газообмена.

В зазорах между боковой поверхностью поршня и втулки (гильзы) цилиндра, поршневых колец и канавок пленка смазочного масла подвергается воздействию высоких температур поверхностей деталей и нагретых газон, прорывающихся и камеры сгорания в картер. Продукт окисления масла в виде лакообразных ве-ществ откладываются на поверхностях деталей или, в зависимости от его химического состава, смываются свежей порцией масла. Лакообразные отложения ухудшают отвод теплоты от поршня к втулке цилиндра.

Накопление в поршневых канавках лакообразных веществ и нагара вызывает потерю кольцами подвижности («залегание» или пригорание поршневых колец). Пригоревшие кольца перестают выполнять уплотнительные функции, и мощность, развиваемая двигателем, уменьшается. Возрастающий объем нагретых га-зов, прорывающихся из камеры сгорания, «сдувает» масляную пленку. Чрезмерный перегрев колец и поршня может вызвать поломки колец и задиры на поверхностях цилиндра и поршня.

При использовании смазочного масла для охлаждения поршней на внутренних охлаждаемых поверхностях также возможно отложение плотных смолистых веществ, препятствующих отводу теплоты в масло, что может вызвать перегрев головки поршня.

Масло, циркулирующее в двигателе, загрязняется частицами износа деталей и нагара, топливом и продуктами его неполного сгорания, продуктами окисления масла, пылью и др. Часть загрязняющих веществ остается в масле в растворенном состоянии, а часть выпадает в виде липкого мазеобразного осадка, образованию которого способствуют пары воды, конденсирующиеся из прорывающихся в картер газообразных продуктов сгорания. Осадок загрязняет поверхности деталей, фильтры, масляные каналы и может затруднить прокачивание масла, вследствие чего уменьшается подача масла к трущимся поверхностям. Выпадению осадков способствует низкая температура в системе охлаждении при пуске, прогреве и длительной работе двигателя на режиме холостого хода и частичных нагрузках. При поддержании оптимального температурного режима

в системе охлаждения и хорошей вентиляции картера, препятствующей конденсации паров воды из прорывающихся газов, уменьшается образование осадков.

В продуктах окисления масла содержатся органические кислоты и другие агрессивные вещества. При использовании сернистых топлив в состав прорывающихся н картер газов входят оксиды серы, образующие с конденсирующимися парами воды серную или сернистую кислоту. Кислоты и другие агрессивные вещества вызывают коррозию деталей двигателя и особенно вкладышей подшипников скольжения. Хорошая вентиляция и оптимальный режим охлаждения способствуют частичному удалению газообразных агрессивных веществ из картера.

Проникновение в смазочное масло воздуха (например, при оголении сетки маслоприемника), прорывающихся газов и паров топлива приводит к образованию пены. Пенообразованию способствует также интенсивное разбрызгивание и взбалтывание масла в картере. При попадании пены в нагнетательную масляную магистраль снижается давление масла и ухудшаются условия работы трущихся пар и отвод теплоты от них.

В смазочных маслах ограничено содержание веществ, способствующих образованию отложений на поверхностях деталей двигателя и вызывающих коррозию. Способность масла к отложениям оценивается коксуемостью, показывающей относительное количество (в процентах) кокса, образующегося при нагревании масла до определенной температуры без доступа воздуха; термоокислительной стабильностью, выраженной временем в минутах, необходимым для образования на нагретой металлической поверхности лаковой пленки определенной липкости; моющими свойствами в баллах, характеризующими степень загрязнения поршня стандартной лабораторной установки лаковыми отложениями.

Относительная коррозионная способность смазочного масла определяется потерей массы пластинки из листового свинца С1 или С2, исчисляемой в граммах на 1 $м^2$, при периодическом воздействии на нее нагретого масла и воздуха. Способность масла нейтрализовать кислые продукты, образующиеся при сгорании топлива (особенно с высоким содержанием серы), оценивают по щелочному числу, т. е. массовой концентрации щелочи КОН в 1 г масла.

Присадки к маслам

Для снижения интенсивности образования отложений различных видов, изнашивания трущихся поверхностей, коррозионных процессов и улучшения эксплуатационных свойств масел в них вводят специальные присадки.

По действию на масла присадки можно разделить на следующие группы:

вязкостные, повышающие вязкость масел и улучшающие их вязкостно-температурные свойства;

депрессорные, понижающие температуру застывания масел;

моющие, не допускающие образования на деталях двигателей нагаров, лаков и осадков;

противоокислительные, повышающие стабильность масел;

противокоррозионные, защищающие цветные металлы подшипников от коррозии;

противоизносные, улучшающие смазочные свойства масел и предохраняющие

Интенсивность старения зависит от качества моторного масла и применяемого топлива, конструкции двигателя и условий его эксплуатации.

Высокая стабильность моторных масел обеспечивает минимальное изменение их свойств в процессе применения и хранения.

поверхности трущихся деталей двигателей от задира;

антифрикционные, снижающие потери на трение;

противопенные, предотвращающие вспенивание масел при циркуляции их в масляной системе;

многофункциональные, способные одновременно улучшать эксплуатационные свойства масел.

Способность масла к образованию отложений на деталях двигателя, агрессивных соединений и пены зависит не только от физико-химических свойств масла, но и от конструкции двигателя, режимов его работы и свойств применяемого топлива.

Классификация масел

В основу классификации моторных масел для смазывания стационарных и транспортных двигателей внутреннего сгорания положены вязкость и эксплуатационные свойства масел, позволяющие обеспечить надежную работу двигателя с различной степенью форсирования по мощности с учетом условий работы, вида и качества применяемого топлива.

По эксплуатационным свойствам моторные масла подразделяются на группы В, Г, Д и Е. Масла одной группы могут использоваться в двигателях различного типа, но близких по уровню тепловой и механической напряженности. Требования к качеству моторного масла возрастают в порядке следования перечисленных групп; при одной и той же вязкости бакого масла эти требовании обеспечивают подбором композиций и количества присадок, вводимых в масло.

Группа масел В предназначена дли среднефорсированных двигателей и содержит 4...7 % композиций присадок.

Группа масел Г предназначена для высокофорсированных двигателей и содержит 7...12 % композиций присадок.

Группа масел Д предназначена для дизелей с высокой степенью наддува, работающих в условиях резко переменных нагрузочных и скоростных режимов, и содержит до 18...20 % композиций присадок.

Группа масел Е предназначена для смазывания цилиндров мощных малооборотных судовых дизелей с наддувом, работающих на тяжелом дизельном топливе, в котором присутствует до 3,5 % серы, и содержит до 25 % композиций присадок.

Каждый сорт отечественного масла имеет маркировку, например, М-10Г. Буква М обозначает моторное масло, цифра 10 — вязкость, мм^2/с, при 100 °С. Буква Г показывает, что по эксплуатационным свойствам масло предназначено для высокофорсированных двигателей. Наличие цифрового индекса 1 или 2 при букве Г указывает на возможность использова-ния масла только в высокофорсированных карбюраторных двигателях М-10Г$_1$ или высокофорсированных дизелях М-10Г$_2$. Всесезонные масла, удовлетворяющие нормам вязкости образцов летнего и зимнего масла, обозначают дробью, напри-

Срабатывание присадки — уменьшение содержания присадки в моторном масле, потеря ее эффективности в результате разложения, взаимодействия с продуктами сгорания топлива и окисления масла.

Двигатели внутреннего сгорания являются наиболее массовыми потребителями топлив и смазочных материалов, производимых из нефти.

Охлаждающая жидкость циркулирует в замкнутой системе охлаждения, нагреваясь в блоке и головке цилиндров и охлаждаясь в радиаторе.

мер, М-6_3/10$Г_2$. Числитель показывает класс вязкости масла, которая при —18°С должна находиться для класса 6_3 в пределах 2600...10 400 мм^2/с (для класса 4_3 в пределах 1300...2600 мм^2/с), индекс 3 означает, что масло содержит загущающие его присадки. Цифра 10 в знаменателе показывает, что вязкость масла при температуре 100 °С равна 10 мм^2/с.

Определение вязкости при —18 °С может оказаться недостаточным показателем для масел, предназначенных для использования в условиях более низких температур. Два сорта масла могут иметь одинаковую вязкость при —18 °С и существенно разную при температуре —30 °С. Вязкость масла при температуре, близкой к нижнему пределу диапазона его рабочих температур, более точно характеризует низкотемпературные свойства масла. В связи с этим в международной практике вязкость определяют при температуре на 5°С выше предельной температуры прокачиваемости масла. Предельная температура прокачиваемости масла характеризует способность моторного масла свободно перемещаться по направлению к приемному патрубку масляного насоса и обеспечивать минимально необходимое давление масла в системе в начальный период работы двигателя.

Для обеспечения надежной работы двигателя необходимо применять только те сорта масел, которые рекомендованы для его эксплуатации заводом-изготовителем.

§ 6. Охлаждающие жидкости

К основным параметрам охлаждающих жидкостей, определяемым условиями их работы и системах охлаждения, относится следующие:

высокая теплоемкость, позволяющая при небольшом количестве циркулирующей в системе жидкости поддерживать установленный температурный режим двигателя;

оптимальная вязкость, не требующая больших затрат мощности на прокачивание жидкости через систему и исключающая потери жидкости через уплотнения и соединения;

температура кипения, превышающая на 25...30 °С максимально допустимую температуру в системе охлаждения, что препятствует образованию паровоздушных пробок в системе и уменьшает потери жидкости при испарении;

температура замерзания ниже температуры окружающего воздуха, что облегчает пуск и эксплуатацию двигателя.

Для обеспечения надежной работы системы охлаждающая жидкость не должна быть токсичной, образовывать на омываемых поверхностях отложений, уменьшающих площади проходных сечений каналов и затрудняющих отвод теплоты, а также вызывать коррозию деталей системы. Кроме того, стоимость ее должна быть невысокой.

Вода, обладающая значительной теплоемкостью, равной 4,186 кДж/(кг · °С), является наиболее распространенной охлаждающей жидкостью. Температура кипения воды, при нормальных условиях равная 100 °С, уменьшается с увеличением высоты над уровнем моря. Так, на высоте 2500 м над уровнем моря атмосферное давление составляет 74,7 кПа, а темпера-

Отвод теплоты от трущихся деталей двигателя осуществляется также моторным маслом.

Накипь — связанный с поверхностью металла трудноудалимый слой отложений, в состав которого входят содержащиеся в охлаждающей жидкости соли кальция, магния и т. д.

Слой накипи имеет малую теплопроводность, что ухудшает теплоотвод в охлаждающую воду. Коэффициент теплопроводности накипи 0,812...2,552 Вт/(м·К).

тура кипения воды 91 °С. Следовательно, для работы в высокогорных утопиях допустимая температура воды в системе охлаждения должна быть около 70 °С.

Относительно высокая температура замерзания воды (0 °С) затрудняет эксплуатацию двигателей в условиях низких температур окружающего воздуха. Увеличение объема воды при ее замерзании (примерно на 10 %) может привести к разрушению («размораживанию») двигателя и радиатора.

Максимально допустимая температура воды в системе охлаждения зависит от концентрации растворенных в ней минеральных солей, т. е. от ее жесткости.

За единицу жесткости воды принимают молекулярную массу, которая соответствует содержанию в 1 л воды 20,04 мг иона кальция или 12,16 мг иона магния. Вода с жесткостью до 4 мг/моль считается мягкой; с жесткостью 4...8 мг/моль — средней жесткости; с жесткостью более 8 мг/моль — жесткой.

При использовании морской или жесткой пресной воды максимальная температура ее не должна превышать 55 °С во избежание интенсивного образования накипи вследствие выделения солей и отложения их на нагретых поверхностях системы охлаждения.

В целях предупреждения образования накипи для охлаждения обычно используют мягкую воду или в жесткую воду добавляют специальные присадки, предупреждающие образование накипи. Для смягчения жесткую воду кипятят или обрабатывают специальными смягчителями.

В качестве охлаждающих жидкостей, замерзающих при низкой температуре, обычно используют водные растворы этиленгликоля, представляющего собой жидкость, температура кипения которой равна 198 °С, а температура плавления 11,5°С. Теплоемкость этиленгликоля составляет 2,93 кДж/(кг·°С). Будучи добавленным к воде, этиленгликоль образует смесь, имеющую температуру замерзания ниже температуры замерзания воды. В зависимости от содержания этиленгликоля температура замерзания смеси этиленгликоль вода изменяется в пределах от 0 до —75 °С. Наибольшее распространение для охлаждения автомобильных двигателей внутреннего сгорания получили жидкости с температурой замерзания —40 и — 65 °С.

На основе этиленгликоля выпускаются также охлаждающие жидкости, используемые как в зимнее, так и в летнее время (ТОСОЛы). Обладая более высокой, чем у воды, температурой кипения, ТОСОЛ позволяет повышать допустимую температуру в системе охлаждения. При уменьшении перепада температур между газами и стенками цилиндра понижается тепло отдача от стенок цилиндров к жидкости кипящей при высокой температуре, вследствие чего повышаются эффективные показатели работы двигателей и снижаются масса и габаритные размеры теплообменных устройств.

Этиленгликолевые жидкости имеют большой коэффициент объемного расширения. При нагревании до рабочей темпе-

Химмотология — наука о свойствах, качестве и рациональном использовании топлив, смазочных материалов и спёциальных жидкостей в технике.

Химмотология изучает сложные взаимосвязи между элементами в системе топливо — смазочные материалы — двигатель - эксплуатация.

Химмотология возникла на стыке химии, технологии нефти, теплотехники, машиноведения и экономики.

ратуры их объем увеличивается на 6...8 %, что необходимо учитывать при заполнении системы охлаждения. К недостаткам этиленгликоля, как охлаждающей жидкости, в основном относятся его токсичность и низкая температура вспышки (122 °С), т. е. возможность воспламенения при появлении течи в системе охлаждения.

Для охлаждения головок поршней тронковых дизелей в качестве охлаждающей жидкости обычно, если можно, используют масло из циркуляционной смазочной системы. Теплоемкость смазочных масел примерно в 2,5 раза ниже теплоемкости воды, но конструкция системы получается сравнительно простой.

Для охлаждения форсунок обычно применяют дизельное топливо, а в высокофорсированных судовых дизелях для охлаждения поршней, форсунок и турбокомпрессоров — также дистиллированную воду.

Этиленгликолевые жидкости содержат в своем составе дистиллированную воду, противокоррозионные, антивспенивающие, моющие присадки и не образуют накипи.

Глава 3

КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ

§ 7. Основные механизмы и системы двигателей

Механизмы двигателей

Поршневой двигатель имеет следующие механизмы, системы и базовые детали.

Кривошипно-шатунный механизм включает в себя поршневые комплекты, шатуны (в случае крупных судовых двигателей также крейцкопфный механизм), коленчатый вал и маховик. Поршень воспринимает силу давления газов, кривошипно-шатунный механизм преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное коленчатого вала. На рис. 19 показаны схемы механизмов, применяемых в двигателях, на рис. 19, а — тронковый кривошипно-шатунный механизм, наиболее часто применяемый в двигателях простого действия с рядным, V-образным и более сложным расположением цилиндров.

Поступательное движение поршня преобразуется во вращательное коленчатого вала при помощи шатуна *2,* сочлененного шарнирно с поршнем *1* и кривошипом *3* коленчатого вала.

На рис. 19, *б* показан крейцкопфный кривошипно-шатунный механизм, в котором поршень с целью разгружения от боковых усилий соединяется с шатуном при помощи штока 5 и крейцкопфа *4.* В этом случае боковое усилие в механизме воспринимается крейцкопфом, шарнирно соединенным с шатуном *2.*

Применение крейцкопфа в двигателях дает также возможность создать в цилиндре под поршнем *1* вторую рабочую полость, через которую проходит лишь шток *5.* В двигателе двойного действия цилиндр закрыт снизу дополнительной крышкой с сальником с целью уплотнения проходящего через нее штока.

На рис. 19, *в* приведен кривошипно-шатунный механизм с двумя шатунами 2, соединенными с одним кривошипом *3.* В таком механизме два шатуна выполнены одинаковыми и соединены непосредственно с кривошипом или шарнирно один (называемый прицепным) с дру-

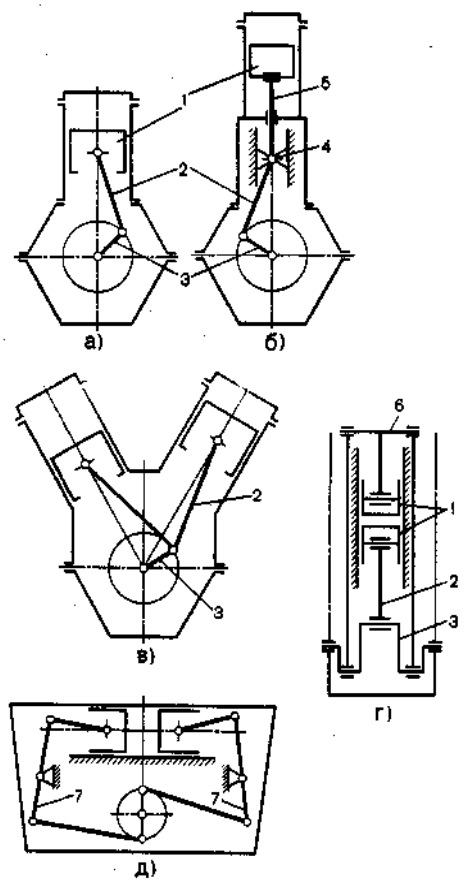


Рис. 19.
Схемы кривошипно-шатунных механизмов:
1 — поршень; *2* — шатун; *3* — кривошип коленчатого вала; *4* — крейцкопф; 5 — шток; *6* — траверса; 7 — коромысло

гим (соединенным с кривошипом и называемым главным).

В W-, X- и звездообразных двигателях прицепных шатунов несколько.

На рис. 19, *г* показаны кривошипно-шатунные механизмы с промежуточными звеньями двигателей, с противоположно движущимися поршнями при наличии одного коленчатого вала. Возможны и другие схемы преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное коленчатого вала (например, схема с вращающейся косой шайбой).

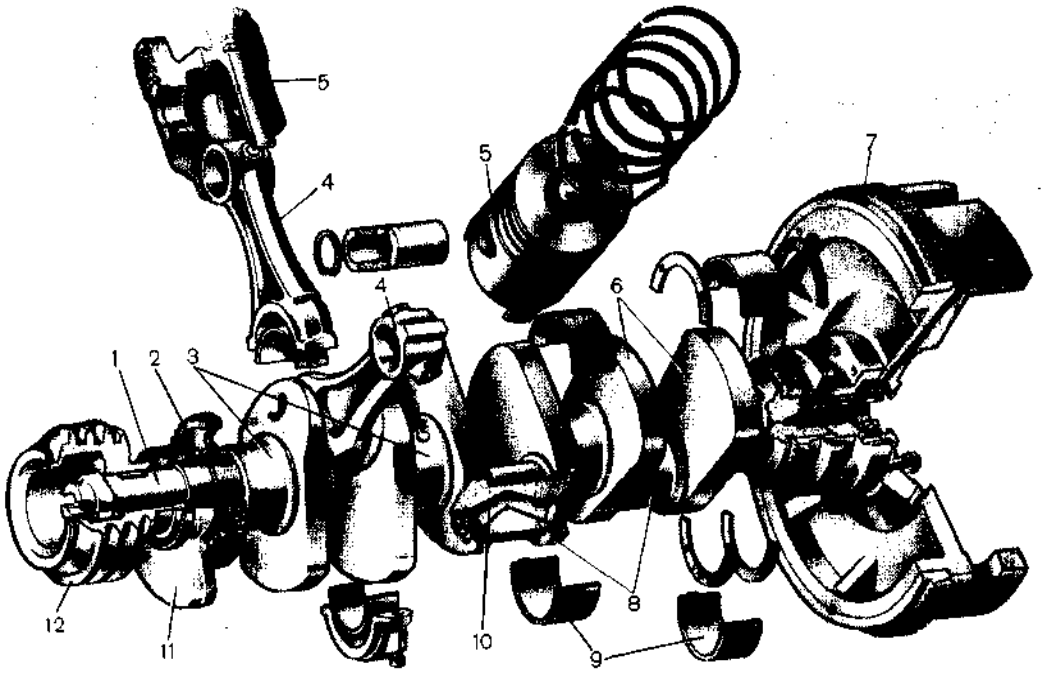
На рис. 20 показаны детали тронкового кривошипно-шатунного механизма V-образного шестицилиндрового трактора горного двигателя, включающего шатуны *4*, поршни *5*, коленчатый вал *7*, противовесы *11*.

Рис. 20. Кривошипно-шатунный механизм тракторного дизеля:

1 — передний конец коленчатого вала; *2* и *7* — зубчатые колеса; *3* — коренные шейки; *4* — шатуны; 5-- поршни; *6*— щеки с противовесами; *8* — шатунные шейки; *9* — вкладыши; *10* — масляная полость шатунной шейки с грязеуловителем; 11 — противовес; *12* — шкив

Механизм газораспределения имеет впускные и выпускные органы (в частности, клапаны) и детали, обеспечивающие их своевременное открытие и закрытие. В состав наиболее распространенного клапанного механизма входят также распределительный вал, толкатели, штанги, рычаги, пружины. Механизм газораспределения, обеспечивает строго определенную последовательность и заданную продолжительность протекания процессов впуска и выпуска в рабочем цикле двигателя.

Помимо названных двух основных механизмов, в конструкции двигателя можно выделить механизм передач, используемый для связи между собой подвижных деталей и узлов двигателя. Обычно в состав этого механизма входят шестеренчатые, ременные, цепные и гидравлические передачи. В случае комбинированного двигателя указанный механизм используется также для связи его поршневой и ло-



паточной частей и, в частности, для передачи мощности силовой турбины на коленчатый (выходной) вал двигатели.

Перечисленные механизмы объединены базовыми корпусными деталями, составляющими остов двигателя и включающими картер (блок-картер), цилиндры (блок цилиндров), головку (крышку) цилиндров, фундаментную раму или, при ее отсутствии, подвески коренных подшипников коленчатого вала, а также поддон.

Системы двигателей

Основными системами современных поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания являются следующие.

Впускная и выпускная системы служат для подвода свежего заряда (воздуха или горючей смеси) в цилиндры двигателя и отвода из них выпускных газов. В двигателях с наддувом указанные системы соединяют поршневую часть двигателя с агрегатами' наддува.

Топливная система дизелей включает агрегаты и отдельные детали, обеспечивающие подготовку и подачу топлива в соответствующем количестве в определенный период рабочего цикла в цилиндры двигателя. В двигателях с принудительным зажиганием система, предназначенная для приготовления горючей смеси определенного состава и подачи ее в цилиндры в необходимом количестве, называется системой питания. При этом своевременное воспламенение рабочей смеси в цилиндре обеспечивается *системой зажигания.*

Смазочная система включает агрегаты и отдельные детали, обеспечивающие подготовку и надежный подвод масла ко всем трущимся, а также охлаждаемым маслом деталям на всех режимах работы двигателя.

Система охлаждения объединяет агрегаты и отдельные детали, обеспечивающие отвод теплоты от теплонапряженных деталей двигателя, нагревающихся от соприкосновения с горячими газами или вследствие трения, и поддержание их рационального температурного состоянии на всех режимах работы двигателя.

Система пуска включает агрегаты и отдельные детали, создающие необходимую для начала работы двигателя частоту при щения коленчатого вала во всех предусмотренных эксплуатационных условиях.

Из других систем, применяющихся на современных двигателях, следует отметить систему регулирования и автоматизации, нейтрализации выпускных газов, а также технической диагностики.

§ 8. Силы, действующие на детали двигателя при его работе

Силы, действующие в двигателе внутреннего сгорания, можно разделить на движущие силы и силы сопротивления.

Движущие силы — это силы давлении газов в цилиндре и силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей. Сила тяжести кривошипно-шатунного механизма в двигателях с вертикальным расположением цилиндров при двнжении поршня вниз способствует его движению, при движении вверх — противодействует.

Силы сопротивления делят на силы полезного и вредного сопротивления. Силами полезного сопротивления являются силы сопротивления потребителя энергии двигателя; силами вредного сопротивления — силы трения поршня и поршневых колец о стенку цилиндра, силы трения в подшипниках, силы трения о воздух и т. п., на преодоление которых затрачивается дополнительная работа.

Главными силами являются силы давления газов и силы инерции в двигателе, а также силы полезного сопротивления потребителя энергии; остальными силами вследствие их относительной малости обычно пренебрегают.

Все силы, действующие в двигателе, переменные во времени.

Схема сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм, приведена на

рис. 21. Показанное направление сил принято за положительное.

На кривошипно-шатунный механизм действуют следующие силы.

От давления $p_г'$ газов на поршень со стороны камеры сгорания (эта сила определяется по индикаторной диаграмме) и от давления газов $p_г''$ со стороны картера (это давление обычно равно атмосферному $p_о$). В двигателях двойного действия давление $p_г''$ определяется по индикаторной диаграмме для подпоршневой полости. В двухтактных двигателях с кривошипно-камерной схемой газообмена, а также в двухтактных судовых малооборотных двигателях, в которых подпоршневое пространство используется как продувочный насос, давление $p_г''$ будет переменным во времени. Результирующее давление на поршень $p_г = p_г' - p_г''$.

Сила инерции $P_и$ возвратно-поступательно движущихся частей равна произведению массы этих частей на их ускорение в данный момент времени. Масса возвратно-поступательно движущихся частей равна сумме масс поршня и других деталей, движущихся поступательно, и массы части шатуна, отнесенной к оси его верхней головки (обычно равной 0,2...0,3 массы всего шатуна). Для удобства расчетов пользуются относительной силой инерции $p_и$, равной силе инерции $P_и$, деленной на площадь $F_п$ поршня.

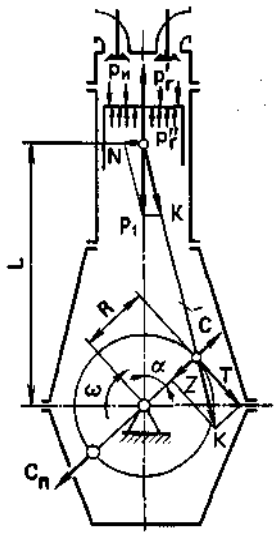


Рис. 21.
Силы, действующие в одноцилиндровом двигателе

На рис. 22 показано изменение сил и моментов, действующих в двигателе. Используя закон изменения хода S поршня (или объема V цилиндра) по углу α поворота коленчатого вала, индикаторную диаграмму $p_г$ от $V(S)$ (рис. 22, *а)* перестраивают в диаграмму $p_г$ от α (рис. 22,*б*). Суммарная относительная сила, воспринимаемая поршнем и передаваемая через шатун на коленчатый вал,

$$p_г = p_г + p_и.$$

Сила $p_1 = p_1 F_п$, приложенная к оси поршневого пальца и направленная по оси цилиндра, может быть разложена на силу *N,* действующую перпендикулярно оси цилиндра, и силу *K,* действующую по оси шатуна (см. рис. 21).

Сила *N* прижимает поршень к стенке цилиндра, что вызывает износ поверхностей. Она изменяет направление и величину, поочередно прижимая поршень то к одной, то к другой стороне цилиндра. Кроме того, сила *N* на плече *L* создает момент, который стремится опрокинуть двигатель. Опрокидывающий момент воспринимается опорами двигателя.

Силу *K,* перенесенную на ось шатунной шейки, раскладывают на касательную силу *T,* действующую перпендикулярно кривошипу коленчатого вала, и радиальную силу *Z,* направленную по оси кривошипа. На рис. 22, б показано изменение касательной силы Г одного цилиндра за один рабочий цикл. Произведение касательной силы *T* на радиус *R* кривошипа дает крутящий момент $M_к$.

Площадь, ограниченная диаграммой изменения касательных сил по углу поворота коленчатого вала, осью абсцисс и ординатами, проведенными через начало и конец рабочего цикла, представляет собой в масштабе работу двигателя за цикл и соответствует индикаторной работе. Работа сил инерции за цикл равна нулю.

Работа касательных сил затрачивается на преодоление сил сопротивления и изменение частоты вращения коленчатого вала. В период рабочего хода энергия подводится к системе, совершается полезная работа и увеличивается частота вращения коленчатого вала. Избыточная энергия аккумулируется всеми вращающимися массами, главным образом маховиком и потребителем энергии, и возвращается в систему, когда ее не хватает при совершении других тактов двигателя. Чем больше момент инерции маховика и число цилиндров, тем равномернее вращение вала двигателя.

На рис. 22, *в* показано изменение крутящего момента $M_к$ двигателей с различным числом цилиндров (от одного до двенадцати). Неравномерность крутящего момента уменьшается с увеличением числа цилиндров, и для восьми- и двенадцатицилиндровых двигателей крутящий момент $M_к$ мало отличается от среднего крутящего момента $M_{К.Ср}$. Вследствие неравномерности крутящего момента и упругости коленчатого вала в нем возбуждаются крутильные колебания, которые могут нарушить нормальную работу двигателя и привести к поломкам коленчатого вала и других деталей.

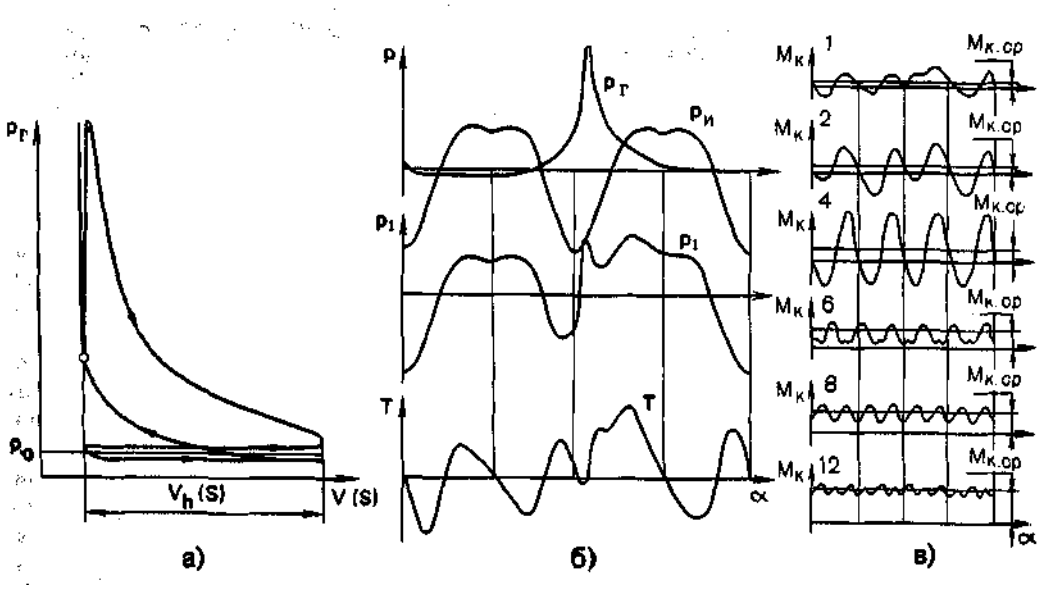
Крутящий момент вызывает равный по величине, но противоположный по направлению реактивный момент, который передается на опоры и вызывает колебания двигателя.

Вращающиеся массы кривошипа коленчатого вала, смещенные относительно оси вращения, а также массы части шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки коленчатого вала, создают центробежную силу *C* (см. рис. 21). Эта сила, направленная от оси вращения по оси кривошипа, вместе с радиальной силой Z нагружает подшипники коленчатого вала. Центробежная сила *C* обычно уравновешивается центробежной силой противовесов $C_п$, устанавливаемых на коленчатом валу.

В многоцилиндровом двигателе все силы, действующие на детали кривошипно-шатунного механизма одного цилиндра, создают соответствующие моменты отно-

Рис. 22.

Силы и моменты, действующие в двигателе: *а*— индикаторная диаграмма; *б*— изменение относительных сил $p_г$, $p_и$ и p_1 и касательной силы *T* по углу α поворота коленчатого вала; *в* — изменение крутящего момента $M_к$ в двигателях с различным числом цилиндров



сительно центра масс всего двигателя, Переменные силы и моменты в двигателе вызывают его колебание на опорах, вибрацию отдельных деталей и могут привести к нарушению работы и поломкам. Поэтому двигатель стремятся уравновесить, что достигается соответствующим выбором углов между кривошипами коленчатого вала, соответствующим расположением цилиндров и установкой специальных противовесов.

§ 9. Поршневая группа

Поршневая группа любого двигателя состоит из поршня, поршневых колец, поршневого пальца. В зависимости от особенностей конструкции она включает дополнительно детали фиксации пальца от осевых перемещений и детали системы охлаждения поршня.

Поршень

Поршень — важнейшая и одна из наиболее напряженных деталей двигателя. Он является одной из деталей, образующих камеру сгорания двигателя, обеспечивает ее герметичность, передает силу давления газов шатуну; в двухтактных двигателях поршень выполняет также функции распределительного устройства, управляя открытием впускных и выпускных окон в цилиндре.

Поршень (рис. 23, *а)* имеет головку с днищем *1*, юбку *2,* канавки для поршневых колец и бобышки *3* для установки поршневого пальца. На поршень действуют высокие механические (давление газов, силы инерции) и тепловые нагрузки. Боковая поверхность поршня подвержена износу при движении по поверхности цилиндра. В результате трения поршневых колец и боковой поверхности о стенку цилиндра поршень нагревается дополнительно. Ввиду высоких температур поверхности днища поршня понижаются допустимые напряжения его материала, что может в исключительных случаях привести к образованию трещин. Перегрев зоны расположения поршневых колец нарушает их нормальную работу и ведет к увеличению расхода топлива, масла и наноса канавок, а также другим неприятным последствиям.

Поршень устанавливают в цилиндре двигателя с зазором, однако перегрев поршня может вызвать задиры на боковой поверхности и даже заклинивание поршня в цилиндре. Для уменьшения сил инерции, возникающих вследствие возвратно-поступательного движения поршня, его масса должна быть по возможности меньше, что достигается в первую очередь применением алюминиевых сплавов для изготовления поршней. Однако в форсированных по величине среднего эффективного давления двигателях, когда прочность алюминиевых сплавов оказывается недостаточной, применяют чугунные, стальные и часто составные конструкции поршней.

По конструкции поршни значительно различаются в зависимости от типа и назначения двигателя, на котором они применяются. Поршни двигателей с принудительным воспламенением, в частности карбюраторных (рис. 23, *а)*, отличаются минимальной толщиной стенок, что при использовании в качестве материалов исключительно легких сплавов обеспечивает легкость конструкции. Поршни таких двигателей имеют, как правило, плоское днище *1*.

Для уменьшения зазора между поршнем и цилиндром и устранения при этом опасности заклинивания юбку 2 поршней карбюраторных двигателей часто делают разрезной. Она имеет в поперечном сечении овальную форму, большая ось перпендикулярна оси поршневого пальца, установленного в бобышках *3*. При работе двигателя поршень, нагреваясь, расширяется так, что форма юбки приближается к цилиндрической.

Поршни автомобильных и тракторных дизелей более массивны, что связано с большими механическими и тепловыми нагрузками, действующими в дизелях. Форма днища может быть различной и зависит от принятого типа камеры сгорания.

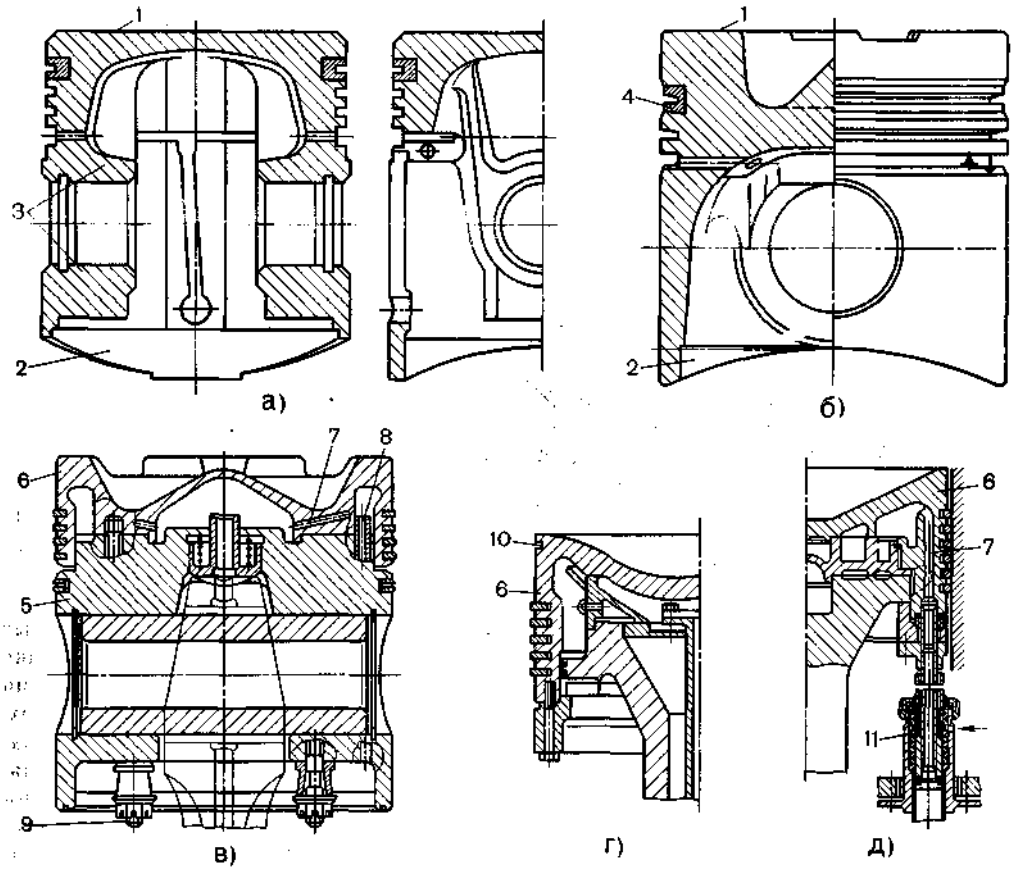
На рис. 23, *б* показан поршень автомобильного дизеля с полуразделенной камерой (штриховой прямой показан применя-

емый вариант камеры). Юбки *2* поршней дизелей выполняют также овальной формы и часто профилируют но высоте. В отличие от поршней карбюраторных двигателей поршни дизелей не имеют разрезов.

Рис. 23.
Поршни:
а — автомобильного двигателя с принудительным воспламенением; *б* — автомобильного дизеля с полураздельной камерой; *в* — четырехтактного тепловозного дизеля; *г* — судового дизеля с клапанно-щелевой схемой газообмена; *д* — охлаждаемый с подводом жидкости при помощи телескопического механизма; *1* — днище; *2* — юбка; *3* — бобышка; *4* — вставка; 5 — корпус; *6* — головка; 7 — канал; *8* — трубка; *9* — шпилька; *10* — кольцевой паз для выемки поршня; *11* — телескопический механизм

Для снижения температур головки поршня и зоны первого компрессионного кольца внутренняя поверхность днища может охлаждаться струей масла, направляемой снизу через шатун или, что более эффективно, через специальную неподвижную форсунку, установленную в картере. Такой способ подачи масла целесообразен в двигателях с повышенной (ориентировочно n >2000 об/мин) частотой вращения коленчатого вала.

Для повышения срока службы поршни из легких сплавов многих двигателей имеют залитую вставку *4* под первое компрессионное кольцо. Иногда вставку выполняют под два верхних кольца из прочного износостойкого материала, что обеспечивает стабильность размеров поршневых канавок в эксплуатации.



Поршни тепловозных и среднеоборотных двигателей работают в очень тяжелых условиях в связи с высоким форсированием двигателей по среднему эффективному давлению и повышенными по сравнению с автомобильными двигателями размерами поршней. Поэтому часто применяют составные конструкции поршней с масляным охлаждением (рис. 23, *в*). В этом случае корпус *5* поршня (тронк) выполняют из алюминиевого сплава (иногда из чугуна), а теплонапряженную головку *6* из легированной стали. Обе детали соединяют шпильками *9,* установленными в головке *6.* Поршень охлаждается маслом, подаваемым через шатун в центральную часть полости охлаждения, из которой масло перетекает по каналам 7 к краю головки, а затем по трубке *8* сливается в картер.

Стальные (иногда чугунные) поршни крейцкопфных малооборотных двухтактных дизелей отличаются повышенной толщиной стенок. На рис. 23, *г* представлен поршень судового дизеля с клапанно-щелевой схемой газообмена.

Поршни современных малооборотных двигателей характеризуются высокой тепловой напряженностью и поэтому для обеспечения долговечной работы всегда охлаждаются. Для подвода охлаждающей жидкости к поршню в крейцкопфных двигателях используют телескопический механизм *11* (рис. 23, *д).* При этом в последние годы в этих двигателях наряду с масляным все шире применяют водяное охлаждение поршней, что увеличивает количество отводимой теплоты от головки поршня и существенно понижает ее температуру. В конструкции крейцкопфных двигателей предусматриваются меры, благодаря которым масляная полость защищена от попадания в нее охлаждающей воды. Поршни тронковых двигателей охлаждаются только маслом.

Поршневые кольца

Поршневые кольца уплотняют полость камеры сгорания, препятствуя проникновению продуктов сгорания в полость картера

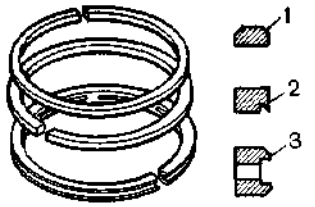


Рис. 24.
Комплект поршневых колец автомобильного двигателя

и масла в камеру сгорания, что необходимо для уменьшения расхода масла на угар. В соответствии с этим кольца делят на компрессионные (верхние) и маслосъемные (нижние). Для осуществления монтажа на поршень кольца делают разрезными с прямым или косым разрезом. Через кольца от поршня во втулку цилиндра отводится значительное количество теплоты.

На рис. 24 представлен комплект поршневых колец автомобильного двигателя с принудительным зажиганием: два верхних кольца *1 и 2* являются компрессионными, а нижние *3* — маслосъемным. Дизели имеют большее число колец, поскольку давление газа в цилиндре у них выше.

Компрессионные кольца работают в тяжелых условиях, определяемых высокой температурой, большими скоростями изменения давления газа и ускорениями при движении колец. При этом необходима длительная работоспособность кольцевого уплотнения.

Уплотнение осуществляется благодаря прижатию кольца к стенке цилиндра силами упругости кольца и давления газов. В момент вспышки при положении поршня в ВМТ давление в канавке первого кольца близко к давлению p_z в цилиндре, а в канавке второго кольца составляет лишь около 50 % этой величины (рис. 25). Давление p_3 за последним кольцом существенно меньше, оно соизмеримо с давлением в картере двигателя. Ввиду значительного давления колец на стенки цилиндра большая часть работы трения в двигателе (до

50 %, а иногда 60 %) приходится на кольца, поэтому прижимать кольца чрезмерно большим усилием нельзя. Температура поршня в зоне расположения колец не должна превышать 200...220 °С по условиям сохранения технических свойств масла.

По конструкции компрессионные кольца различаются формой поперечного сечения и геометрией их рабочей поверхности. На рис. 26, *а* представлены некоторые из применяемых в настоящее время типов компрессионных колец. С повышением уровня форсирования хорошо зарекомендовали себя трапециевидные кольца *2,* которые менее склонны к закоксовыванию по сравнению с прямоугольными кольцами *1.* Для повышения износостойкости рабочую поверхность кольца покрывают слоем хрома, поверх которого иногда наносят дополнительный тонкий слой молибдена — износостойкое покрытие.

Маслосъемные кольца служат для удаления лишнего смазочного материала с рабочей поверхности втулки цилиндра и препятствуют, таким образом, попаданию масла в камеру сгорания. Для нормальной работы сопряжения кольцо — цилиндр достаточная толщина слоя смазочного материала составляет сотые доли миллиметра. Избыток масла выжимается в камеру сгорания, что приводит к нагарообразованию, закоксовыванию верхних поршневых колец и перерасходу масла. Существует несколько объяснений путей проникновения масла в камеру сгорания. Одно из них связывает процесс переноса масла по стенкам поршня и цилиндра с насосным эффектом, создаваемым компрессионными кольцами и заключающимся в выдавливании масла через радиальный зазор между цилиндром и перемычками кольцевых канавок при перемещении колец в канавках.

Маслосъемные кольца (рис. 26, *б)* выполняют скребковыми *4,* коробчатого типа *5* и *7,* а также составными *6* (из нескольких элементов). Для отвода снятого с цилиндра масла в стенке поршня просверливают радиальные (иногда наклонные) отверстия.

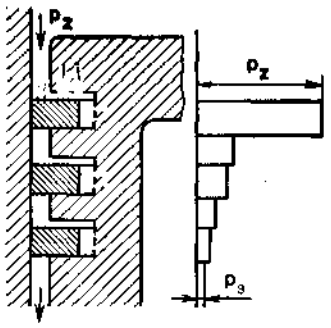


Рис. 25.
Схема уплотнительного действия компрессионных колец

Основным материалом для изготовления колец служит серый перлитный чугун с легирующими добавками. Верхние кольца форсированных двигателей иногда делают стальными.

В тронковом кривошипно-шатунном механизме поршень соединен с верхней поршневой головкой шатуна с помощью *пальца,* расположенного в расточках бобышек поршня. Палец воспринимает переменные по величине механические нагрузки от сил давления газа на поршень

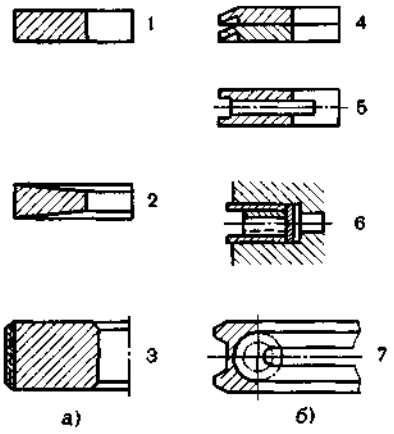


Рис. 26.
Типы поршневых колец:
а — компрессионные; *б* — маслосъемные; *1* — прямоугольное; *2* — трапециевидное; *3* с износостойким покрытием; *4* — скребковое; 5 и *7* — коробчатого типа; *6* — составное

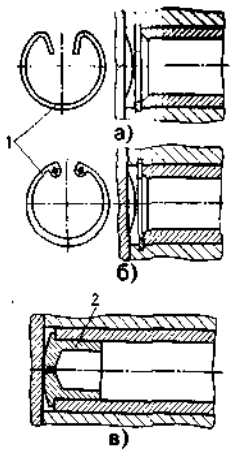


Рис. 27.
Поршневые пальцы плавающего типа

и инерционных сил. Вследствие трения палец подвержен износу, что обусловливает необходимость тщательной обработки его наружной поверхности и придания поверхностному слою металла высокой твердости путем термообработки. Пальцы выполняют из стали.

В настоящее время наибольшее распространение получили конструкции с плавающим пальцем; при этом возможно свободное проворачивание последнего как в головке шатуна, так и в бобышках поршня, что способствует более равномерному износу пальца. От осевого перемещения палец фиксируется пружинными стопорными кольцами *1* (рис. 27, *а* и *б*) или специальными ограничителями *2* из мягкого металла — грибками (рис. 27, *в*). Применяется и фиксирование пальца в головке шатуна или в бобышках поршня. Последнее используется в конструкциях поршня с подводом масла на охлаждение головки поршня через полость поршневого пальца.

Шатун и коленчатый вал

Шатун

Шатун преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого нала и шарнирно соединен с этими деталями. При работе шатун совершает сложное движение в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала, и подвергается воздействию высоких газовых и инерционных сил. Шатун должен обладать высокой прочностью, по возможности малой массой, но одновременно достаточной жесткостью, обеспечивающей стабильность формы и размеров, в частности отверстий под подшипники. В зависимости от типа кривошипно-шатунного механизма и расположения цилиндров можно выделить шатуны рядного типа двигателей с тронковым механизмом; шатуны прицепного типа многорядных двигателей (V-, W- и звездообразных); шатуны двигателей с крейцкопфным механизмом.

На рис. 28, *а* показана конструкция шатуна двигателя рядного типа, применяемая также и в V-образных двигателях с установленными на одной шатунной шейке коленчатого вала шатунами. В последнем случае приходится смешать левый и правый ряды цилиндров между собой в направлении оси коленчатого вала, что усложняет конструкцию корпуса и механизма передач.

Основными элементами шатуна являются: верхняя (или поршневая) головка *1* с запрессованной втулкой 5, в которой перемещается палец; стержень *2,* соединяющий верхнюю головку с нижней (или кривошипной) головкой *3.* С помощью нижней головки *3* и ее крышки *4* шатун соединен с шатунной шейкой коленчатого вала.

Верхнюю головку шатуна делают обычно неразъемной цилиндрической формы. В нее запрессовывают бронзовую втулку; в некоторых конструкциях применяют игольчатые подшипники. Для более рационального распределения нагрузки между бобышками поршня и шатуном верхняя головка часто имеет коническую форму сечения в плоскости оси отверстия под палец, для смазывания которого предусмотрены отверстия *8.* Верхнюю головку помимо круглой делают и овальной формы.

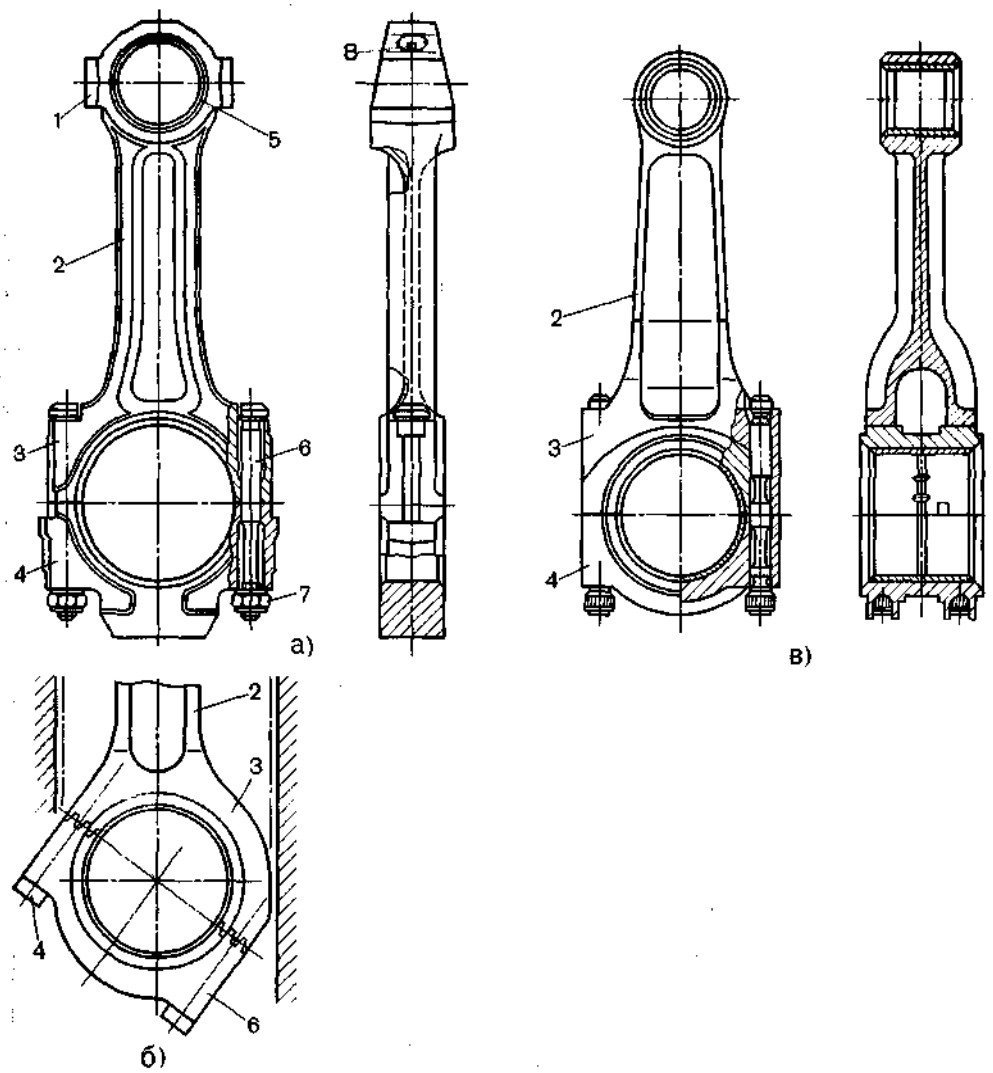


Рис. 28.
Шатуны:
а — рядного типа; б — с косым разъемом нижней головки; *в* — центрально-сочлененный V-образного двигателя; *1* — верхняя головка; *2* — стержень; *3* — нижняя головка; *4* — крышка нижней головки; 5 — втулка верхней головки; *6* — шатунный болт; 7— гайка; *8*— отверстие для смазывания пальца

Шатуны выполняют из качественных сталей обычно ковкой в штампах с последующей термической и механической обработкой.

Стержень 2 шатуна испытывает осевую и поперечную нагрузки и имеет обычно двутавровое поперечное сечение, хорошо работающее на изгиб в плоскости качания шатуна. Во многих случаях для подачи масла к подшипнику верхней (поршневой) головки шатуна и поршню в теле шатуна на всю длину стержня просверливают канал. В этом случае предусматривается

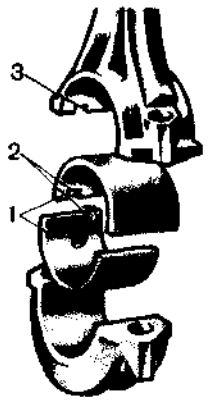


Рис. 29.
Подшипник нижней (кривошипной) головки шатуна

утолщение стенки, соединяющей полки двутавра. Возможны и другие формы сечения стержня (в частности, круглая с отверстием) .

Нижнюю головку 3 шатуна делают разъемной; ее габариты должны позволять вынимать поршень с шатуном, как правило, через цилиндр, что определяется условиями сборки двигателя. После установки поршня с шатуном в двигатель к нижней головке *3* крепят ее крышку *4* с помощью шатунных болтов *6* и гаек 7, По конструкции нижние (кривошипные) головки шатунов отличаются большим разнообразием. Наиболее проста показанная на рис. 28, *а* плоскосимметричная конструкция. Стремление увеличить диаметр коренных шеек коленчатого вала при форсировании двигателей приводит к уменьшению толщины нижней головки в месте разъема. В связи с этим, а также для обеспечения возможности выемки шатуна через цилиндр широкое распространение получили шатуны с косым разъемом нижней головки (рис. 28, *б)*, у которых стык по условиям прочности расположен под углом 42...50° к оси стержня шатуна. Для восприятия срезывающих сил в плоскости стыка применяют зубчатое (шлицевое) соединение с заданной плотностью прилегания.

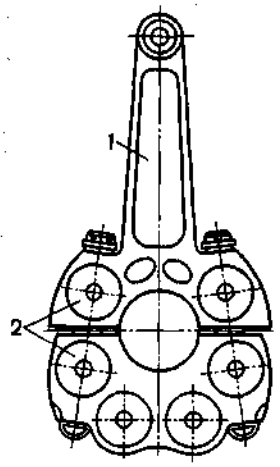


Рис. 30.
Главный шатун звездообразного

В большинстве современных двигателей внутреннего сгорания применяют подшипники скольжения (рис. 29), выполненные в виде разрезных стальных вкладышей *1*, залитых по поверхности, обращенной к шейке коленчатого вала, слоем антифрикционного материала (баббитом, свинцовистой бронзой, сплавом на основе алюминия, кадмия и др.).

В автомобильных и тракторных двигателях применяют тонкостенные вкладыши, устанавливаемые с натягом в расточку нижней головки шатуна (в случае коренных подшипников коленчатого вала — в расточку коренных опор). От осевого смещения и проворачивания под действием сил трения вкладыши удерживаются усиками 2, входящими в пазы *3*.

В многорядных и звездообразных двигателях применяют шатуны прицепного типа (рис. 30). В этом случае к главному шатуну *1* шарнирно с помощью проушин и пальцев *2* присоединяют соответствующее число (в зависимости от числа рядов цилиндров двигателя) прицепных шатунов. Шатун прицепного типа проще главного по конструкции. Смещение относительно шатунной шейки вала оси сочленения главного и прицепного шатунов делает кинематику поршней боковых

цилиндром несколько отличной от кинематики поршня глинного цилиндра (обычно в этом случае требуется обеспечение равенства степеней сжатия по всем цилиндрам).

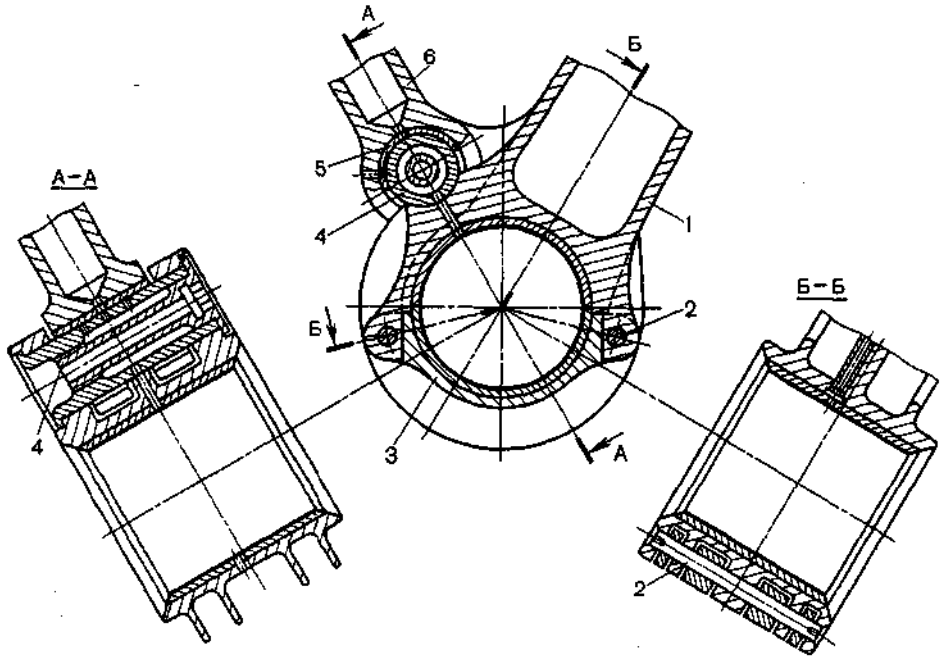
Наибольшим разнообразием отличаются шатуны V-образных двигателей. Компактность двигателя по длине при обеспечении рациональных размеров вдоль образующей подшипников коленчатого вала обеспечивается применением конструкции с шатуном прицепного типа. На рис. 31 показан вариант соединения нижней крышки *3* с кривошипной головкой главного шатуна *1* шпильками-штифтами *2,* работающими на срез. В головку шатуна *6* прицепного типа вставлена втулка 5, образующая вместе с закрепленным в главном шатуне пальцем *4* подшипник скольжения. Иногда для повышения несущей способности подшипника шатуна осуществляют жесткое соединение шатуна прицепного типа с пальцем, обеспечивая подвижность последнего в проушинах кривошипной головки главного шатуна.

Идентичность кинематики поршней обоих рядов цилиндров V-образного дни гите ля обеспечивается применением централь-носочлененных шатунов (см. рис. 28, *в*) Недостатком такой конструкции является относительно низкая жесткость кривошипных головок. Раздвоенная головка вильча-того шатуна сложна по форме, а ее элементы подвержены повышенным изгибиым нагрузкам. Вильчатые шатуны отличаются расположением полок стержня по отношению к головкам.

В отличие от тронковых двигателей шатуны крейцкопфных двигателей имеют разъемные верхнюю (крейцкопфную) и нижнюю, называемую в судовых дизелях мотылевой, головки.

На рис. 32 представлена конструкция шатуна и крейцкопфа с двусторонним и односторонним ползунами. Верхняя головка *3* шатуна имеет вильчатую форму и соединена через поперечину *1* с ползу-

Рис. 31.
Шатунная группа V-образного двигателя с шатуном прицепного типа

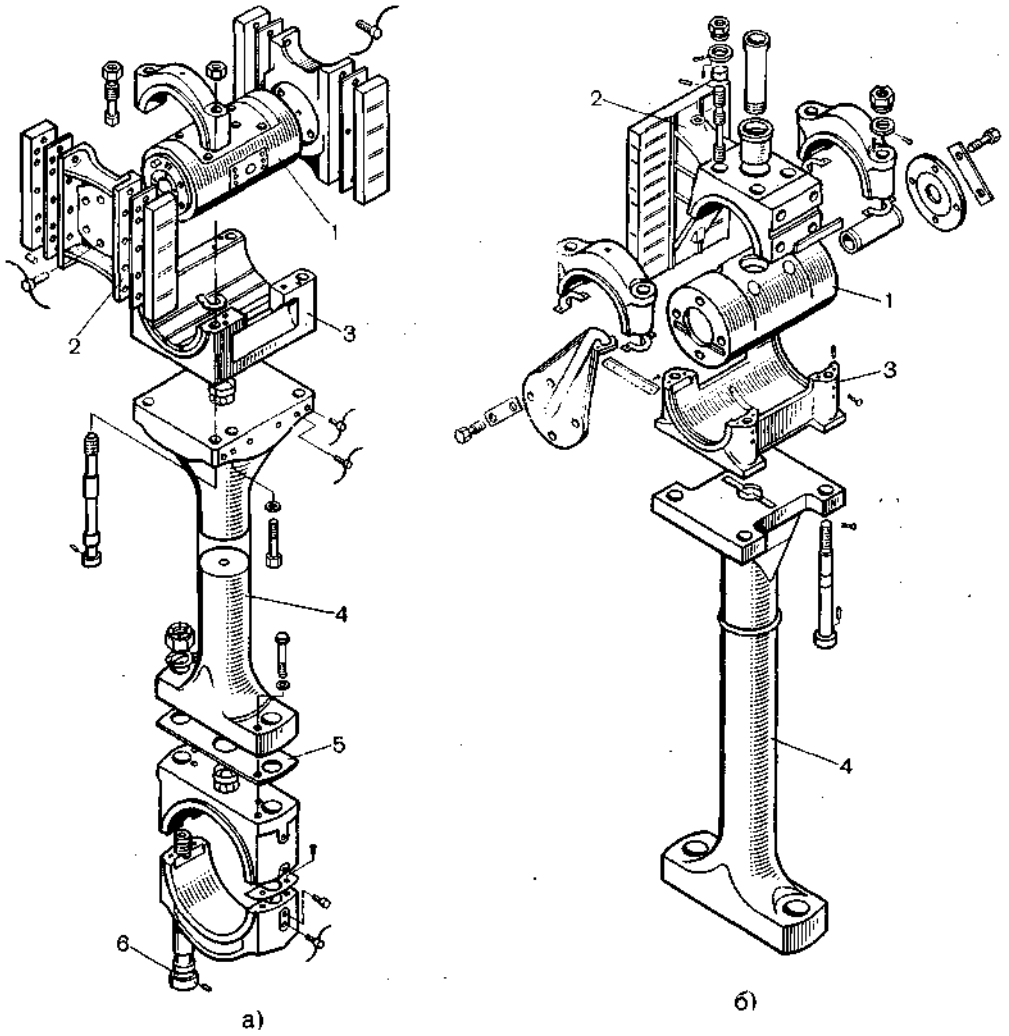


ном *2,* опоры которого (башмаки), покрытые слоем баббита, перемещаются по специальным направляющим. Смазывание ползунов осуществляется через поперечины. Ползуны и поперечины изготовляют из стали, при этом на поперечины идет более качественная, легированная сталь.

Стержни *4* шатунов крейцкопфных двигателей стальные, точеные, круглого сечения. Для регулирования степени сжатия двигателя между стержнем шатуна и его отъемной нижней (мотылевой) головкой ставят прокладки 5.

Для соединения разъемных головок шатунов всех типов в подавляющем большинстве случаев применяют *шатунные болты.*

Рис. 32.
Шатуны крейцкопфных двигателей:
а — с двусторонним ползуном; *б* — с односторонним ползуном; *1* — поперечина; *2* — ползун; *3* — верхняя (крейцкопфная) головка; *4* — стержень; 5 — прокладка; *6* — болт



Сила предварительной затижки болгон должна обеспечить плотность стыка при длительной работе соединения. Шатунные болты изготовляют из высококачественных сталей и тщательно обрабатывают.

Коленчатый вал

Коленчатый вал является наиболее напряженной деталью, трудоемкой в изготовлении. При работе вал нагружается переменными силами и моментами, подвержен крутильным, изгибным и продольным колебаниям, которые при неблагоприятных условиях (резонансные и близкие к ним режимы работы) могут существенно увеличить напряжения в вале от основных газовых и инерционных усилий. Шейки вала под действием трения подвержены износу. Поэтому коленчатый вал должен обладать высокой прочностью, жесткостью и износостойкостью.

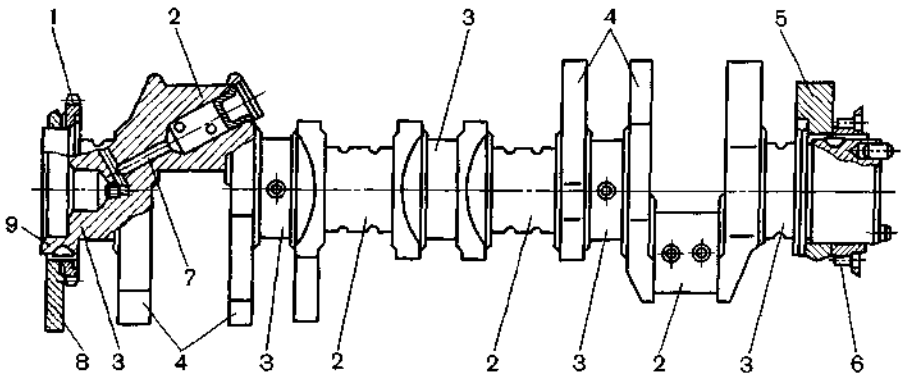
Основным элементом коленчатого вала является колено, состоящее из коренной *3,* шатунной *8* шеек и щек *6* (см. рис. 20). Последние могут быть выполнены как одно целое с противовесами *11* для уравновешивания моментов, центробежных и инерционных сил; часто противовесы выполняют отдельно и крепят к щекам болтами. Современные двигатели имеют, как правило, полноопорные коленчатые валы. Число и взаимное расположение колен зависят от числа цилиндров, их расположения и тактности двигателя.

При этом важны равномерность вспышек по цилиндрам двигателя, а также уравновешенность сил и моментов ннерции. Так, вал V-образного восьмицилиндрового четырехтактного автомобильного дизеля (рис. 33) имеет крестообразную форму, что при угле развала цилиндров 90° обеспечивает равномерное чередование вспышек.

На переднем конце вала (см. рис. 20) располагают шкив *12* привода вентилятора и генератора, зубчатое колесо *2* привода масляного насоса, масляный отражатель. Часто на переднем конце вала, совершающем наибольшие по амплитуде отклонения при крутильных колебаниях, устанавливают специальные *гасители колебаний.* Они поглощают энергию колебаний, подводимую к валу двигателя извне, благодаря трению между элементами гасителя и тем самым уменьшают амплитуду колебаний. На рис. 34 показаны различ ные конструкции гасителей колебаний.

В настоящее время наиболее широко применяют гасители колебаний жидкостного трения (рис. 34, *в),* у которых равномерно вращающийся при работе двигателя маховик / помещен в герметичный корпус *4,* заполненный кремнийорганической жидкостью (силиконом). При колебаниях

Рис. 33.
Коленчатый вал автомобильного дизеля:
1 и 6 — зубчатые колеса; *2* — шатунная шейки; *3*— коренная шейка; *4*—щеки с противовесами; *5* и *8*— противовесы; *7*—масляная полость; *9* — передний конец коленчатого вала



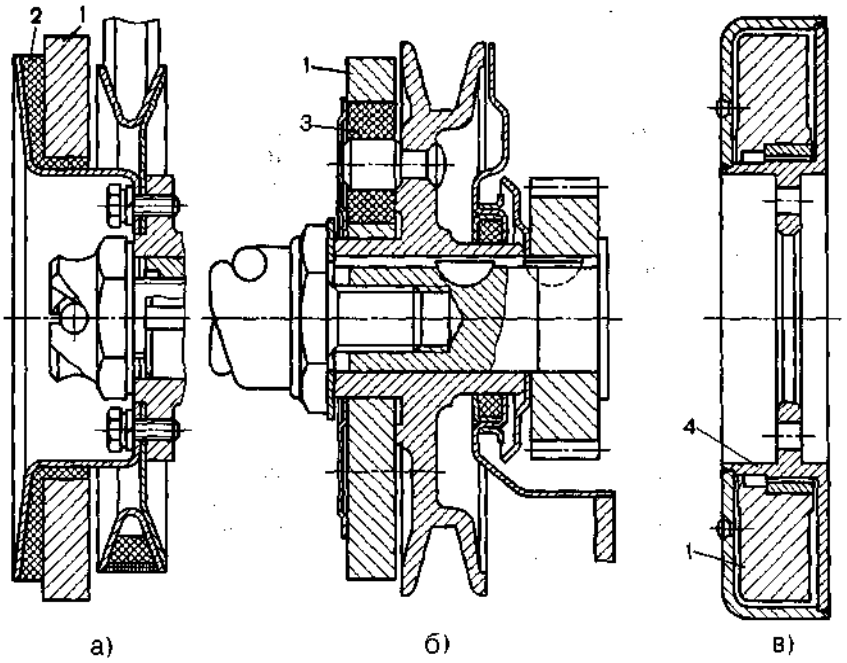


Рис. 34.
Гасители крутильных колебаний:
а и *б* — молекулярного трения;
в — жидкостного трения; *1* — маховик;
2 — привулканизированная резиновая прокладка; *3* — резиновое кольцо; *4* — корпус

стенки корпуса перемещаются относительна равномерно вращающегося маховика, вовлекая в движение слои силикона и совершая работу трения.

Уменьшить опасность крутильных колебаний можно также созданием инерционных реактивных моментов в определенном сечении вала. Для этого в соответствующем месте устанавливают гасители колебаний маятникового или упругомассового типа.

Передний конец коленчатого вала уплотняют резиновым сальником, располагая его в специальной крышке. Уплотнение заднего конца коленчатого вала осуществляется также с помощью маслоотражателя и сальника; иногда применяют маслосгонную резьбу по направлению, обратному вращению вала. Вал вращается в коренных подшипниках, состоящих из двух тонкостенных стальных разрезных вкладышей *9* (см. рис. 20), залитых, как и шатунные вкладыши, антифрикционным сплавом. Вкладыши устанавливают в расточках картера и в специальных подвесках, соединенных с картером шпильками. От осевых перемещений, возникающих вследствие применения косозубых шестерен, усилий в сцеплении и т. д. вал удерживается кольцами вкладыша *9* (см. рис. 20), поверхность которых, обращенная к опорному поясу щеки коленчатого вала, покрыта антифрикционным сплавом.

Место положения упорного подшипника по длине вала может быть различным и зависит от компоновки двигателя. Подшипники вала смазываются под давлением; при этом смазочный материал подводится к коренным опорам, а затем по масляным полостям 7 (см. рис. 33) в коленах подается на шатунные шейки *2*. Специальные грязезащитные полости в шейках коленчатого вала служат для улавливания частиц металла, нагара и других механических примесей и тем

самым улучшают условия работы подшипников.

В тепловозных и среднеоборотных судовых двигателях применяются также цельные коленчатые валы. В крупных малооборотных судовых дизелях вследствие чрезвычайно больших габаритов и массы применяют составные коленчатые валы (рис. 35, а), состоящие из отдельных шеек *1*, *2* и отлитых из стали щек *3,* соединенных между собой запрессовкой с натягом.

Иногда шатунную шейку и щеки отливают как одно целое, и вал в этом случае называют полусоставным (рис. 35,*б*).

Коленчатые валы изготовляют ковкой и штамповкой из стали, а также литьем из специального высокопрочного чугуна. При получении литых валов существенно сокращаются затраты на механическую обработку при обеспечении рациональных геометрических форм элементов вала, но литые валы уступают по прочности штампованным.

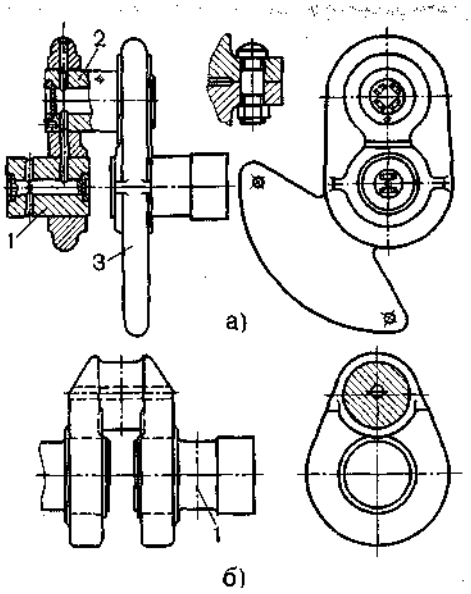


Рис. 35.
Коленчатые валы малооборотных судовых дизелей:
а — составной вал; *б* — полусоставной вал

§ 11. Механизм газораспределения и его детали

Механизм газораспределения

В двигателях внутреннего сгорания при меняют клапанное, золотниковое и комбинированное газораспределение. Газораспределительные органы должны обеспе-чить хорошую очистку цилиндра от продуктов сгорания и наполнение цилинд-ров свежим зарядом при безусловной на-дежности механизма в работе. Совершен-ство очистки и наполнения цилиндра за-висит главным образом от площади проходного сечения газораспределитель-ных органов и продолжительности их открытия. Увеличение проходных сечений обычно ограничено размерами цилиндра, а время открытия газораспределительных органов зависит от частоты вращения нала. Условия работы как клапанного, так и золотникового механизмов, находящих-ся под воздействием горячих газов, на-груженных значительными динамическими усилиями, являются тяжелыми. При этом большое значение имеют смазывание, охлаждение, а также выбор материалов наиболее нагруженных элементов механизма газораспределения.

Клапанное газораспределение получило наибольшее распространение благодаря сравнительно простому устройству и надежной работе. Клапаны применяют в качестве впускных и выпускных органов в четырехтактных двигателях всех типов и в качестве выпускных органов в двух тактных двигателях при клапанно-щелевой схеме газообмена. На рис. 36 представлены схемы установки и привода клапанов. В настоящее время чаще применяют верхнее расположение клапанов (рис: 36, *а—д)* и реже — нижнее (рис. 36, *е)* ввиду худшего наполнении цилиндра свежим зарядом.

Верхнее (подвесное) расположение клапанов в головке цилиндров позволяет применять разнообразные варианты компактных камер сгорания геометрической формы, благоприятной для протекания рабочих процессов в цилиндре. Меньшая

поверхность в камере обусловливает уменьшение тепловых потерь через стенки, а следовательно, увеличение индикаторного КПД. Верхнее расположение клапанов типично для всех дизелей. В современных карбюраторных двигателях с повышенной степенью сжатия применяют, как правило, подвесные клапаны, обеспечивающие лучшее наполнение цилиндра свежим зарядом и, следовательно, большую мощность двигателя.

На рис. 36, *е* показана схема с *нижним или боковым расположением клапанов.* Клапаны устанавливают обычно с одной стороны цилиндра в плоскости, параллельной оси коленчатого вала. Камера сгорания при боковом расположении клапанов имеет Г-образную форму, частично смещена относительно оси цилиндра и менее компактна, что приводит к увеличению потерь и снижению эффективных показателей двигателя. Поэтому такое расположение клапанов в настоящее время практически не применяется. Однако при такой конструкции механизма газораспределения упрощается устройство головки цилиндра и привода клапанов, а также уменьшается высота двигателя.

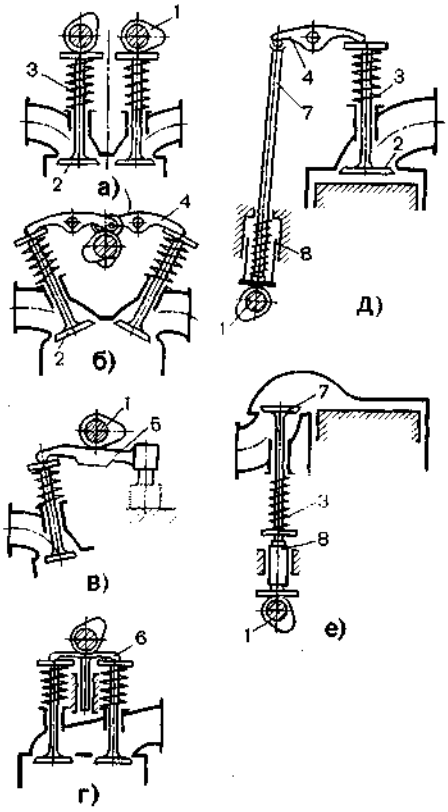


Рис. 36.
Схемы установки и привода клапанов:
а, б, в и г — верхнее расположение клапанов с приводом от распределительного вала, устанавливаемого на головке цилиндров; *д* — верхнее расположение клапанов при нижней установке распределительного вала; *е* — нижнее расположение клапанов; *1* — распределительный вал с кулачками; *2* — клапан; *3* — пружина; *4* — коромысло; 5 — рычаг; *6* — траверса; 7 — штанга; *9* — толкатель

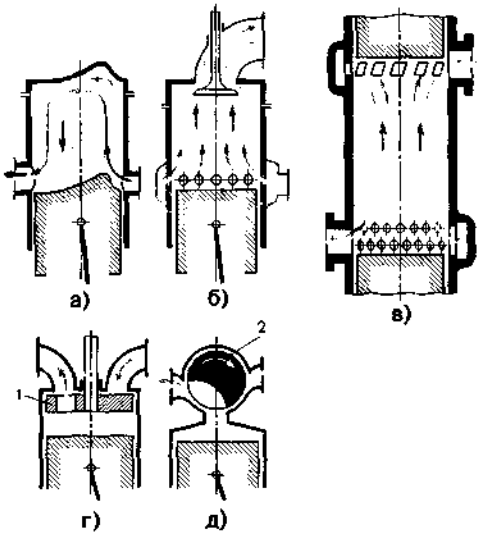


Рис. 37.
Золотниковое газораспределение:
а— поперечно-щелевое, соответствующее петлевой схеме газообмена; *б* — щелевое, соответствующее прямоточной клапанно-щелевой схеме газообмена; *в* — прямоточно-щелевое, соответствующее прямоточной схеме газообмена двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями; *г* — с вращающимся плоским золотником; *д* — с вращающимся цилиндрическим золотником; *1* — плоский золотник; *2* — цилиндрический золотник

Золотниковое (бесклапанное) газораспределение может осуществляться поступательно движущимися или вращающимися золотниками *1* и *2* (рис. 37), а также золотниками, совершающими сложное движение. При золотниковом газораспределении можно обеспечить большие проходные сечения для газов, уменьшить уровень шума, а также динамические нагрузки на детали привода по сравнению с клапанным механизмом газораспределения. Это обусловливает возможность работы при большой частоте вращения (рис. 37, *г, д).* К недостаткам золотникового газораспределения следует отнести трудность обеспечения уплотнения, смазывания и охлаждения золотников и их повышенный износ.

В двухтактных двигателях с петлевой и прямоточно-щелевой схемами газообмена органами золотникового газораспределения служат поршень, продувочные и выпускные окна во втулках цилиндра (рис. 37, а, в), а в двигателях с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена — поршень и продувочные окна (рис. 37, б). Выпуск при этом осуществляется через клапаны. В некоторых конструкциях двухтактных двигателей с комбинированным газораспределением в качестве выпускного органа используется специальный золотник в виде поршня уменьшенного диаметра, связанного приводом с коленчатым валом. Применяются и другие типы золотниковых устройств, например, конструкция с вращающейся гильзой, имеющей впускные и выпускные окна на боковой поверхности. Однако основным в настоящее время является клапанный механизм с принудительно движущимися клапанами (см. рис. 36).

Впускные и выпускные клапаны

Клапан является самой горячей деталью двигателя. Температура головок выпускных клапанов может достигать 850...900 °С, а в «адиабатных» двигателях может быть еще выше.

На рис. 38 представлена типичная конструкция механизма газораспределения с впускным *1* и выпускным *3* клапанами, применяемыми в автомобильных, тракторных и других типах двигателей. Клапаны должны надежно герметизировать полость цилиндра и создавать возможно меньшие гидравлические потери при движении свежего заряда и выпускных газов. Основными элементами клапана являются головка и стержень. У впускного клапана головку часто делают большего диаметра, чем у выпускного, для улучшения наполнения цилиндра. Клапаны работают в тяжелых условиях, поэтому их изготовляют из высококачественной стали. Для экономии этого материала головки клапанов (особенно выпускных) часто выполняют из жаропрочной стали, а стержни — из углеродистой стали с последующей их приваркой. Плотное прилегание клапана к седлу *2* (или к расточке головки цилиндра при отсутствии седла) достигается с помощью фаски на головке клапана. По поверхности фаски осуществляется притирка клапана к седлу, что обеспечивает

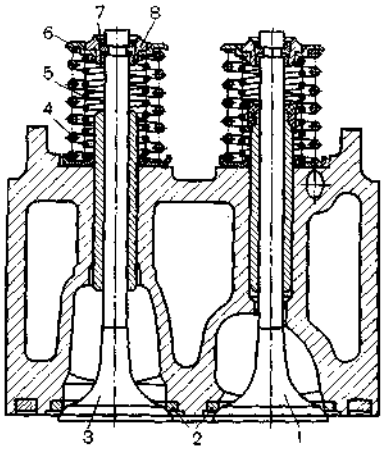


Рис. 38.
Клапаны, устанавливаемые непосредственно в головку (крышку) цилиндра:
1— впускной клапан; *2* — седла клапанов; *3* — выпускной клапан; *4* — наружная пружина; *5* — внутренняя пружина; *6* — тарелка пружины; 7 — сухарик; *8* — втулка

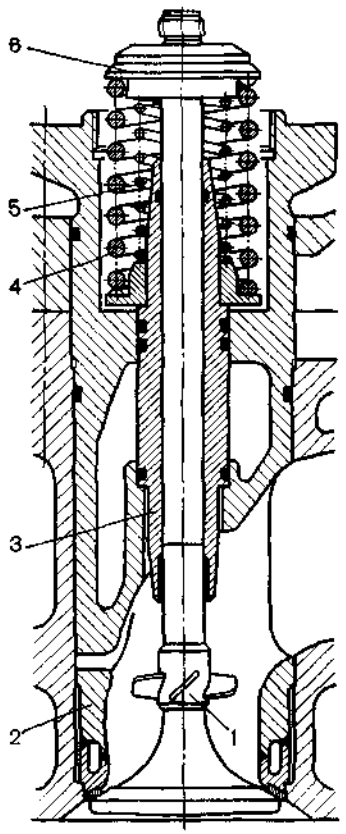


Рис. 39.
Выпускной клапан, устанавливаемый в специальный съемный корпус:
/ — клапан с поворотным устройством; *2* — охлаждаемый корпус; *3* — втулка; *4* — наружная пружина; 5 — внутренняя пружина; *6* — тарелка пружины

герметичность уплотнения. При работе клапанов целесообразно их вращение с помощью специального механизма, что повышает равномерность распределения температуры по окружности головки, улучшает герметичность и повышает срок службы клапана.

В крупных судовых дизелях выпускные клапаны *1* с поворотным устройством устанавливают в отдельные съемные корпуса *2* (рис. 39), охлаждаемые водой. Во время работы двигателя специальный механизм обеспечивает вращение клапана. В связи с форсированием современных двигателей по среднему эффективному давлению и частоте вращения необходимо увеличить интенсивность отвода теплоты от головок выпускных клапанов. Это достигается применением клапанов с внутренней замкнутой полостью *2* (рис. 40), на 35...50 % объема заполненной легкоплавким металлом (например, натрием). Расплавляясь при работе, натрий, находящийся в поле знакопеременных инерционных сил, интенсифицирует передачу теплоты от головки к стержню клапана.

Клапанные пружины 4 и *5* (см. рис. 38) обеспечивают посадку клапана на седло и удерживают его в закрытом положении в течение заданной продолжительности по углу поворота коленчатого вала, а также препятствуют открытию клапанов под действием избыточного давления в газовоздушных каналах головки цилиндров. Пружины должны обладать необходимой ха-

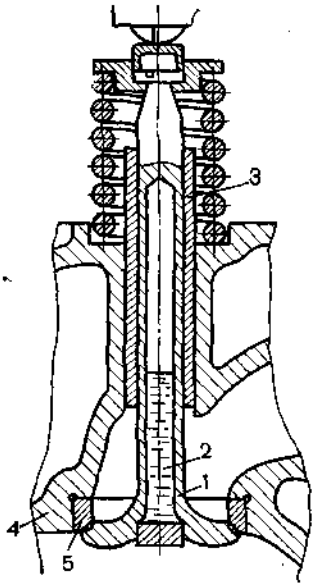


Рис. 40.
Клапан с внутренней *полостью* охлаждения:
1 — клапан; *2*— охлаждающая внутренняя полость; *3* — втулка; *4* — головка цилиндров; *5* — седло

рактеристикой жесткости, обеспечивающей неразрывность кинематической цепи элементов механизма газораспределения при работе двигателя. На каждый клапан ставится одна или две пружины. В последнем случае уменьшается их длина и повышается надежность работы механизма.

Для того чтобы при поломке одной из пружин витки ее не попадали между витками другой, навивку пружин (внутренней *5* и наружной *4)* выполняют в разных направлениях. Клапанные пружины изготовляют из высокопрочной пружинной проволоки методом холодной навивки.

Усилие пружины передается клапану через тарелку *6* с втулкой *8,* которая соединена с клапаном разрезными коническими сухариками.

Распределительные (кулачковые) валы 1 (рис. 41) предназначены для передачи движения от коленчатого вала двигателя клапанам. При этом с помощью кулачков *2,* расположенных на распределительном валу, открытие и закрытие клапанов осуществляется в строго определенные моменты рабочего цикла. Поэтому кулачки на распределительном налу расположены в соответствии с принятым для данного двигателя порядком работы цилиндров.

Профиль и высота кулачка обусловливают моменты открытия и закрытия клапана, а также величину проходного сечения для газов.

Профиль кулачка должен обеспечивать плавное перемещение клапана при достаточно быстром его открытии. Закрытие должно осуществляться при умеренных скоростях посадки клапана на седло. Все это определяется формой профиля кулачка. В современных быстроходных двигателях получили распространение кулачки, обеспечивающие безударную нагрузку деталей привода («безударные» кулачки, полидинамические кулачки и др.).

В большинстве случаев кулачки выполняют как одно целое с распределительным валом. Для уменьшения трения и износа их поверхность механически тщательно обрабатывают и в зависимости от марки материала цементируют, закаливают или

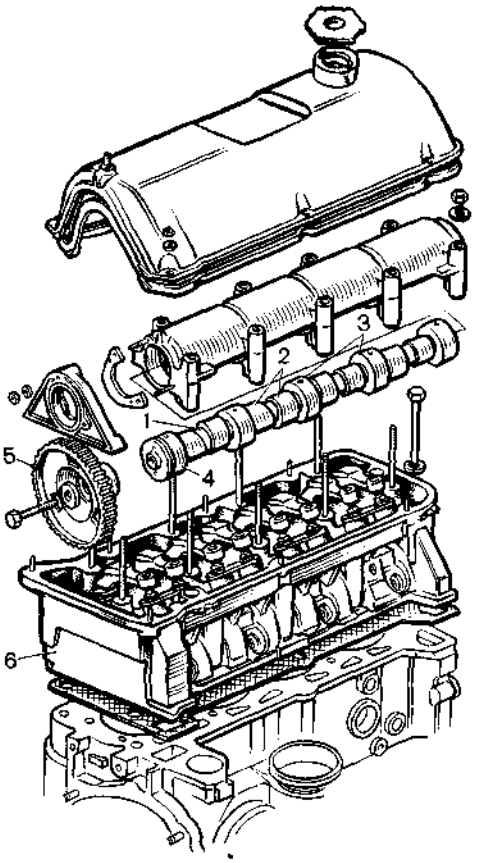


Рис. 41.
Механизм газораспределения автомобильного двигателя с кулачками, выполненными как одно целое с валом:
1 — распределительный вал; *2* — кулачки; *3* — опорные шейки вала; *4* — подшипник с фланцем; *5*—зубчатое колесо привода вала; *6* — головка цилиндра

азотируют. После термообработки валы шлифуют. В тихоходных двигателях средней и большой мощности на распределительные валы ***1*** с помощью шпонок *3* устанавливают съемные кулачки *2* (рис. 42).

Составные валы со съемными кулачками делают стальными; целые валы штампуют из *стали* или отливают из специального чугуна. В качестве подшипников для распределительных валов чаще всего при-

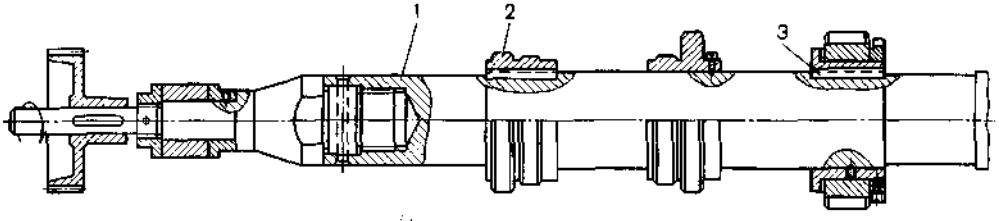


Рис. 42. Распределительный вал

меняют подшипники скольжения, залитые баббитом или свинцовистой бронзой. Подшипники качения устанавливают сравнительно редко.

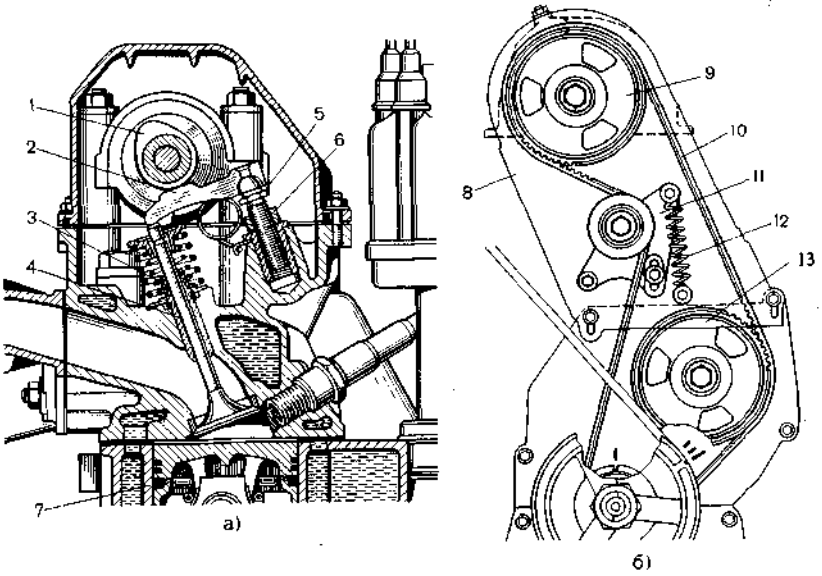
В зависимости от типа и назначения двигателя распределительные валы приводятся во вращение от коленчатого вала зубчатой цилиндрической передачей или передачей с промежуточными валиками и коническими колесами, а также цепной или ременной передачей.

Механизм привода зависит от типа клапанов и места расположения распределительного вала. В механизме газораспределения с верхним расположением распределительною вала (рис. 43, а) привод от коленчатого вала осуществляется с помощью цепи или зубчатого ремня (рис. 43, б). В таком механизме привод включает рычаг *2,* поворачивающийся на шаровой опоре *5*, установленной на головке цилиндров.

В механизме привода нижних клапанов (см. рис. 36, *е)* отсутствуют рычаг с опорой, однако имеется толкатель *8.* Кулачок действует на стержень клапана непосред-

Рис. 43. Механизм газораспределения при верхнем расположении распределительного вала:

а — механизм газораспределения;
б — ременный привод распределительного вала;
1— распределительный вал; *2*— рычаг;
3 — сальник клапана; *4* — клапан; 5 — опора рычага; *6*—контргайка; 7 — блок цилиндров;
8 — коробка; *9* — зубчатое колесо;
10 — ремень; *11* — планка; *12* — пружина;
13 — зубчатое колесо привода вспомогательных



ственно через толкатель с регулировочным винтом. Наименьшее число деталей привода получается при непосредственном воздействии кулачка на стержень клапана.

В случае нижнего расположения распределительного вала при верхних клапанах механизм привода имеет ряд дополнительных деталей (см. рис. 36, *д)* — толкатель *8,* штангу *7*, двуплечий рычаг-коромысло, ось коромысла *4* с опорой.

На рис. 44 показан механизм газораспределения автомобильного дизеля. Толкатель *2* передает штанге *3* осевое усилие от кулачка распределительного вала *1.* При этом толкатель боковой поверхностью воспринимает возникающие боковые усилия. Толкатели изготовляют из стали или чугуна. Рабочую поверхность стальных толкателей иногда покрывают

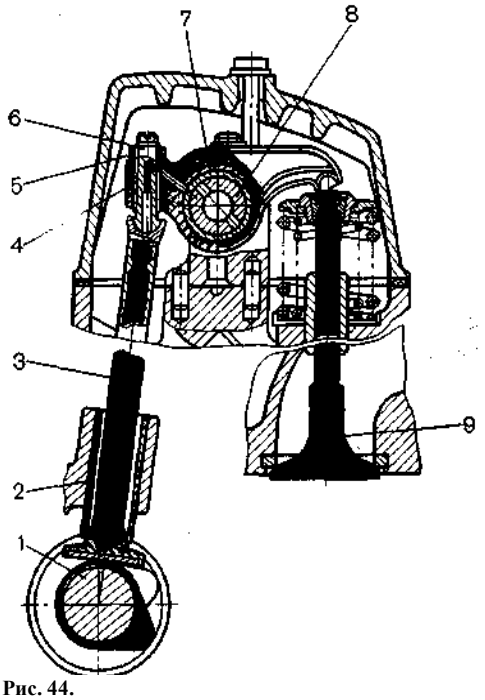


Рис. 44.
Механизм газораспределения автомобильного дизеля:
1 — распределительный вал; *2*— толкатель; *3* — штанга; *4* — рычаг-коромысло; *5*— контргайка; *6*— регулировочный винт; *7* — втулка; *8* — ось коромысла; *9*— клапан

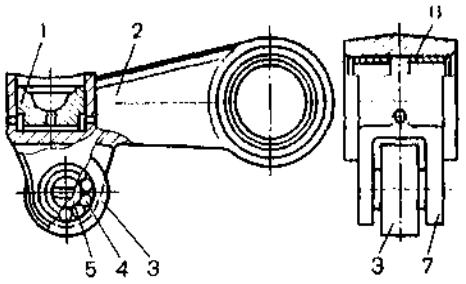


Рис. 45.
Роликовый толкатель рычажного типа:
1 — пята; *2* — толкатель; *3* — ролик;
4 — игольчатый подшипник; *5* — ось ролика;
6 — втулка; *7* — вилка толкателя

слоем отбеленного чугуна, что уменьшает изнашивание. Снижению износа (особенно снижению его неравномерности) способствует вращение толкателя при работе, что достигается смещением оси толкателя и точки его касания с кулачком.

Наряду с описанным плоским толкателем применяют роликовые толкатели, у которых трение скольжения между толкателем и кулачком заменено трением качения ролика *3* и игольчатых подшипников *4* (рис. 45).

Для уменьшения динамических нагрузок в быстроходных двигателях применяют гидравлические толкатели (рис. 46). В этом случае в приводе отсутствует зазор, что обеспечивает безударное набегание и сход толкателя с кулачка, устраняет колебания в механизме и уменьшает шум при работе. По каналу в рычаге масло подается под давлением через шариковый клапан *8* в канал в его корпусе *7* и поступает в полость плунжера *5.* При набегании кулачка давление в полости плунжера увеличивается, шарик закрывает отверстие во втулке *4* и усилие от рычага передается колпачку *1* и соответственно клапану через слой масла. Зазор δ служит для компенсации деформации клапана при работе. Применяются и другие конструкции гидротолкателей. В мощных судовых дизелях ввиду больших усилий в приводе применяют гидравлическое управление клапанами.

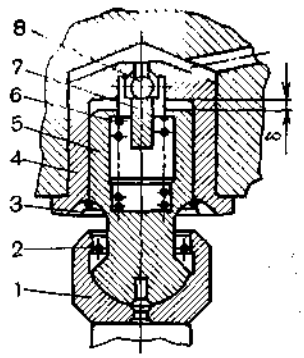


Рис. 46.
Гидравлический толкатель:
1 — колпачок; *2* и *3* — стопорные кольца; *4* — втулка; 5 — плунжер; 6 — пружина; *7* — корпус клапана; *8* — шариковый клапан

Штанги *3* (см. рис. 44) передают усилие от толкателя рычагу или коромыслу; они представляют собой алюминиевые или стальные трубки, на концах которых запрессованы стальные, термически обработанные наконечники. Материал штанги подбирают с учетом компенсации термических деформаций блока и головки цилиндров при работе двигателя.

Рычаги-коромысла *4* служат для изменения направления движения, передаваемого штангой. Коромысло представляет собой двуплечий рычаг, штампованный из стали и вращающийся на оси *8* в бронзовых втулках.

В коротком плече рычага на резьбе устанавливают регулировочный винт *6* с контргайкой *5* для регулирования теплового зазора. Через систему отверстий масло подводится для смазывания шарнира, образованного опорной поверхностью винта и наконечником штанги.

§12. Корпус двигателя

В зависимости от принятой компоновочной схемы, типа и назначения двигателя корпус может состоять из следующих соединенных между собой деталей: отдельных или объединенных в блок цилиндров с вставными втулками (гильзами) или без них, картера (блок-картера), фундаментной рамы или подвесных опор коленчатого вала, поддона, деталей крепления и уплотнения. Часто блок цилиндров и картер выполняют в виде одной детали — блок-картера. К корпусным деталям двигателя относят также головку (крышку) цилиндров.

Картер вместе с цилиндрами, головкой (крышкой), поддоном или фундаментной рамой (при наличии последней), прокладками, сальниками образует закрытую, непроницаемую для газов, смазочного материала и охлаждающей жидкости (в случае двигателя жидкостного охлаждения) полость, где расположен кривошипно-шатунный механизм. На корпусных деталях обычно крепят различные элементы механизма газораспределения, передач, а также различные агрегаты двигателя. Корпусные детали определяют внешний вид двигателя. В современных форсированных двигателях на корпусные детали действуют высокие нагрузки от сил инерции и давления газов в цилиндрах. Кроме того, ряд деталей работает в условиях повышенных температур и значительных температурных напряжений. Детали корпуса являются опорами многих подвижных соединений двигателя, в том числе подшипниковых узлов. Поэтому детали корпуса наряду с прочностью должны обладать высокой жесткостью, последнее относится и к корпусу в целом. Важными требованиями являются удобство монтажа и обслуживания, а также простота, технологичность и возможно меньшая металлоемкость конструкции. На долю корпусных деталей приходится 25...70 % всей массы двигателя, что свидетельствует о значительном резерве снижения металлоемкости двигателя именно в результате облегчения этих деталей.

В автомобильных, тракторных, ряде быстроходных судовых и тепловозных двигателей жидкостного охлаждения широко применяют блок-картерную конструкцию. В этом случае блок цилиндров (рубашек), являющийся несущей деталью, отливают вместе с верхней частью картера, благодаря чему образуется общая монолитная

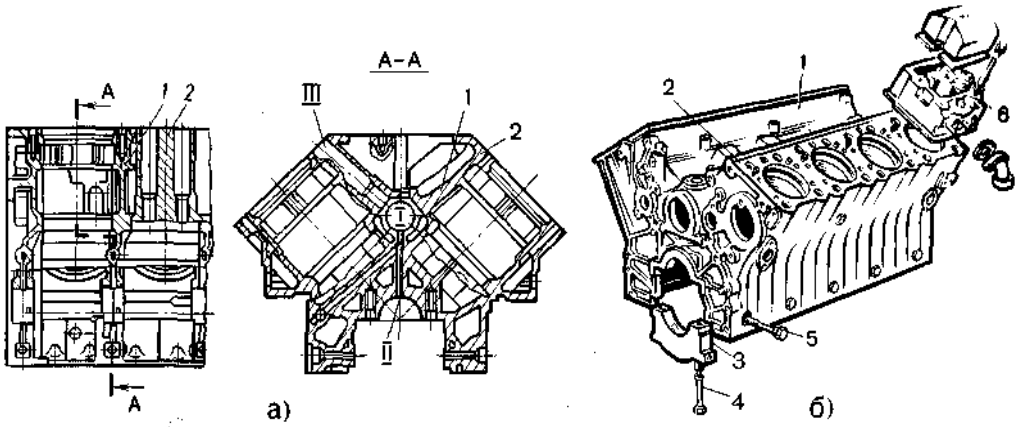


Рис. 47.
Блок-картер V-образного дизеля:
а — шестицилиндрового тракторного;
б — восьмицилиндрового автомобильного;
1 — блок цилиндров; *2* — верхняя плита блока цилиндров; *3* — крышка (подвеска) коренного подшипника; *4* — болт крепления крышки коренного подшипника; 5 — стяжной болт; *6* — головка цилиндров

деталь — блок-картер. При этом обеспечиваются высокая прочность, жесткость, компактность, снижение массы и ряд других преимуществ.

На рис. 47, *а* представлен блок-картер V-образного шестицилиндрового тракторного дизеля, выполненный в виде отливки из качественного серого чугуна. В шести расточках левого и правого блоков устанавливают омываемые жидкостью гильзы цилиндров, в верхней центральной расточке ***I*** — общий для обоих рядов цилиндров распределительный вал, от которого через толкатели и штанги, расположенные в индивидуальных литых колодцах ***III***, осуществляется привод клапанов. В нижней части блок-картера выполнены расточки ***II*** под коренные подшипники коленчатого вала; для повышения жесткости коренных опор нижняя плоскость блок-картера опущена относительно оси коленчатого вала.

На рис. 47, *б* представлен блок-картер V-образного восьмицилиндрового автомобильного дизеля, также отлитый из качественного серого чугуна. Блок-картер выполнен в виде коробчатой детали, повышенная жесткость которой обеспечивается системой подкрепляющих ребер и меж цилиндровых перегородок — стоек, по ко торым передаются усилия от затяжки крепежных деталей, сил давления газов и инерции. В отличие от описанного выше блок-картера (см. рис. 47, *а)* с общей на каждый ряд головкой на блок-картер (рис. 47, б) устанавливают индивидуальные головки *6* цилиндров, что несколько снижает общую жесткость корпуса. Поэтому особое внимание уделяется жесткости верхней плиты *2* блока *1*, в которую вставлены гильзы цилиндров, а также опор для подшипников коленчатого вала. Для повышения жесткости опор их крышки *3* закреплены, помимо болтов *4,* болтами 5 в горизонтальном направлении. Такую конструкцию применяют в современных двигателях самых различных типов и назначений.

Дальнейшее повышение жесткости корпуса при сокращении длины двигателя дает применение блок-картера туннельного типа. В этом случае опоры для коренных подшипников (обычно качения) коленчатого вала не имеют разъемов. Коленчатый вал монтируют с торца двигателя.

В автомобильных и тракторных двигателях воздушного охлаждения применяют

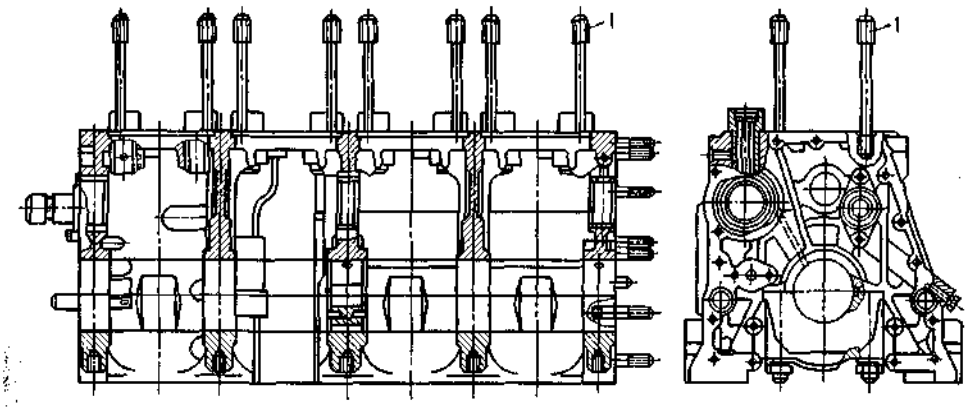


Рис. 48.
Картер тракторного дизеля воздушного охлаждения

конструкцию с несущими шпильками (рис. 48). Отдельные цилиндры устанавливают в расточках картера и вместе с индивидуальными головками цилиндров закрепляют длинными шпильками *1* со значительным усилием предварительной затяжки. Шпильки, ввернутые в утолщения картера, воспринимают усилия от давления газов в цилиндре и поэтому являются несущими.

В более мощных тепловозных, судовых и других быстроходных форсированных двигателях используют различные варианты силовых схем корпуса (несущего блок-картера или несущих силовых шпилек). На рис. 49 представлен стальной сварно-литой блок-картер форсированного быстроходного дизеля. Силовые шпильки *8* крепления крышек цилиндров, установленные в плите *10* картера, разгружают от газовых сил блок цилиндров, состоящий из верхней плиты *9,* поперечных стоек *5* и боковых листов *4.* Лоток механизма газораспределения, включающий опорную плиту *6* с подкрепляющими ребрами и боковые листы *7,* замыкает силовую схему сверху, образуя воздушный ресивер.

Нижняя часть блок-картера образована набором сваренных между собой стальных литых секций — стоек. Особое внимание уделено жесткости опор подшипников. Достаточно массивная крышка *11* прикреплена к картеру мощными болтами *12,* а в горизонтальном направлении фиксирована двумя рядами боковых болтов *1.* Нижние болты замыкают силовой контур опоры коренного подшипника, а верхние разгружают плоскость разъема от усилий сдвига. Аналогичные облегченные конструкции корпуса с подвесным коленчатым валом

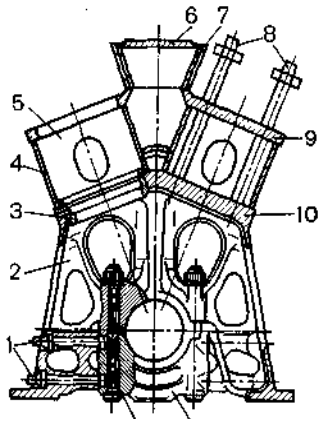


Рис. 49.
Сварно-литой блок-картер тепловозного дизеля с несущими шпильками:
1 — боковые болты; *2* — вертикальная стойка картера; *3* — вставка под втулку цилиндра; *4* — боковой лист; 5 — поперечная стойка блока цилиндров; *6* — плита опор распределительного вала; *7* — лист; *8* — силовая шпилька; *9* — плита блока цилиндров; *10* — плита картера; *11* — крышка (подвеска) коренного подшипника; *12* — болты опор

нашли применение и более крупных форси-рованных двигателях.

Во всех крупных малооборотных судовых дизелях, а также во многих среднеоборотных дизелях с повышенными (более 400 мм) и даже относительно небольшими (для этого класса двигателей 250...350 мм) диаметрами цилиндра коленчатый вал укладывают на специальную *фундаментную раму.* Корпус малооборотных судовых дизелей существенно отличается по конструкции от рассмотренных выше корпусов автомобильных, тракторных и тепловозных двигателей. Традиционно он включает фундаментную раму, стойки картера с прикрепленными направляющими крейцкопфов и блок цилиндров. Все перечисленные детали соединены длинными анкерными связями, воспринимающими рабочие нагрузки.

Традиционные конструкции корпуса с А-образными стойками картера иногда заменяют коробчатыми конструкциями, повышающими изгибную жесткость корпуса, упрощающими технологию изготовления, сборки и обслуживание в эксплуатации.

На рис. 50 представлен корпус малооборотного судового дизеля, состоящий из фундаментной рамы *1*, промежуточной стойки *2* и станины *3.* В многоцилиндровых двигателях корпус имеет поперечные разъемы, что упрощает изготовление и транспортировку деталей двигателей с большими диаметрами цилиндров. На *станины* устанавливают цилиндры (не показаны), соединенные в единый блок болтами.

В быстроходных двигателях, а также среднеоборотных с меньшим диаметром цилиндра применяют блоки цилиндров (рис. 51) в виде отлитого из чугуна или легкого сплава блока *1* рубашек, в расточки которого устанавливают охлаждаемые жидкостью гильзы (втулки) *2.* Сверху к блоку через уплотнительную прокладку *3* притягивается общая на все цилиндры (или отдельная на каждый цилиндр) головка *4,* закрываемая крышкой *5.*

Фундаментная рама является основным элементом в общей силовой схеме корпуса малооборотного судового дизели, обеспечивая его необходимую жесткость. Она может быть литой, сварной, а также сварно-литой конструкции. Последний тип имеет лучшие массогабаритные характеристики и находит все большее применение.

На рис. 52 представлена сварно-литая фундаментная рама малооборотного судового дизеля. Рама состоит из двух продольных балок *1*, связанных поперечными перегородками *2,* расположенными в плоскостях коренных подшипников коленчатого вала. Последние устанавливают в постелях *3* и закрепляют сверху специальными крышками. Снизу раму закрывают стальным маслосборником (иногда съемным), имеющим уклон в сторону кормовой части двигателя. В колодцах *4* размещают анкерные связи, закрепляющие на раме детали корпуса двигателя. Опор-

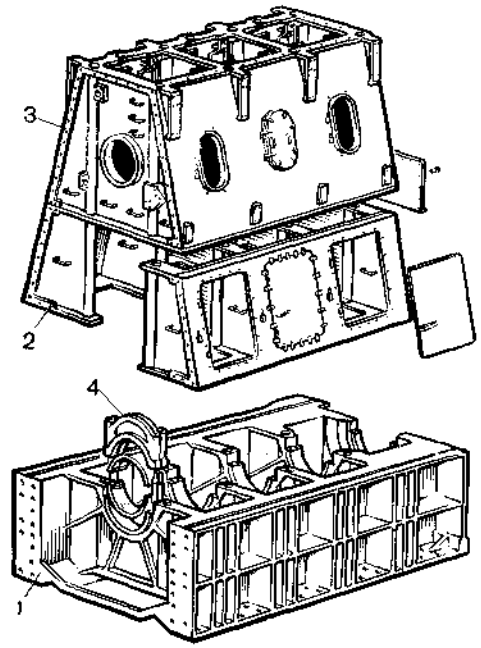


Рис. 50.
Корпус малооборотного судового дизеля:
1 — фундаментная рама; *2* — промежуточная стойка; *3* — станина; *4* — крышка подшипника

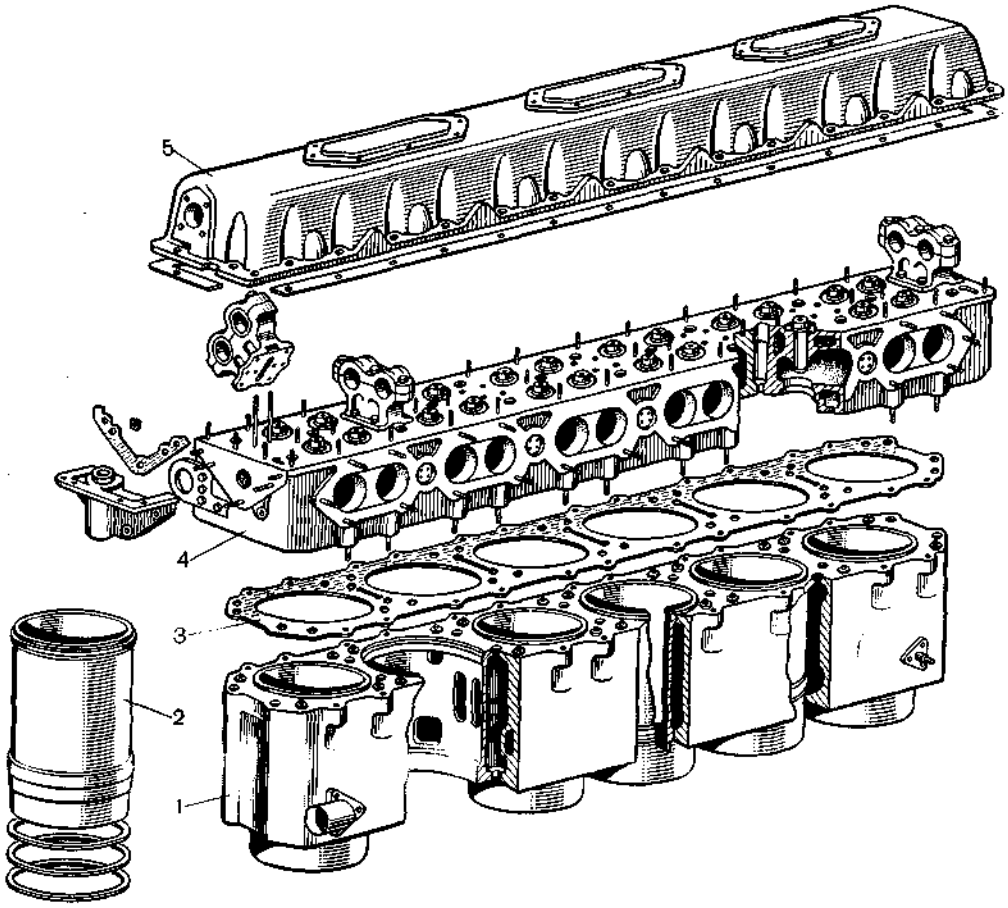


Рис. 51.
Блок цилиндров

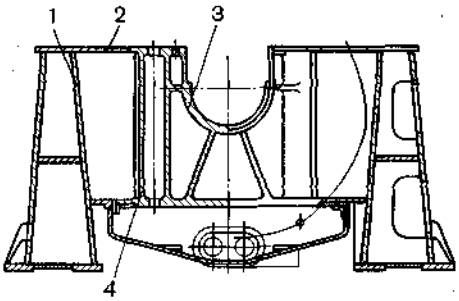


Рис. 52.
Сварно-литая фундаментная рама

ными полками рама крепится к фундаменту корпуса судна.

Коренные подшипники современных двигателей выполняют, как правило, в виде подшипников скольжения, хотя в ряде быстроходных форсированных дизелей с успехом применяют подшипники качения, обеспечивающие снижение габаритов двигателя по длине. Кроме того, предусмотренный в этом случае туннельный картер повышает жесткость корпуса двигателя.

К преимуществам подшипников скольжения относятся малые радиальные размеры и масса, простота монтажа многоколенных валов, демпфирующая способность и высокая долговечность. Однако

требуются высокая точность обработки и стабильность геометрических характеристик подшипникового узла, обеспечивающих жидкостное трение на всех режимах работы подшипника (кроме пуска).

Как в шатунных, так и в коренных подшипниках скольжения применяют разрезные тонкостенные стальные вкладыши (рис. 53, а), заливаемые по поверхности, обращенной к шейке коленчатого вала, слоем антифрикционного материала (бронзы, алюминиевые сплавы). Кроме того, наносится тонкий приработочный, защитный и другие слои, улучшающие условия работы подшипников. К тонкостенным относятся вкладыши толщиной 2,94+0,023 $D_п$ где $D_п$ — диаметр постели под подшипник, мм.

При работе в подшипнике выделяется значительное количество теплоты, отводимой со смазочным материалом, а также в корпус подшипника. Для отвода теплоты в корпус необходимо плотное прилегание вкладыша к постели, достигаемое тщательной обработкой поверхностей, необходимым натягом и высокой жесткостью крышки *11* подшипника (см. рис. 49).

В малооборотных судовых двигателях коренные (рамовые) подшипники устанавливают в постелях фундаментной рамы. Подшипники состоят из двух толстостенных полувкладышей, фиксированных от осевого и кругового перемещений штифтами. Их изготовляют из чугуна или стали и заливают слоем баббита или другим антифрикционным материалом.

На рис. 53, б представлен толстостенный вкладыш. В некоторых случаях между стыками полувкладышей устанавливают одну или несколько прокладок. Сверху вкладыши прижимают крышкой *4* (см. рис. 50), прикрепляют к фундаментной раме болтами, шпильками или домкратами *3* (рис. 54), упирающимися в выступы стенки картера.

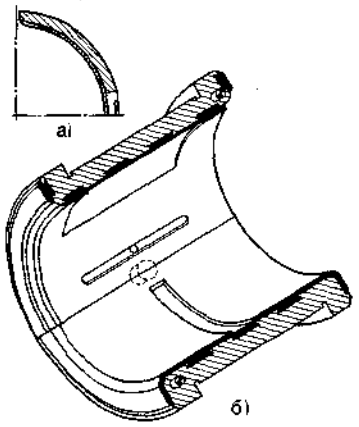


Рис. 53.
Вкладыш коренного подшипника:
а — тонкостенный; б — толстостенный

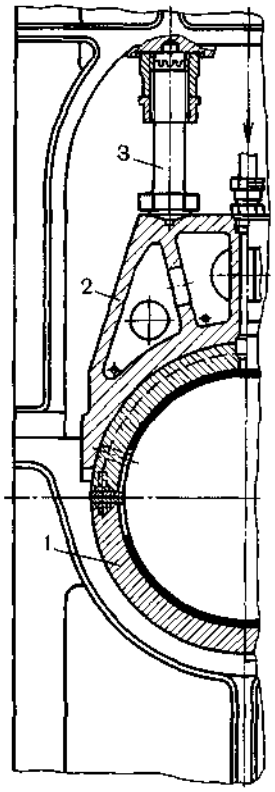


Рис. 54.
Крепление крышки коренного (рамового) подшипника домкратами:
1 — вкладыш; *2* — крышка; *3* — домкрат

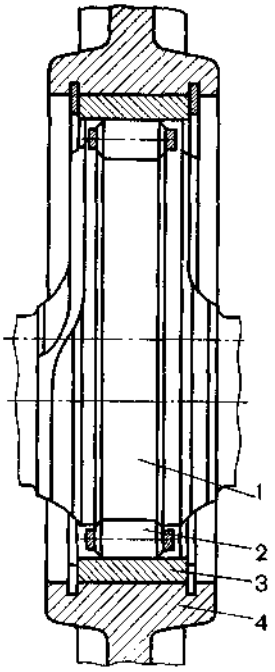


Рис. 55.
Роликовый коренной подшипник коленчатого вала:
1 — опора (щека); *2* — ролик; *3* — наружное кольцо; *4* — картер

В качестве подшипников качения в мотоциклетных, лодочных и других двигателях малой мощности применяют стандартные шариковые подшипники. В более мощных форсированных двигателях автотракторного типа и специального назначения используют радиальные роликовые подшипники без внутреннего кольца, непосредственно устанавливаемые на коренной опоре коленчатого вала, которой в этом случае является круглая щека *1* (рис. 55).

Втулки цилиндров

Поверхность блока цилиндров 7 (см. рис. 43) используется в качестве рабочей лишь в некоторых двигателях, как правило, с небольшим диаметром цилиндра. В большинстве двигателей жидкостного охлаждения применяют специальную деталь, вставляемую в расточку блока (цилиндра) — *втулку (гильзу) цилиндра*. Тщательно обработанная внутренняя цилиндрическая поверхность втулки (зеркало цилиндра) является рабочей поверхностью, по которой перемещается поршень. Втулка относится к теплонапряженным особо ответственным деталям двигателя. Помимо прочности в условиях высоких механических (монтажные усилия, давление газов) и тепловых нагрузок, она должна обладать стабильностью геометрической формы, отчего существенно зависят удельные расходы топлива и смазочного материала. Внутренняя поверхность втулки (особенно верхней ее части) омывается горячими газами, воспринимает теплоту от поршня контактным способом (особенно через кольца) и в результате трения. Вместе с этим по условиям смазывания температура поверхности втулки не должна быть очень высокой, в связи с чем втулка должна эффективно охлаждаться.

В автомобильных, тракторных и форсированных двигателях специального назначения применяют «мокрые» втулки (гильзы, рис. 56, а), отливаемые из специального чугуна, а иногда стальные точеные конструкции (см. рис. 51) с верхним опорным фланцем, опирающимся на расточку в верхней плите блок-картера.

В двигателях с принудительным воспламенением, где нагрузка на гильзу цилиндра значительно меньше, опорный фланец часто смещают от верхнего торца (рис. 56, *б*).

Для повышения герметичности газового стыка между головкой и втулкой цилиндра на фланце последней иногда выполняют кольцевой буртик, незначительно выступающий над плоскостью блока цилиндров.

В случае применения индивидуальных головок цилиндров для уплотнения газового стыка во фланце предусматривают специальную канавку, в которую помещают уплотнительное металлическое кольцо (стальное, медное).

Уплотняют полости охлаждения специальными резиновыми кольцами, установленными в проточенные по наружной по-

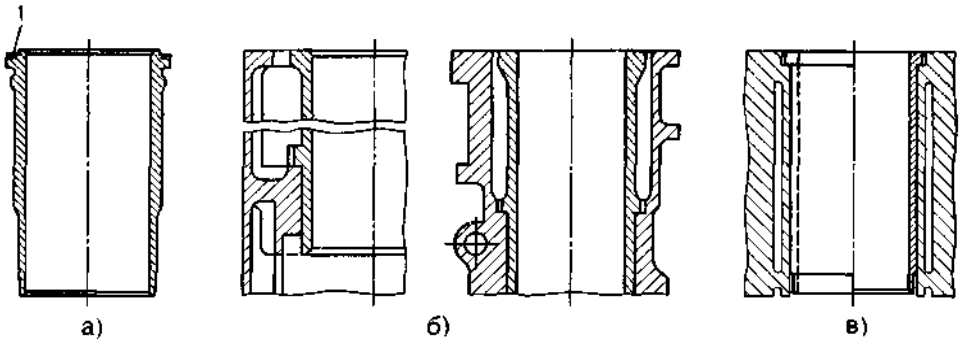


Рис. 56.
Втулка (гильза) цилиндра:
а— «мокрая» автомобильного дизеля; *б* — «мокрая» автомобильного двигателя со смещенным опорным поясом; *в* — «сухая»; *1*— канавка под уплотнительное кольцо

верхности втулки (гильзы) канавки (рис. 56, *б)* или в расточки блока цилиндров у нижнего опорного пояса; в этом случае наружная поверхность втулки гладкая (рис. 56, а).

В менее форсированных двигателях вместо «мокрых» втулок (гильз), наружная поверхность которых подвержена кавитации, применяют «сухие» гильзы толщиной 2...4 мм, запрессованные или установленные с малым зазором в расточку блока цилиндров (рис. 56, в). Малая толщина «сухой» гильзы обусловливает экономию качественного материала, однако теплоотвод от рабочей поверхности цилиндра в этом случае ухудшается ввиду дополнительного термического сопротивления по наружной поверхности гильзы.

Смазывание рабочей поверхности (зеркала цилиндра) в быстроходных двигателях осуществляется в результате разбрызгивания масла при работе кривошипно-шатунного механизма. При кривошипно-камерной схеме газообмена в двигателях с внешним смесеобразованием смазочный материал подается в смеси с топливом.

В тепловозных и среднеоборотных судовых двигателях применяют «мокрые» втулки из чугуна. При этом наряду с конструкциями, у которых охлаждающая полость образована внутренними поверхностями блока, широко используют конструкции цилиндров с индивидуальными охлаждающими рубашками. В этом случае блок не подвергается коррозии, что повышает его прочность и срок службы.

На рис. 57 представлена втулка подвесного типа с рубашкой охлаждения четырехтактного судового дизеля. Втулка *1* короткими шпильками присоединена к крышке *3* цилиндра, образуя с ней единый узел, скрепленный с блок-картером основными силовыми шпильками. Значительные усилия затяжки основных шпилек

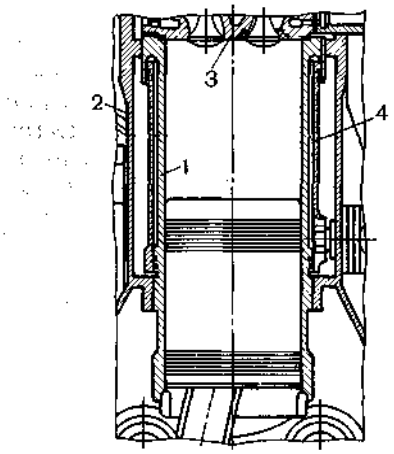


Рис. 57.
Втулка подвесного типа с рубашкой охлаждения:
1 — втулка; *2* — блок; *3* — крышка; *4* — рубашка охлаждения

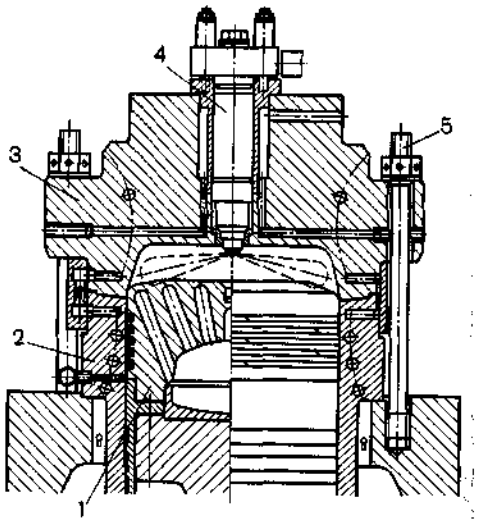


Рис. 58.
Цилиндропоршневая группа форсированного малооборотного дизеля:
1 — поршень; *2* — втулка цилиндра; *3* — крышка цилиндра; *4* — форсунка; *5* — шпилька крепления крышки

в этом случае не деформируют втулку.

Втулки цилиндров форсированных судовых двухтактных малооборотных дизелей отличаются высоким уровнем тепловых и механических нагрузок, особенно на верхний пояс. Для уменьшения тепловой напряженности во втулках и других деталях цилиндропоршневой группы этих двигателей применяют специальные каналы, высверленные во фланце втулки под углом к оси цилиндра. Они не снижают заметно прочности втулки, но обеспечивают подвод охлаждающей жидкости непосредственно к нагреваемой поверхности.

На рис. 58 показана цилиндропоршневая группа форсированного малооборотного дизеля. Во втулке *2,* крышке *3* цилиндра и поршне *1* просверлены каналы для подвода охлаждающей жидкости. Смазывание цилиндров осуществляется с помощью специальных лубрикаторов, обеспечивающих подачу масла в нескольких точках, равномерно расположенных по периметру втулки.

Цилиндры двигателей воздушного охлаждения устанавливают на картер раздельно. Лишь в двигателях с малым диаметром цилиндра встречается объединение двух цилиндров в общую отливку.

На рис. 59, *а* показан цилиндр тракторного дизеля, выполненный из чугуна. Благодаря оребрению наружной поверхности увеличивается площадь охлаждаемой поверхности. При этом высоту ребер делают переменной по длине цилиндра, увеличивая к верхней, более нагретой части. Кроме монометаллических чугунных цилиндров (реже стальных), а также выполненных из алюминиевого сплава и покрытых по внутренней поверхности слоем хрома, применяют составные цилиндры.

На рис. 59, *б* показана литая конструкция, у которой чугунная втулка *1* соединена с оребренным цилиндром *2,* выполненным из легкого сплава. Известны составные конструкции цилиндров, в которых на чугунной или стальной втулке закреплены

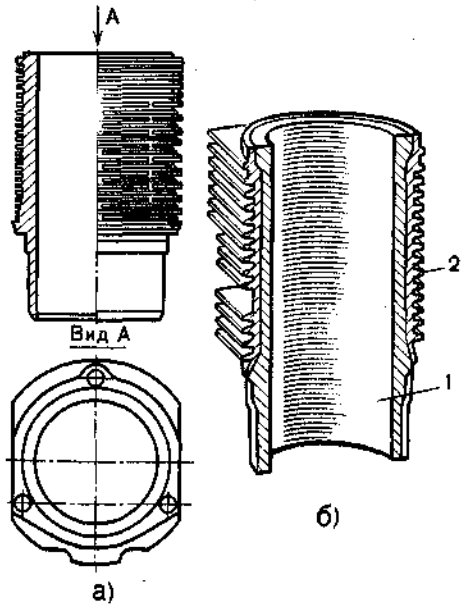


Рис. 59.
Цилиндр воздушного охлаждения:
а — монометаллический тракторного дизеля; *б* — биметаллический; *1* — чугунная втулка; 2 — оребренный цилиндр из легкого сплава

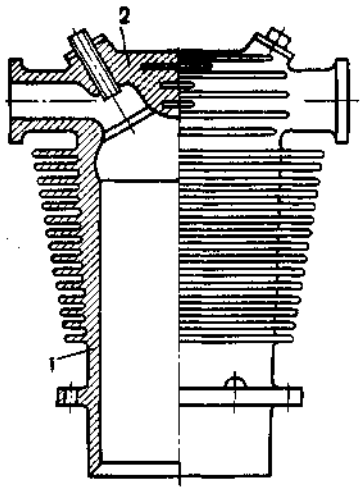


Рис. 60.
Моноблок двигателя воздушного охлаждения

(например, с помощью закатки) охлаждающие ребра из высокотеплопроводного материала. Применяют и блочные конструкции (рис. 60), когда цилиндр *1* и головка *2* отлиты как одно целое.

Крышки (головки) цилиндра

Крышка, соединенная с цилиндром (блоком цилиндров), замыкает силовую схему сверху, образуя вместе с днищем поршня и стенками цилиндра камеру сгорания двигателя. На крышку (головку) действуют высокие тепловые и механические нагрузки (монтажные усилия от затяжки силовых шпилек, силы давления газов). Крышки (головки) цилиндров — сложные отливки, внутри которых расположены газовоздушные каналы, колодцы под силовые шпильки, форсунку, привод клапанов, отверстия под направляющие клапанов, полости для охлаждающей жидкости. Головки изготовляют из качественного чугуна, легких алюминиевых сплавов, а иногда и из легированной стали (крышки форсированных малооборотных судовых дизелей).

В автомобильных и тракторных двигателях часто применяют общие на несколько цилиндров блочные головки. Конструкции головок двигателей с принудительным воспламенением во многом определяется формой камеры сгорания и схемой расположения клапанов (рис. 61). В четырехтактных двигателях при двух клапанах на цилиндр характерно наклонное расположение клапанов в плоскости, параллельной оси распределительного вала *1* (см. рис. 43, а). При этом достигается увеличение диаметра впускного клапана и упрощается привод клапанов. Дальнейшее форсирование бензиновых двигателей по частоте вращения связано в ряде случаев с переходом на четырехклапанные головки с целью улучшения наполнения. Головки автомобильных и тракторных дизелей более массивны вследствие более высокого давления в цилиндре при сгорании. Конструкция головки также зависит от типа камеры сгорания. Применяются как блочные головки, так и индивидуальные на каждый цилиндр (см. рис. 61). В случае расположения камеры сгорания в поршне головка имеет сравнительно простую форму с плоским днищем.

При двух клапанах на цилиндр в четырехтактных дизелях форсунку *2* обычно смещают относительно линии клапанов *1* и располагают наклонно (см. рис. 61).

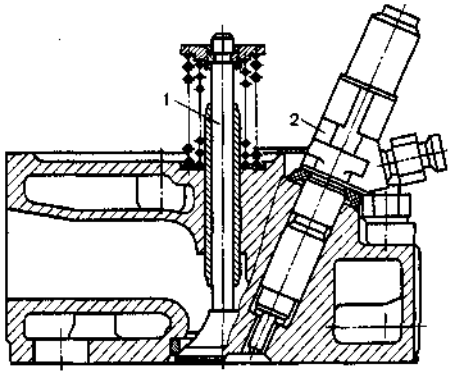


Рис. 61.
Головка цилиндров автомобильного двигателя с принудительным воспламенением

При четырех клапанах форсунку удается разместить в центре, что предпочтительно с точки зрения повышения прочности днища головки.

Более сложны по конструкции головки с разделенными камерами сгорания, когда в полости головки дополнительно располагают камеру в форме усеченной сферы, конуса или цилиндра.

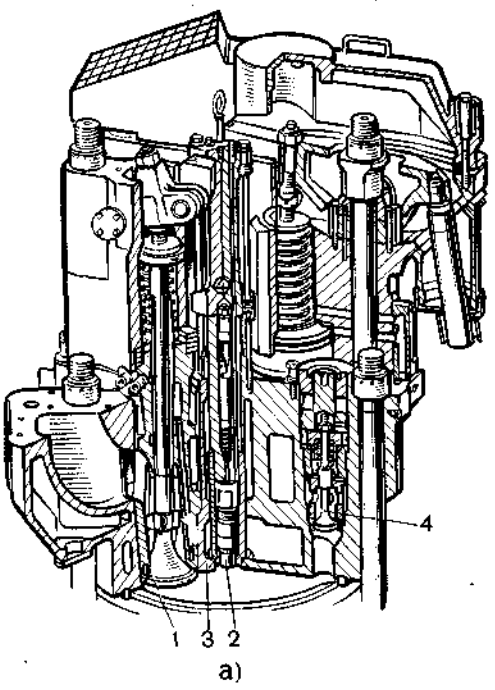
Крышки цилиндров четырехтактных и двухтактных с клапанно-щелевой продувкой тепловозных и среднеоборотных судовых дизелей весьма сложны по конструкции. Они имеют обычно четыре клапана и центрально-расположенную форсунку. На рис. 62, *а* представлена крышка цилиндра мощного среднеоборотного дизеля. Помимо выпускного клапана *1,* на разрезе показан пусковой клапан *4.* Тарельчатые пружины прижимают корпуса клапанов к крышке цилиндра.

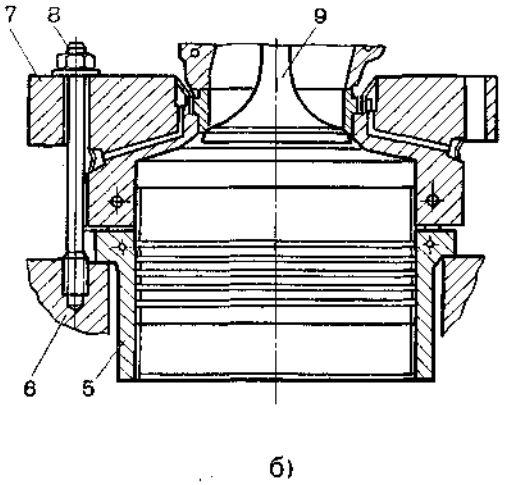
Крышки цилиндров форсированных судовых двухтактных малооборотных дизелей различаются по устройству в зависимости от применяемой схемы газообмена. В случае петлевой схемы газообмена отсутствуют выпускные клапаны и конструкция крышки *3* (см. рис. 58) оказывается простой. При клапанно-щелевой схеме газообмена (рис. 62,*б*) конструкция усложняется наличием выпускного клапана *1*, устанавливаемого в специальном корпусе.

При центральном расположении клапана требуется несколько форсунок для впрыскивания топлива.

Головки цилиндров двигателей воздушного охлаждения сильно оребрены. Ребра *1* (рис. 63) занимают 60...75 % оребренной поверхности охлаждения. Поверхность охлаждения должна обеспечивать отвод необходимого количества теплоты при высоких аэродинамических характеристиках

Рис. 62.
Крышка цилиндра форсированного дизеля:
а — среднеоборотного; *б* — двухтактного малооборотного; *1* и *9* — выпускные клапаны; *2* — форсунка; *3* — корпус выпускного клапана; *4* — пусковой клапан; 5 — втулка; *6* — блок; 7 — крышка; *8* — шпилька





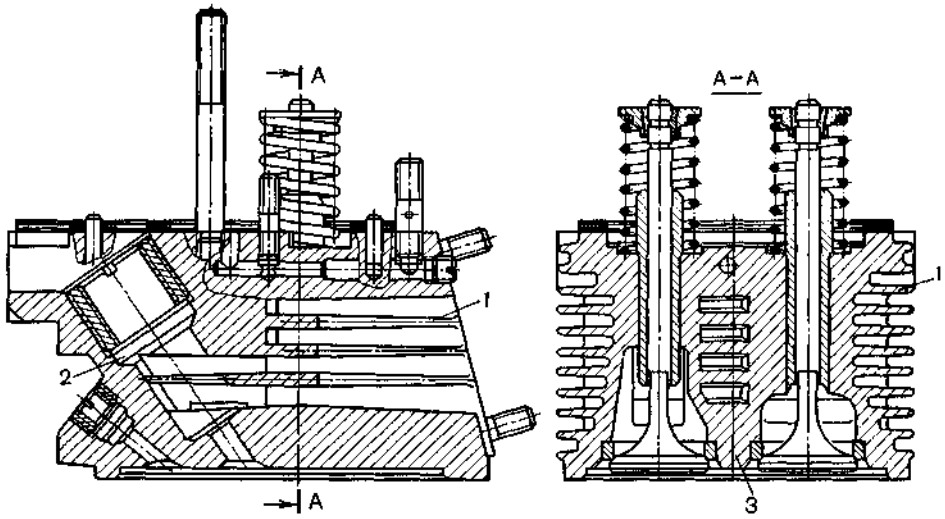


Рис. 63.
Головка цилиндра тракторного дизеля воздушного охлаждения

охлаждающих ребер. Омываемые воздухом поверхности имеют обтекаемую форму; их располагают в соответствии с направлением теплового и воздушного потоков. В первую очередь охлаждающий воздух подается на распылитель форсунки *2* (свечу зажигания), а также выпускной патрубок и межклапанную перемычку *3*.

На рис. 63 представлена головка цилиндра четырехтактного дизеля воздушного охлаждения с односторонним расположением впускного и выпускного каналов, что позволяет обеспечить хорошее охлаждение форсунки. Головку устанавливают на цилиндр без прокладки и крепят к картеру четырьмя длинными силовыми шпильками.

§ 13. Механизм передачи мощности от силовой турбины

В комбинированном двигателе внутреннего сгорания лопаточная и поршневая части могут быть соединены между собой поразному. Кроме получившей наибольшее распространение газовой связи, в форсированных комбинированных двигателях валы всех или части лопаточных машин (компрессоров и турбин) могут непосредственно быть соединены с коленчатым или, в общем случае, с выходным валом двигателя (механическая связь). При этом требуется специальный механизм с достаточно высоким передаточным отношением. Тип механизма может быть различным. Наиболее часто используют зубчатую передачу, реже — гидропривод, позволяющий осуществить бесступенчатое изменение передаточного отношения. Однако в последнем случае возрастает передача теплоты маслу (что требует увеличения теплосбрасывающих поверхностей охладителей масла).

Зубчатая передача (редуктор) для привода центробежного компрессора от коленчатого вала начала применяться сравнительно давно на авиационных поршневых двигателях. В настоящее время в двигателях различного типа и назначения валы лопаточной и поршневой частей связаны зубчатой передачей. Широкое применение механической передачи в комбинированных двигателях сдерживается усложнением и удорожанием конструкции, несмотря на улучшение важнейших характеристик двигателя таких, как приемистость, а в случае установки силовой турбины и экономичности. Трудности связаны с созданием высокоскоростных редукторов

с большим передаточным отношенном (частота вращения современных центробежных компрессоров и газовых турбин, используемых в составе комбинированного двигателя, достигает нескольких десятков тысяч оборотов в минуту). Однако дальнейшее совершенствование комбинированных двигателей, и в частности двигателей с высокими параметрами газа на выходе из поршневой части, требует передачи избыточной мощности с вала турбины на выходной вал двигателя.

Работа механизма передачи мощности между лопаточной и поршневой частями двигателя характеризуется рядом особенностей, что проявляется и в конструктивном его исполнении. Например, в современных транспортных двигателях высокая приемистость (резкое изменение скоростного режима работы двигателя) в сочетании со значительной инерционностью лопаточных машин вследствие высокой частоты вращения их рабочих колес приводит к повышенным динамическим нагрузкам в механизме привода. Кроме того,

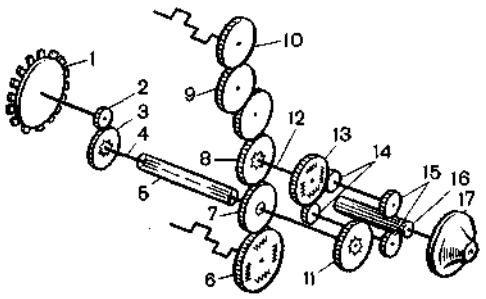


Рис. 64.
Схема привода центробежного компрессора и осевой газовой турбины комбинированного двухтактного двигателя:
1 — рабочее колесо турбины; *2* и *3* — зубчатые колеса редуктора турбины; *4* — составная валик-рессора; *5* — охватывающий вал; *6... 10* — промежуточные зубчатые колеса главной передачи; *11* — шестерня редуктора компрессора; *12* — валик-рессора; *13* — шестерня с упругим элементом; *14 и 15* — промежуточные зубчатые колеса редуктора компрессора; *16* — вал компрессора; *17* — рабочее колесо компрессора

даже на установившемся режиме работы вращение коленчатого вала имеет некоторую неравномерность, выражающуюся в незначительных периодических колебаниях угловой скорости коленчатого вала, что при высоком передаточном отношении механизма неблагоприятно сказывается на работе привода и всего комбинированного двигателя в целом. Высокая частота вращения турбин и центробежных компрессоров требует особой тщательности выполнения всех элементов механизма.

На рис. 64 представлена схема прямозубого привода центробежного компрессора и осевой газовой турбины быстроходного комбинированного двухтактного дизеля с противоположно движущимися поршнями. Особенность конструкции механизма передачи мощности между поршневой и лопаточной частями определяется расположением турбины и компрессора относительно корпуса двигателя. Подшипники качения смазываются разбрызгиванием. Осевые зазоры в приводе регулируются кольцами, расположенными по торцам обойм подшипников. Мощность газовой турбины с рабочим колесом *1* через зубчатые колеса *2* и *3* редуктора турбины, составную шлицевую валик-рессору *4* и шестерню *11* передается на вал *16* компрессора.

В двухтактных двигателях мощность, необходимая для привода компрессора, часто превышает мощность, развиваемую турбиной. В этом случае недостающая часть мощности подводится к валу *16* компрессора от коленчатого вала двигателя. От промежуточного зубчатого колеса *8* главной передачи, связывающей коленчатые валы (один из которых находится со стороны продувочных окон цилиндров, а другой — со стороны выпускных), мощность передается через валик-рессору *12* шестерне *13,* с которой соединены зубчатые колеса *14* промежуточных валиков. Последние через зубчатые колеса *15* приводят вал *16,* выполненный с валом рабочего колеса *17* компрессора. Таким образом, через зубчатые колеса, связывающие вал компрессора с коленчатыми валами, передается только разность мощности,

развиваемой турбиной и потребляемой компрессором, что благоприятно для снижения как нагрузки на детали привода, так и механических потерь в механизме.

Чтобы уменьшить нагрузки в элементах привода вследствие колебаний частоты вращения коленчатых валов, шестерню *13* выполняют с упругими элементами, образующими вместе с шестерней упругую муфту.

Муфта (рис. 65) состоит из ступицы *7* и зубчатого венца *1*, между которыми в обоймах *2* находятся пружины *3*. Осевому перемещению обойм препятствуют боковые крышки *4* и 5, стягиваемые болтом *6*. Выступы ступицы через обоймы и пружины передают усилие выступам зубчатого венца, который вращается, таким образом, имеете со ступицей.

Выше отмечалось, что опасное повышение нагрузок в элементах привода при резком изменении скоростного режима работы двигателя происходит ввиду большой инерционности роторов лопаточных ма-шин. Для снижения указанных нагрузок в зубчатые колеса *15* (см. рис. 64) встроены дисковые фрикционные муфты.

На рис. 66 представлена конструкция муфты-шестерни. На шлицах промежуточного валика *1* установлена ступица *2*. Зубчатый венец *4* может независимо вращаться на бронзовой втулке *11*. Передача крутящего момента от ступицы к зубчатому венцу осуществляется за счет тре-

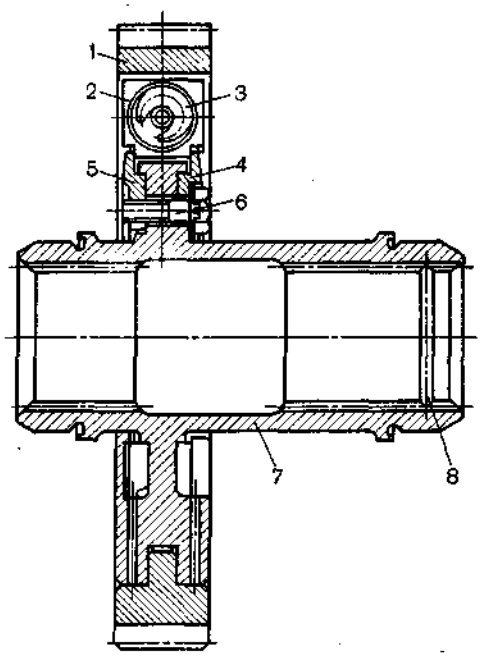


Рис. 65. Упругая муфта:
1 — зубчатый венец; *2* — обойма пружины; *3* — пружина; *4 и 5* — боковые крышки; *6* — болт; 7 — ступица; *8* — кольцо, ограничивающее перемещение рессорного валика

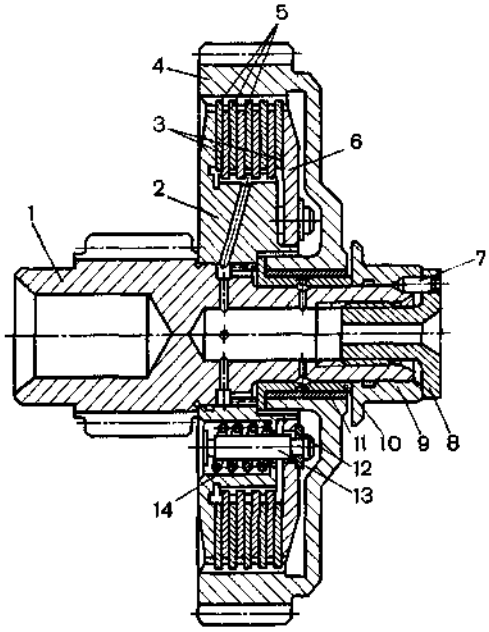


Рис. 66.
Дисковая муфта-шестерня:
1 — промежуточный валик; *2* — ступица зубчатого колеса промежуточного валика; *3* — ведущие диски; *4* — зубчатый венец; 5 — ведомые диски; *6* — нажимной диск; 7 — штифт; *8* — зажимной болт; *9* — внутренняя обойма подшипника; *10* — промежуточная втулка; *11* —бронзовая втулка; *12* — регулировочная замковая шайба; *13* — палец; *14* — пружина

ния между ведущими *3* и ведомыми *5* металлическими дисками с накладками из порошкового материала. Ведущие и ведомые диски находятся в зацеплении соответственно со шлицами ступицы *2* и шлицами зубчатого венца *4*. При этом усилие, сжимающее пакет дисков, создается нажимным диском *6* с помощью пружин *14*, установленных на пальцах *13*. Регулируя усилие затяжки пружины с помощью шайб *12*, можно менять максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой. При превышении этого момента диски проскальзывают, предохраняя механизм от перегрузок. Смазочный материал к элементам передачи подводится из смазочной системы двигателя и отводится обратно в картер.

Глава 4

АГРЕГАТЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ

В комбинированных двигателях внутреннего сгорания воздух или горючая смесь перед поступлением в цилиндры поршневой части сжимается до определенного давления *в компрессорах.* Компрессоры приводятся во вращение от коленчатого вала или от газовой турбины. Компрессоры с приводом от коленчатого вала, используемые для подачи воздуха или горючей смеси в двухтактный двигатель, часто называют продувочными насосами.

Компрессоры, приводимые от газовой турбины, применяют в двигателях как с внутренним, так и с внешним смесеобразованием. Компрессоры в карбюраторных двигателях чаще всего располагают за карбюратором. Однако известны схемы наддува карбюраторных двигателей с расположением компрессора перед карбюратором.

Существуют и другие способы наддува при использовании энергии выпускных газов двигателя. Следует отметить систему наддува с волновым обменником давления, называемую *компрексом* и позволяющую обеспечивать повышение коэффициента приспоербляемости двигателя, требуемое изменение крутящего момента, улучшение его работы на неустановившихся и переходных режимах, а также уменьшать токсичность выпускных газов. Известны системы наддува, в которых перед газовой турбиной для привода компрессора устанавливают регулируемую камеру сгорания, что позволяет обеспечивать необходимые мощность и характеристику турбины (например,система «Гипербар»).

Для охлаждения сжатого воздуха или смеси используют охладители.

§14. Компрессоры

Объемные компрессоры

Объемные компрессоры — это компрессоры, в которых сжатие газа происходит при уменьшении замкнутого объема. В двигателях внутреннего сгорания чаще применяют роторно-шестеренчатые компрессоры типа Рут и поршневые компрессоры, реже — винтовые и совсем редко роторно-пластинчатые компрессоры.

Роторно-шестеренчатые компрессоры характеризуются сравнительной простотой конструкции, достаточно большим сроком службы, уравновешенностью ротора, высокой частотой подачи воздуха и благоприятной зависимостью изменения давления за компрессором от частоты вращения его роторов, что весьма важно при работе двигателя на переменных режимах.

В процессе перетекания от впускного окна к выпускному воздух в рабочей полости не сжимается, т. е. отсутствует так называемое внутреннее сжатие, поэтому роторно-шестеренчатые компрессоры часто называют компрессорами с внешним сжатием. Вследствие этого роторно-шестеренчатые компрессоры работают достаточно эффективно лишь при умеренном отношении давления на нагнетании к давлению на всасывании, называемому степенью повышения давления. С ростом степени повышения давления КПД компрессора заметно снижается. К недостаткам рассматриваемых компрессоров относятся также большая зависимость КПД от зазоров между рабочими органами компрессора, сильный шум и пульсации давления нагнетания, особенно в случае применения более простых в изготовлении прямозубых роторов.

Наибольшее распространение получили роторно-шестеренчатые компрессоры с двумя одинаковыми роторами и поперечным расположением в корпусе впускного и выпускного окон.

На рис. 67,*а* приведена принципиальная схема роторно-шестеренчатого компрессора. В неподвижном корпусе *1* равномерно вращаются в противоположном

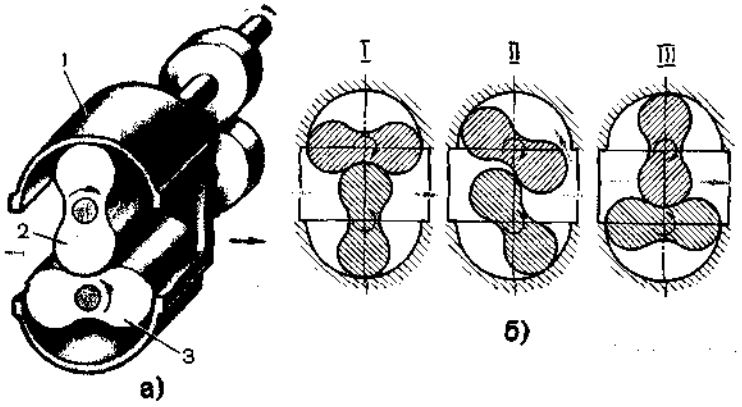


Рис. 67.
Роторно-шестеренчатый компрессор

направлении роторы *2* и *3*. При вращении роторы не касаются один другого и корпуса, что обеспечивается подшипниками, установленными в торцах корпуса, и синхронизирующей зубчатой передачей, служащей также для привода ведомого ротора *3*. Функции органов распределения выполняют роторы, кромки которых перекрывают впускные и нагнетательные окна в корпусе.

При повороте роторов из положения *I* в положение *II* (рис. 67, б) нижний ротор вытесняет в пространство нагнетания некоторый объем воздуха. Одновременно, вследствие того, что зуб верхнего ротора отошел от кромки выпускного окна, под действием перепада давлений происходит обратное перетекание сжатого воздуха из полости нагнетания в полость, образованную верхним ротором и корпусом. Перетекание воздуха будет продолжаться до тех пор, пока давление в этой полости и давление нагнетания не станут одинаковыми. С момента выравнивания давлений до момента, соответствующего положению *III*, происходит чистое выталкивание. Положение *III* по протеканию рабочего процесса в компрессоре равнозначно положению *I*, гак как роторы одинаковы. Поэтому для двузубчатого роторно-шестеренчатого компрессора период пульсации скоростей и давлений в проточной части соответствует 90° угла поворота ротора.

Помимо двузубчатых роторов, часто применяют трехзубчатые (реже четырехзубчатые) роторы. Примером может служить типичная конструкция роторно-шестеренчатого компрессора двухтактного двигателя ЯАЗ (рис. 68). Компрессор крепится сбоку двигателя и приводится во вращение от шестерни на заднем конце коленчатого вала; передаточное отношение между коленчатым валом и роторами компрессора составляет 1,94.

С обеих сторон корпуса *12,* отлитого из алюминиевого сплава, расположены окна — впускное с внешней стороны и выпускное с внутренней, обращенной к двигателю. Для повышения жесткости поверхность корпуса оребрена. В торцовых плитах *6* и *8,* отлитых также из алюминиевого сплава, установлены двухрядные радиально-упорные подшипники *3* и однорядные шариковые подшипники *5*. Первые фиксируют положение ротора в осевом направлении, а вторые, которые могут перемещаться, обеспечивают свободу тепловых деформаций ротора и корпуса.

Пустотелые роторы *10* и *11* отлиты из алюминиевого сплава. С обеих сторон в каждый ротор запрессованы стальные валики. При помощи точно обработанных эпициклоидальных участков на профильной поверхности роторов достигается герметичность отдельных полостей компрессора в процессе работы. Остальную про-

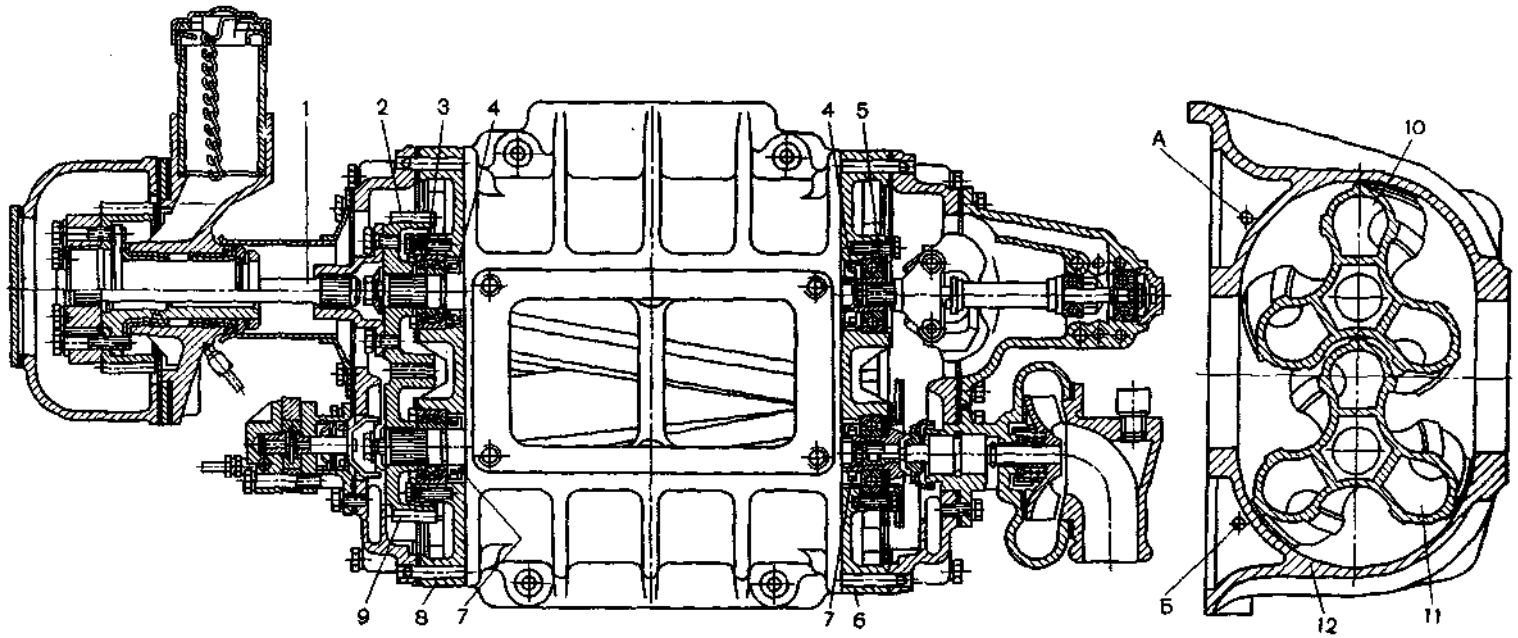


Рис. 68.
Компрессор дизеля ЯАЗ

фильную поверхность ротора делают с пониженной точностью.

Необходимые зазоры между ротором и корпусом, исключающие взаимное соприкосновение роторов между собой и с корпусом, обеспечиваются синхронизирующей передачей, состоящей из двух косозубых зубчатых колес *2* и *9*. Между зубчатыми колесами и радиально-упорными шариковыми подшипниками устанавливают набор прокладок, меняя которые можно регулировать боковой зазор. Размеры зазоров определяют величину утечек воздуха в процессе работы, поэтому зазоры делают возможно меньшими, необходимыми лишь для компенсации термических и механических деформаций роторов корпуса. Ориентировочно радиальные зазоры составляют 0,003 расстояния между осями роторов компрессора. Торцовые зазоры зависят от длины ротора.

Компрессор приводится во вращение через упругую кулачковую муфту и торсионный валик *1*, предохраняющие компрессор от крутильных колебаний двигателя, а зубчатые колеса привода от перегрузки при резком изменении частоты вращения коленчатого вала.

Для улучшения равномерности подачи воздуха и уменьшения шума роторы делают спиральными. Однако применение таких роторов или окон клиновидной формы может лишь уменьшить пульсацию давления; полностью устранить ее в компрессоре с внешним сжатием невозможно. В случае использования трехзубчатых роторов период пульсации скорости и давления и проточной части соответствует 60° угла поворота роторов; амплитуда пульсаций, если сравнивать с амплитудой двузубчатых роторов, меньше.

Смазывание подшипников и синхронизирующих зубчатых колес привода роторов осуществляется маслом, поступающим из кармана *А* корпуса, куда оно подается из полости распределительного вала двигателя. Пройдя через компрессор, масло из кармана *Б* входит в картер двигателя. Для предотвращения попадания масла в рабочую полость компрессора в торцовых плитах установлены сальники *4* и *7*. На привод компрессора затрачивается около 17,7 кВт, что составляет примерно 20 % номинальной мощности двигателя ЯАЗ-204.

Компрессоры с винтовыми роторами, или, как их часто называют, компрессоры типа Лисхольм, в отличие от роторно-шестеренчатых имеют проточную часть, в которой движение воздуха диагональное. Наличие внутреннего сжатия, достигаемого изменением объема полостей между вращающимися винтовыми роторами и корпусом, допускает весьма высокую степень повышения давления воздуха в компрессоре (до 7 при наличии охлаждения корпуса) при достаточно высоком КПД. Высокая быстроходность компрессора (до 12 тыс. об/мин) делает его компактным и позволяет использовать привод от газовой турбины. К преимуществам винтового компрессора относятся также высокая надежность и уравновешенность. Кроме того, в подаваемом им воздухе отсутствуют примеси масла. Винтовой компрессор наиболее пригоден для совместной работы с поршневым двигателем.

Основными недостатками винтовых компрессоров являются сложность формы роторов, изготовление которых требует специальной сложной оснастки, а также их массивность. Следует отметить, что работа винтового компрессора сопровождается шумом высокой частоты, вызываемым пульсациями давления при всасывании и нагнетании.

На рис. 69 показан винтовой компрессор. Его роторы имеют вид зубчатых колес со спиральными зубьями с большим углом наклона спирали. Ведущий ротор *1* имеет четыре зуба, а ведомый ротор *6* — шесть выемок, профиль которых соответствует профилю зубьев ведущего ротора. Профиль зуба асимметричен и состоит из эпи-циклоидальных кривых и дуг окружности. Зубья роторов в процессе работы не соприкасаются между собой и с корпусом, что обусловливается наличием синхронизирующих зубчатых колес *5* и *2*, закрепленных на валах *3* и *4* роторов, и подшипников. Отношение чисел зубьев колес равно отношению чисел зубьев соответ-

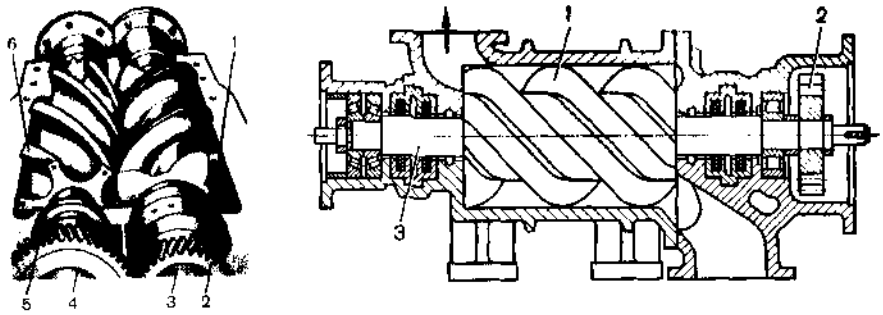


Рис. 69.
Винтовой компрессор

ствующих роторов. Зубчатые колеса передают небольшой крутящий момент (около 10 % общего крутящего момента), так как ротор с впадинами выполняет главным образом функцию распределительного органа.

Рабочий цикл винтового компрессора можно разбить на четыре этапа.

1. Всасывание. Через отверстие внизу корпуса со стороны всасывания воздух поступает в полость, образующуюся в результате выхода зуба ведущего ротора из впадины ведомого. При дальнейшем вращении роторов объем полости увеличивается до тех пор, пока у противоположного торца зуб не выйдет из впадины ротора.

2. Подача. Воздух в полости между роторами без изменения давления переносится в верхнюю часть корпуса, где во впадину ведомого ротора начинает входить зуб ведущего ротора. При этом сообщение полости между роторами с пространством всасывания прекращается.

3. Сжатие. Зуб движется по впадине со стороны всасывания и сжимает воздух, находящийся в полости, ограниченной впадиной ведомого ротора, стенками корпуса и поверхностью зуба ротора.

4. Нагнетание. После достижения расчетного давления полость со сжатым воздухом соединяется с выпускным отверстием в цилиндрической и торцовой частях корпуса. Происходит нагнетание с постепенным уменьшением объема. В дальнейшем цикл повторяется.

Окружные скорости роторов на наружном диаметре зуба достигают 50... 100 м/с.

Роторы обычно изготовляют из углеродистой стали; КПД винтовых компрессоров составляет 80 % и более.

Поршневые компрессоры применяют в малооборотных судовых двигателях. Положительными качествами этих компрессоров являются: высокий КПД, надежность, достаточно плавное изменение давления за компрессором от частоты вращения и независимость его рабочего процесса от направления вращения вала (при наличии самодействующих клапанов) К недостаткам поршневых компрессоров следует отнести сложность и высокую стоимость конструкции, неуравновешенность большую массу, значительный расход масла и загрязнение им подаваемого в двигатель воздуха.

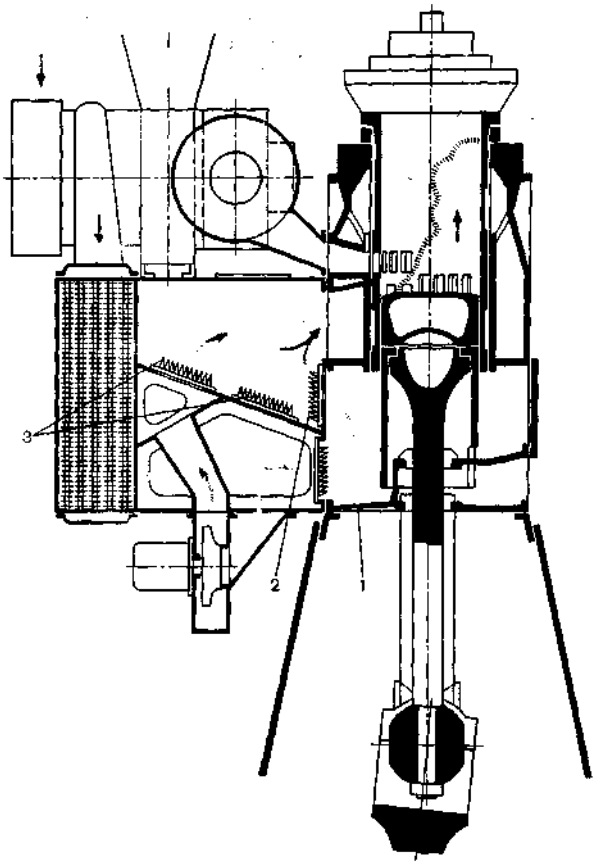
Основными элементами поршневого компрессора являются: цилиндр, поршень (обычно с одним уплотнительным кольцо» или без него), самодействующие (автоматические) клапаны, впускная и нагнета тельная системы.

В настоящее время поршневые компрессоры в качестве самостоятельных агрегатов наддува практически не применяются в основном ввиду их больших размеров.

В некоторых мощных двухтактных судовых двигателях простого действия с турбонаддувом в качестве компрессора второй ступени используются подпоршневые полости цилиндров. Подобные устройств получили название подпоршневых насо-

сов. На двигателях фирмы Зульцер ряда RND применяют систему воздухоснабжения, в которую входят подпоршневые насосы, оборудованные автоматическими пластинчатыми клапанами (рис. 70). Для уменьшения «вредного» пространства подпоршневых насосов и увеличения их подачи на малых нагрузках установлена перегородка с впускными *1* и выпускными *2* клапанами. Воздух может попасть в цилиндр через клапаны *3,* минуя подпоршневый насос, когда давление воздуха после компрессора турбокомпрессора соответствует расчетному или выше его. В дальнейшем на двигателях типа RND-M были оставлены только впускные и выпускные клапаны, которые одновременно являются и перепускными. Следует отметить, что благодаря повышению КПД турбокомпрессоров в двухтактных двигателях большой мощности можно отказаться от использования подпоршневых насосов, что упрощает конструкцию и обслуживание двигателя.

Рис. 70.
Наддувочное устройство с подпоршневым насосом и вспомогательным компрессором для работы на частичных нагрузках



Центробежные компрессоры

Центробежные компрессоры получили в настоящее время наибольшее распространение для наддува двигателей внутреннего сгорания. Центробежный компрессор относится к лопаточным машинам, принцип работы которых основан на

динамическом взаимодействии высокоскоростного потока газа с лопатками рабочего колеса и лопатками неподвижных элементов машины. По сравнению с объемными лопаточные компрессоры более компактны и относительно просты по конструкции.

Центробежный компрессор (рис. 71) включает входное устройство *6,* рабочее колесо *2* (называемое также крыльчаткой), диффузор *3,* состоящий из безлопаточной и лопаточной частей (последняя может отсутствовать), и воздухосборник *5,* часто выполняемый в виде улитки. Воздух через фильтр поступает во входное устройство, суживающееся по направлению движения воздуха, что способствует устойчивости потока. Входное устройство должно обеспечивать равномерный подвод воздуха к колесу при минимальных потерях. Рабочее колесо установлено на шлицах или, в случае малых размеров, на гладком валу 1, связанном механической передачей с коленчатым валом двигателя или непосредственно с рабочим колесом газовой турбины.

Кинетическая и потенциальная (в виде давления) энергия сообщается воздуху в рабочем колесе. Кинетическая энергия на выходе колеса составляет обычно около половины общей энергии потока, поэтому для превращения ее в энергию давления за рабочим колесом устанавливают диффузор. При движении воздуха в диффузоре вследствие непрерывного увеличения площади проходного сечения скорость потока падает, а давление возрастает. Возникающие при этом потери составляют значительную долю общих потерь в компрессоре. При наличии в диффузоре лопаток *4* в компрессоре потери меньше, чем при диффузоре без лопаток. Воздух, выходящий по окружности из диффузора, собирается в воздухосборнике и из него направляется во впускные трубопроводы двигателя. Воздухосборник, в зависимости от общей компоновки двигателя, может иметь один или несколько выходных патрубков.

Основными параметрами, характеризующими работу центробежного компрессора, являются расход воздуха через компрессор, степень повышения давления и КПД компрессора. Применяемые в настоящее время для наддува двигателей внутреннего сгорания центробежные компрессоры имеют весьма широкий диапазон изменения этих параметров. Так, степень повышении давления меняется от 1,2 в компрессорах с приводом от вала двигателя, используемых в ряде случаев в качестве второй ступени наддува, до 4 и более в компрессорах форсированных комбинированных двигателей. В одной ступени возможно получение повышения давления порядка 10. В настоящее время считают целесообразным ограничивать степень повышения давления в центробежном компрессоре до 3,5...4,0, а при больших ее значениях переходят к двухступенчатому наддуву.

Окружные скорости рабочего колеса компрессора современного комбинированного двигателя внутреннего сгорания на периферии превышают 450 м/с, поэтому для обеспечения высокой прочности колеса компрессора необходимо применение высококачественных материалов.

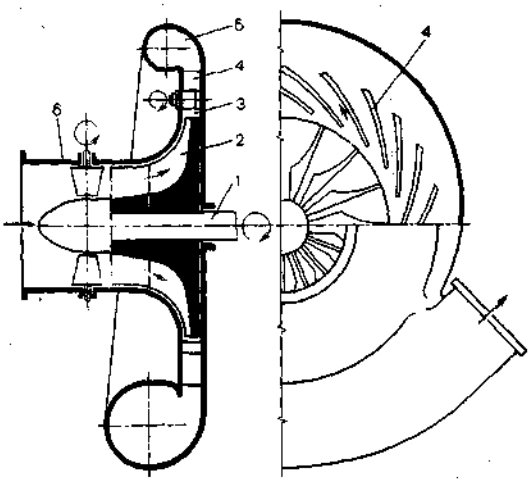


Рис. 71.
Принципиальная схема одноступенчатого центробежного компрессора

В центробежных компрессорах двигателей чаще всего используется полузакрытое колесо с вращающимся направляющим аппаратом, изготовленным как одно целое с колесом или отдельно. Такие колеса с радиальными лопатками отличаются высокой прочностью, хорошей технологичностью и характеризуются умеренными потерями при движении воздуха по межлопаточным каналам. Возникновение при работе компрессора осевой силы предотвращается соответствующим расположением поясков лабиринтного уплотнения, находящихся на тыльной стороне диска колеса.

Более сложны в технологическом отношении закрытые колеса, отличяющиеся от полузакрытых наличием переднего покрывающего диска, существенно уменьшающего потери, связанные с перетеканием воздуха между соседними межлопаточными каналами, а также трением воздуха о неподвижный корпус. Колеси такого типа применяют в стационарных компрессорах и компрессорах с высокой степенью повышения давления в двигателях с большим расходом воздуха. Однако в изготовлении эти колеса более трудоемки, чем полузакрытые колеса. Чем выше степень повышения давления и больше расход воздуха, тем больше преимущества у закрытых колес.

Частота вращения колеса компрессора зависит от потребной окружной скорости на периферии колеса, определяемой, в свою очередь, степенью повышения давления в компрессоре, и от размеров колеса, связанных с расходом воздуха через компрессор. Поэтому высокая частота вращения, достигающая 200 тыс. об/мин, характерна для высоконапорных компрессоров автомобильных дизелей. У крупных компрессоров, применяемых в комбинированных судовых двигателях большой мощности, частота вращения ротора равна 6500...7000 об/мин. Соответственно подача центробежных компрессоров, применяемых в комбинированных двигателях, меняется от 0,02 до 30 кг/с.

В зависимости от расхода воздуха и степени повышения давления центробежные компрессоры изготовляют как с лопаточным диффузором, так и с безлопаточным. Крупные высоконапорные компрессоры имеют лопаточные диффузоры. При этом часто предусматривается возможность установки на один компрессор различных диффузоров, в зависимости от требований потребителя. Лопаточный диффузор представляет собой круговую решетку из профилированных лопаток *4* (см. рис. 71). Проходное сечение такого диффузора возрастает вследствие увеличения радиуса и угла между вектором скорости движения потока и касательной к окружности, что достигается наличием лопаток. Размер диффузора в значительной мере определяет габаритные размеры компрессора. В большинстве конструкций современных малых центробежных компрессоров применяют безлопаточный диффузор.

В *осевом компрессоре* движение воздушного потока через компрессор происходит в осевом направлении. Отсутствие резких поворотов в проточной части и аэродинамическое совершенство лопаток рабочих колес и спрямляющих аппаратов обусловливают более высокий КПД осевых компрессоров по сравнению с центробежными. Основной недостаток осевого компрессора — значительное изменение основных показателей работы компрессора при отклонении режима работы от расчетного. Даже сравнительно небольшое уменьшение расхода воздуха через компрессор при неизменной частоте вращения ротора часто вызывает неустойчивую работу компрессора — так называемый помпаж, который характеризуется колебаниями большой амплитуды скорости и давления потока в проточной части. Работа компрессора в зоне помпажа недопустима. Этот недостаток свойствен и центробежным компрессорам, особенно при наличии лопаточного диффузора, но у осевых компрессоров он проявляется значительно сильнее. Кроме того, реализуемые в настоящее время давления наддува достижимы лишь в многоступенчатом осевом компрессоре, который имеет большую длину и установка которого на одном валу с турбиной приводит к дополнительному

усложнению конструкций. Вследствие этого в настоящее время в комбинированных двигателях внутреннего сгорания осевые компрессоры практически не применяют.

§ 15. Газовая турбина

В газовой турбине осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую. Газовая турбина также относится к числу лопаточных машин и характеризуется высокими скоростями газового потока и высокими окружными скоростями рабочих колес. Газ, поступающий в турбину из цилиндров комбинированного двигателя, имеет повышенные по сравнению с окружающей средой давление и температуру. В турбине потенциальная энергия газа первоначально преобразуется в кинетическую энергию потока, а затем в механическую энергию на валу. Как и компрессор, *газовая турбина* может быть *осевой и радиальной.* Из радиальных турбин в комбинированных двигателях применяют, как правило, так называемые центростремительные турбины, в которых газ движется радиально от периферии к центру и, совершив поворот на 90°, выходит из турбины в осевом направлении.

На рис. 72, *а* приведена схема осевой турбины, а на рис. 72, б — центростремительной. Диск *4* с решеткой рабочих лопаток *3* установлен на валу *5*. Перед рабочими лопатками расположена решетка неподвижных лопаток *1*, образующих сопловой аппарат турбины, закрепляемый в корпусе *2*. Комплект сопловой и рабочей решеток образует ступень. В зависимости от числа ступеней осевые турбины бывают одно- и многоступенчатыми.

Газ входит в сопловой аппарат с определенными скоростью, давлением и температурой. Лопатки *1* соплового аппарата образуют суживающиеся каналы, в которых происходит расширение газа, в результате чего давление и температура газа понижаются, а скорость возрастает.

Из соплового аппарата газ попадает в межлопаточные каналы рабочего колеса. При движении через рабочую решетку газ обтекает лопатки, меняя при этом направление движения. Вследствие поворота газового потока, а в большинстве случаев и ускорения его движения возникает сила, приложенная к лопаткам; касательная составляющая этой силы создает крутящий момент на валу турбины. Появление этой силы обусловлено разностью давлений на вогнутой и выпуклой стороне лопатки, возникающей при обтекании криволинейного профиля высокоскоростным потоком. Давление на вогнутой стороне лопатки больше давления на выпуклой стороне.

В зависимости от распределения общего теплоперепада между сопловой и рабочей решетками турбины делятся на активные и реактивные. В *активной турбине* процесс расширения заканчивается в сопловом аппарате, и давление за сопловой решеткой приблизительно равно давлению на выходе из турбины. Поскольку отсутствует расширение в рабочей решетке, относительная скорость примерно постоянная по длине межлопаточного канала.

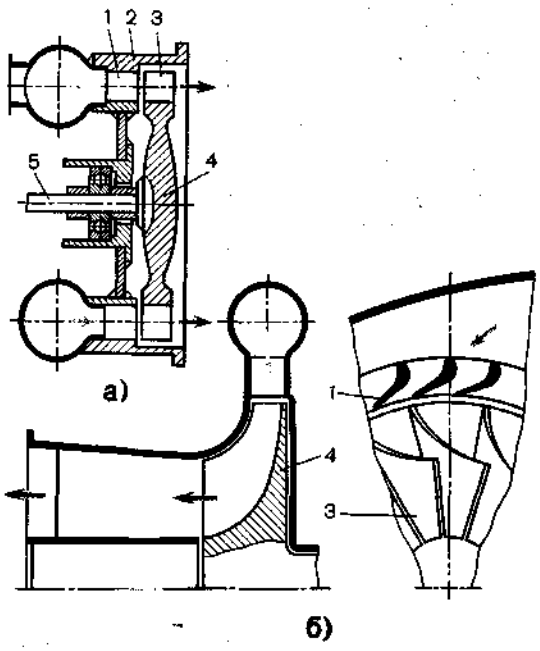


Рис. 72.
Схемы одноступенчатых турбин

Рис. 73.
Преобразователь импульсов, выполненный в корпусе центростремительной турбины

В *реактивной турбине* процесс расширения газа происходит как в сопловой, так и в рабочей решетке. При этом рабочие лопатки, так же как сопловые, образуют суживающиеся межлопаточные каналы, в которых в результате расширения газа относительная скорость увеличивается от входа в рабочий канал к выходу из него. Реактивные лопатки характеризуются более высоким КПД по сравнению с активными, и, кроме того, отклонение режима работы от расчетного меньше влияет на КПД реактивной турбины. Поэтому в комбинированных двигателях применяют преимущественно реактивные турбины.

Осевые турбины могут быть как активными, так и реактивными, а центростремительные — только реактивными, что объясняется необходимостью преодоления центробежных сил при движении газа от периферии в радиальном направлении.

В комбинированных двигателях в зависимости от условий компоновки, расхода газа, приходящегося на одну турбину, и других требований применяют как осевые, так и центростремительные турбины. На двигателях малых размеров, автомобильных и тракторных, устанавливают центростремительные турбины, имеющие при малых расходах газа, как правило, более высокий КПД по сравнению с КПД осевых турбин, преимущества которых проявляются в случае больших расходов газа. Малые центростремительные турбины часто выполняют с безлопаточным направляющим аппаратом, упрощающим конструкцию. Представляет интерес конструкция, показанная на рис. 73. Вследствие введения вертикальной перегородки *1* преобразователь импульсов получается выполненным в корпусе турбины, имеющей безлопаточный направляющий аппарат.

§ 16. Турбокомпрессор

Турбокомпрессором называют агрегат, состоящий из компрессора и газовой турбины, рабочие колеса которых сидят на одном валу. Энергия, необходимая для сжатия воздуха компрессором, поступает от газовой турбины.

На большинстве выпускаемых комбинированных двигателей вал (ротор) с сидящими на нем рабочими колесами компрессора и турбины не связан с коленчатым валом двигателя. Необходимым условием работы турбокомпрессора, помимо равенства частот вращения турбины и компрессора, является также равенство их эффективных мощностей на любом режиме.

Схемы турбокомпрессоров

Турбокомпрессоры могут быть выполнены по различным конструктивным схемам, наи-

По принятой маркировке буквы ТКР обозначают: турбокомпрессор (ТК) с радиальной турбиной (Р); цифра — диаметр колеса компрессора в сантиметрах.

более распространенные из которых приведены па рис. 74.

Схема *I* с опорами, расположенными по концам ротора, широко применяется в турбокомпрессорах. Основное преимущество этой схемы — рациональное расположение подшипников и узлов уплотнений по концам ротора, цапфы которого имеют малый диаметр; поэтому окружные скорости в подшипниках относительно невысоки, что, в свою очередь, уменьшает тепловыделение и возможность перегрева подшипников. Хорошие условия работы подшипников в схеме *I* обусловлены расположением колес компрессора и турбины между подшипниками (при консольном расположении колес возрастают нагрузки на подшипник). К недостаткам схемы *I* относятся: увеличенная длина турбокомпрессора, сложность входного устройства компрессора, в том числе наличие ребер, затрудняющих получение высоких КПД.

Двухконсольная схема *II* с опорами, расположенными между дисками компрессора и турбины, обеспечивает минимальные габаритные размеры и массу турбокомпрессора. По этой схеме создают преимущественно турбокомпрессоры с центростремительной турбиной. Основной недостаток схемы — невозможность осмотра подшипников без разборки ротора, если корпус не имеет разъема в плоскости оси ротора. Кроме того, ввиду интенсивного нагрева подшипников необходимо их эффективное охлаждение, особенно со стороны турбины.

Схема *Hi* также весьма распространена; в ней колесо компрессора расположено консольно, а опоры ротора находятся по обеим сторонам диска турбины. Такая схема обусловливает минимальные потери на входе в компрессор и общую компактность турбокомпрессора. К недостаткам схемы относятся затрудненный доступ к подшипнику компрессора и необходимость разборки ротора при монтаже.

В схеме *IV* обеспечивается минимальная температура подшипников при наибольшей компактности. Эту схему часто называют схемой с моноротором, так как колеса компрессора и радиальной турбины непосредственно соприкасаются или представляют собой диск с двусторонним расположением лопаток. Высокая температура диска вызывает подогрев воздуха в колесе компрессора в процессе сжатия, в результате чего увеличивается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха, и уменьшается КПД. При такой схеме вал ротора имеет обычно относительно неболь-

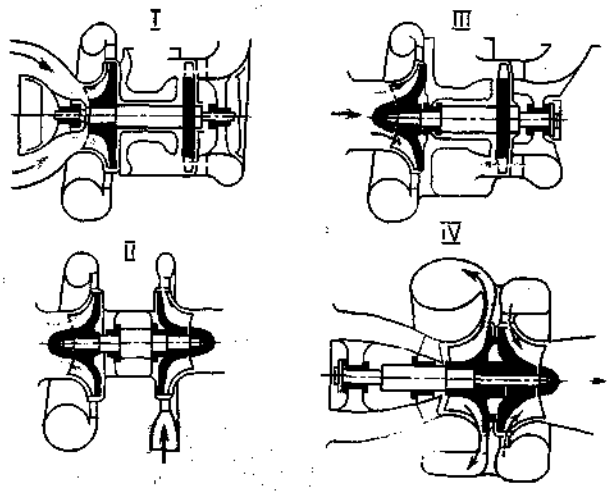


Рис. 74.
Конструктивные схемы турбокомпрессоров комбинированных двигателей

шой диаметр и характеризуется меньшей жесткостью. Это затрудняет доводочные работы.

В рассмотренных выше схемах в качестве опор можно применять как подшипники скольжения, так и подшипники качения. Последние имеют меньшие потери на трение и меньшую длину, но уступают подшипникам скольжения по долговечности.

В связи с этим подшипники скольжения широко используются в отечественных и зарубежных конструкциях турбокомпрессоров, хотя отдельные фирмы с успехом применяют подшипники качения.

Примеры конструкций

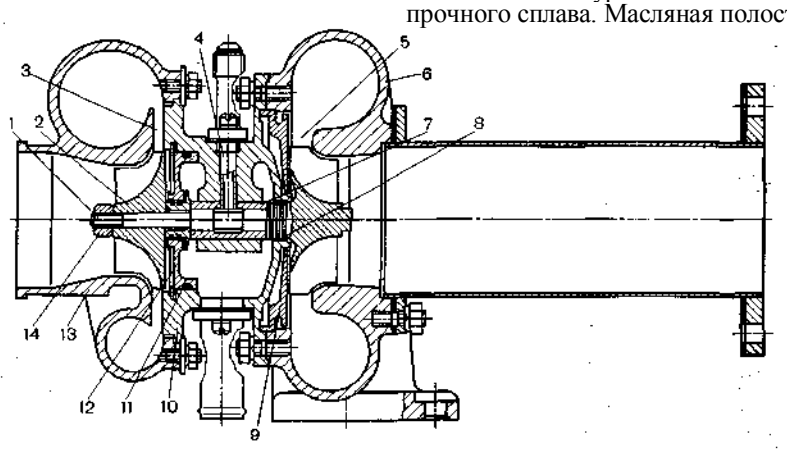
Турбокомпрессор ТКР-7 (рис. 75), выполненный по двухконсольной схеме *11* (см. рис. 74), устанавливают на двигатели грузовых автомобилей мощностью 100...300 кВт (КамАЗ, КАЗ, ЗИЛ, ГАЗ); он обеспечивает степень повышения давления 1,6...2,5, расход воздуха 0,09...0,36 кг/с при температуре газов перед турбиной до 650 °С.

Рис. 75. **Турбокомпрессор ТКР-7:**
1 — вал ротора; *2* — рабочее колесо компрессора; *3* — диффузор компрессора; *4* — фиксатор; 5 — направляющий аппарат турбины; *6* — корпус турбины; 7 — втулка подшипников; *8* — рабочее колесо турбины;
9 — тепловой экран; *10* — корпус подшипникового узла; *11* — уплотнительное кольцо; *12* — крышка уплотнения; *13* — корпус компрессора; *14* — гайка

Отличительными особенностями турбокомпрессора являются безлопаточные диффузор *3* компрессора и входной направляющий аппарат *5* турбины, что позволяет расширить диапазон работы турбокомпрессора без существенного снижения его КПД, а также уменьшить массу корпуса *6* турбины. Расчетные параметры потока на входе в рабочее колесо *8* турбины обеспечиваются специальным профилированием спирального канала корпуса турбины, отлитого из жаропрочного чугуна. Турбокомпрессор имеет минимальное число деталей и простую конструкцию.

Турбокомпрессор ТКР-11 (рис. 76) также с центростремительной турбиной; его устанавливают на четырехтактных тракторных и комбайновых двигателях 6ЧН 13/11,5. Турбокомпрессор рассчитан на температуру газа перед турбиной 700 °С и максимальную степень повышения давления 2,5. Компрессор выполнен с лопаточным диффузором *10,* а турбина имеет лопаточный сопловой аппарат *8.* Корпус *1* компрессора и вставку, изготовленную как одно целое с лопаточным диффузором, а также корпус *2* подшипников отливают из алюминиевого сплава.

Подшипниковый узел представляет собой бронзовую втулку *9,* посаженную с зазором в корпус и удерживаемую от поворота фиксатором *3,* который одновременно служит для подвода масла к этому узлу Корпус турбины состоит из собственного корпуса *4* и вставки *6.* Ротор турбокомпрессора состоит из рабочего колеса 5 турбины, соединенного с валом при помощи сварки трением, и рабочего колеса *12* компрессора, прижатого к втулке *11* уплотнения гайкой *13.* Колесо турбины отливают из жаропрочного сплава. Масляная полость уплот-



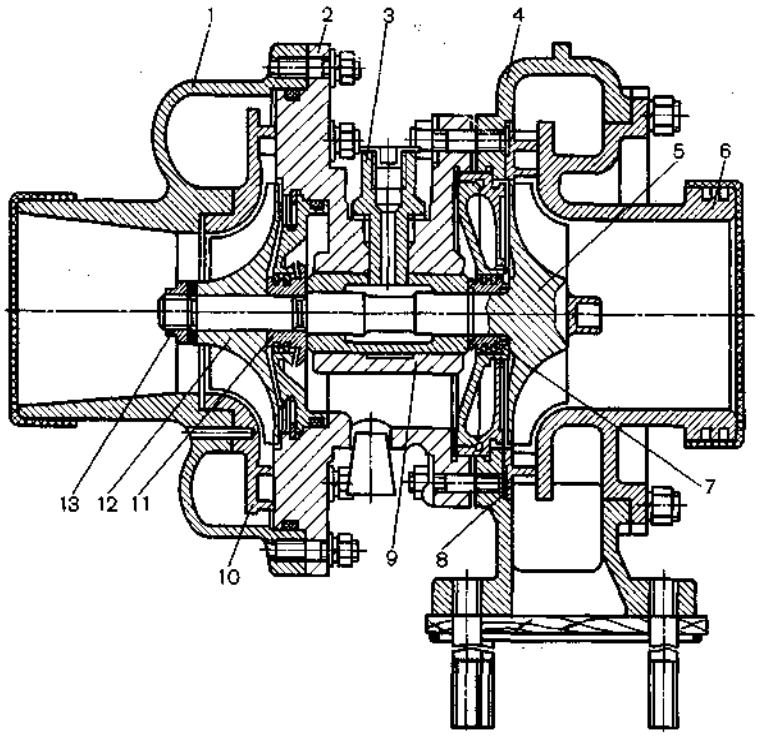


Рис. 76. Турбокомпрессор ТКР-11

няется четырьмя разрезными кольцами *7* типа поршневых.

Турбокомпрессор типа ТК-38 (6ТК), устанавливаемый на четырехтактные двигатели 16ЧН 26/26 магистральных тепловозов, показан на рис. 77. Турбокомпрессор имеет центробежный компрессор, одноступенчатую осевую турбину и рассчитан на температуру газа перед турбиной 650 °С и степень повышения давления 3,2. Отличительной особенностью турбокомпрессора является консольное расположение рабочих колес *2* и *3* соответственно турбины и компрессора, а также конструкция корпуса. Разборный средний корпус 5 установлен в корпусе / турбины. Обе половины корпуса *5* стыкуются по диаметральной плоскости. Применение консольной схемы обеспечивает монтаж ротора в сборе, что важно для сохранения балансировки последнего. Неохлаждаемая газовая улитка *6* уменьшает потери энергии выпускных газов, способствуя повышению КПД турбокомпрессора. Данная конструкция легко может быть приспособлена для двухступенчатой системы воздухоснабжения. В этом случае применяют или два отдельных турбокомпрессора, или один турбокомпрессор с двухступенчатым компрессором и турбиной.

Находит применение система наддува комплекс с газодинамической машиной, представляющей собой волновой обменник давления.

Волновой обменник давления представляет собой цилиндрический корпус *1* (рис. 78), в. котором размещается вращающийся ротор *4* с радиальными перегородками, образующими каналы трапециевидного сечения. Ротор приводится во вращение при помощи ременной передачи от коленчатого вала двигателя. Один из торцов с помощью окон соединен с воздушными подводящим *2* и отводящим *3* трубопроводами, а второй торец — с аналогичными трубопроводами для подвода *5* и отвода *6* выпускных газов. Сечение окна, подводящего выпускные газы из цилиндров двигателя, выбирается таким, чтобы давление на входе в канал ротора составляло 0,18...0,2 МПа при работе двигателя на номинальном режиме.

Принцип действия волного обменника давления основан на газодинамическом эффекте взаимодействия выпускных газов с воздухом во

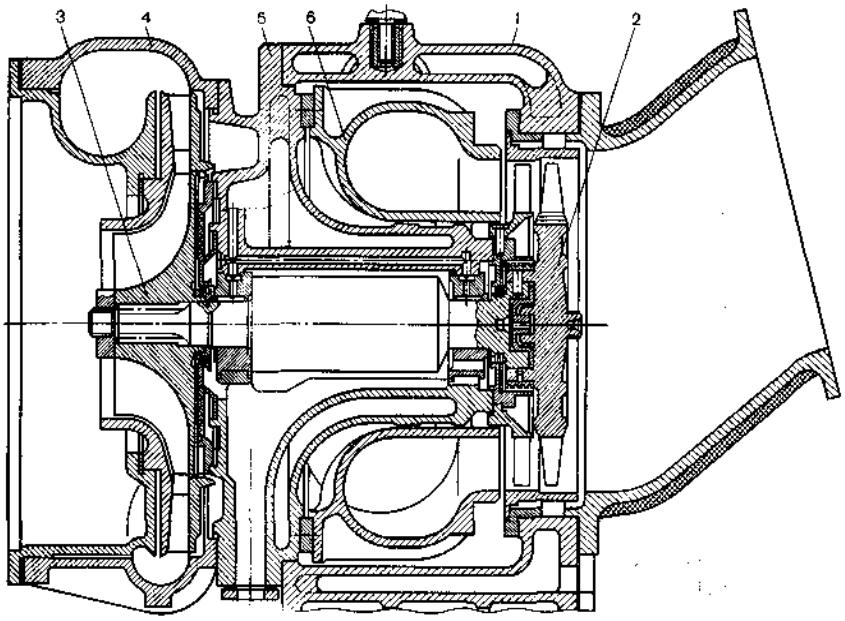


Рис. 77.
Турбокомпрессор типа ТК-38 двигателя 16ЧН 26/26:
1 — корпус турбины; *2* — рабочее колесо турбины; *3* — рабочее колесо компрессора; *4*—корпус компрессора; 5—средний корпус; *6* — газовая улитка турбины

вращающихся каналах ротора. Причем при непосредственном контакте выпускных газов с воздухом выравнивание давления происходит значительно быстрее, чем перемешивание, особенно если газы движутся в узких каналах.

Работа волнового обменника давления осуществляется следующим образом. Находящийся наверху один из каналов ротора с обеих торцовых сторон закрыт и заполнен атмосферным воздухом. При вращении ротора правый торец канала сообщается сначала с окном подвода выпускных газов. В этот момент возникает волна давления, которая распространяется в канале со сверхзвуковой скоростью, сжимает находящийся в нем воздух. Длину канала, частоту вращения ротора выбирают таким образом, чтобы к моменту открытия окна на выходе воздуха волна давления достигла левого торца канала. Одновременно в канал, но уже с меньшей скоростью, чем распространяется волна давления, поступают выпускные газы и подобно поршню вытесняют сжатый воздух в выпускной трубопровод *3*.

Внезапное перекрытие газового потока у правой кромки, закрывающей вход газов в канал из окна входа газов, создает волну разрежения, которая снижает давление газов, а вытекание воздуха через окно выхода воздуха происходит вследствие инерции потока.

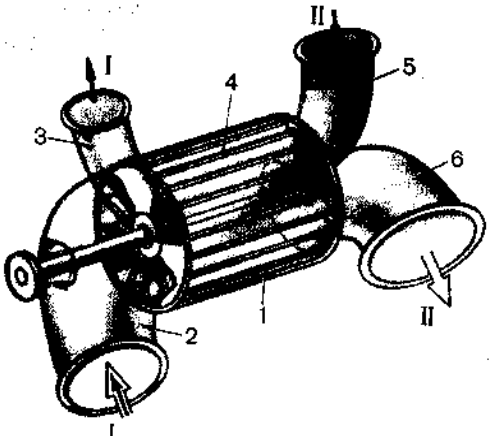


Рис. 78.
Схема волнового обменника давления:
1 — корпус; *2* и *3* — соответственно впускной и выпускной воздушные трубопроводы; *4* — ротор; *5* и *6*—соответственно впускной и выпускной газовые трубопроводы; *I* — воздух; *II* — газ

В тот момент, когда левый торец канала проходит кромку, перекрывающую окно выхода воздуха, выпускные газы заполняют приблизительно две трети канала и отделяются от воздуха зоной перемешивания.

После этого оба торца канала снова закрываются, а давление газа в нем становится меньше, чем в зоне входа газа, но выше атмосферного. Поэтому газы вытекают из канала как только ротор поворачивается в положение, при котором канал сообщается с окном выхода газа. При этом создается волна разрежения, которая достигает левого торца канала, когда он подойдет к окну входа воздуха. Под действием перепада давлений канал заполняется свежим воздухом, а выпускные газы по инерции продолжают вытекать в отводной патрубок выхода газа. Когда выпускные газы и смесь газов с воздухом, естественно образующихся при их непосредственном контакте, полностью вытекают из канала, цикл повторяется. Аналогичные явления происходят в других каналах, число которых в выполненных конструкциях достигает 70, а иногда и более.

В настоящее время разработаны волновые обменники давления для наддува дизелей мощностью до 450 кВт, с КПД до 75 % и степенью повышения давления до 2,1. Для обеспечения симметричного нагрева корпуса, необходимого для сохранения малых зазоров как с торцовых, так и с боковых сторон, все окна и трубопроводы выполнены парными через 180°. Для расширения эффективной работы волнового обменника при изменении частоты вращения ротора и температуры выпускных газов (нагрузки двигателя) в реальных конструкциях в торцовых стенках корпуса выполняют специальные камеры (карманы), которые изменяют интенсивность отражения волн сжатия и расширения и тем самым поддерживают эффективность волнового обменника давления на допустимом уровне.

Несмотря на более благоприятную характеристику двигателей с волновым обменником давления, системы воздухоснабжения в этом случае имеют увеличенные габаритные размеры и более высокую стоимость.

Система наддува «Гипербар»

Схема системы наддува «Гипербар» приведена на рис. 79. Поступающий из компрессора поток воздуха разделяется на наддувочный, подаваемый в двигатель, и дополнительный, проходящий через перепускной канал *4* и смешивающийся затем с выпускными газами. Дополнительный воздух нагревается в камере сгорания *8* и подается к турбине. Благодаря сжиганию дополнительного количества топлива в камере сгорания на выходе из компрессора, который может быть двухступенчатым, поддерживается высокое давление 0,5...0,7 МПа независимо от режима работы поршневой части двигателя. Для ограничения максимального давления сгорания дизель имеет низкую степень сжатия (ε = 7...8). Пуск турбокомпрессора *1* осуществляется **с** помощью электродвигателя *2.* Количество топлива в камере сгорания и перепуск воздуха регулируют по определенным закономерностям специальным регулятором *6.* При пуске дизеля сжатый воздух, минуя охладитель *3,* подается в цилиндры. Небольшое запальное пламя постоянно горит в камере сгорания.

Преимуществами этого способа наддува являются: высокое среднее эффективное давление (до 3 МПа) при ограниченном максимальном давлении сгорания (p_z<=13..14 МПа); умеренная тепловая нагрузка; хорошая приемистость и, самое главное, возможность изменения характеристики крутящего момента вплоть до получения постоянной мощности при любой

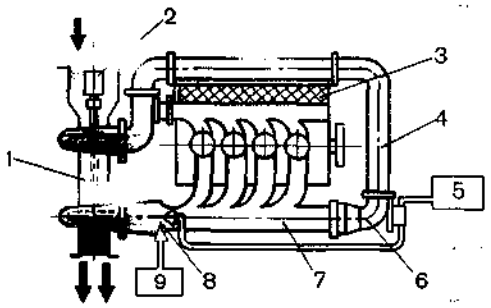


Рис. 79.
Схема системы «Гипербар»:
1 — турбокомпрессор; *2* — пусковой электродвигатель; *3* — охладитель наддувочный воздуха; *4* — перепускной канал; 5 — топливный насос; *6* — регулятор подачи перепускною воздуха; 7 — камера перемешивания выпускных газов и обводного воздуха; *8* — камера сгорания; *9* — устройство для зажшания и контроля пламени

частоте вращения коленчатого вала. К недостаткам данной схемы следует отнести относительно высокий удельный расход топлива [g_e = 227...231 г/ (кВт· ч)] вследствие низкой степени сжатия, сложность конструкции и регулирования.

§ 17. Охладители воздуха

Поскольку температура воздуха при его сжатии в компрессорах повышается, массовое наполнение двигателя снижается и теплонапряженность его деталей возрастает, что ограничивает форсирование двигателя путем повышения давления воздуха или горючей смеси ни входе в цилиндр. Поэтому в комбинированных двигателях широко используют охлаждение воздуха после компрессора перед его поступлением в цилиндр, что позволяет не только уменьшить теплонапряженность деталей двигателя, но и увеличить массовое наполнение цилиндра.

В двигателях внутреннего сгорания наиболее часто применяют *рекуперативные (поверхностные) охладители,* в которых передача теплоты от воздуха в охлаждающую среду происходит через разделяющую их поверхность. Теплопередающая поверхность образована из трубок или пластин различной конфигурации. Охлаждающей средой могут быть вода, воздух, фреон и т. п.

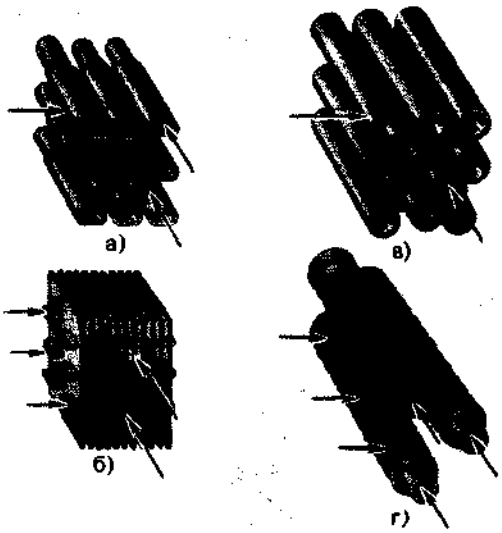


Рис. 80.
Типы трубок охладителей воздуха:
а—овального сечения; б— овального сечения с плоскими ребрами; *в* — круглого сечения; *г* — круглого сечения со спиральной лентой

Поверхностные охладители воздуха классифицируют по типу охлаждающей среды — *водовоздушные, воздухо-воздушные, фреоно-воздушные;* по конструкции теплопередающей поверхности — *трубчатые* и *пластинчатые;* по направлению потоков рабочих сред — *прямоточные, смешанного* и *перекрестного типа.*

Трубки охладителя воздуха изготовляют круглого или овального сечения в основном из меди, латуни, коррозионно-стойкой стали, мельхиора. Для интенсификации теплообмена на наружную поверхность трубок припаивают (приваривают) или накатывают ребра различной конфигурации. Наиболее распространенные типы трубок охладителей воздуха показаны на рис. 80. В условиях сильных вибраций более надежными являются трубки *1* с накатанными ребрами *2* (рис. 81), но теплопередающая способность таких трубок меньше, чем трубок с припаянными (приваренными) ребрами.

Основной элемент пластинчатых *охладителей* воздуха — пакет гофрированных *пластин,* образующих теплопередающую поверхность (рис. 82). Пластины в местах соприкосновения соединяют контактной сваркой. Материалом пластин может быть практически любой металл. Пластинчатые охладители воздуха более компактны, чем трубчатые, вследствие большей теплопередающей поверхности при том же объеме.

Трубчатые и пластинчатые охладители могут быть как водовоздушные, так и воздухо-воздушные. Водовоздушные пластинчатые охладители менее надежны, так как ввиду трудности контроля сварки они в эксплуатации могут подтекать. Поэтому водовоздушные охладители, как правило, делают трубчатыми. На рис. 83 показана типичная конструкция такого охладителя, основными элементами которого являются

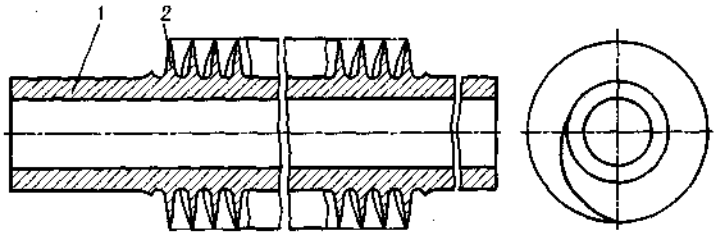


Рис. 81.
Трубка с накатанными ребрами охладителя двигателя 16ЧН 26/26 (5Д49)

трубные доски *4 и 6 и* трубки *3 и 5.* Трубные доски закрыты крышками *2* и *8.*

При выборе типа охладителя руководствуются в основном необходимой глубиной охлаждения наддувочного воздуха и типом двигателя (автотракторный, тепловозный, судовой). В автотракторных двигателях используют как водовоздушные, так и воздухо-воздушные охладители. На рис. 84 показаны возможные схемы охлаждения воздуха с использованием охладителей обоих типов.

Воздухо-воздушный охладитель (рис. 84, *а)* не усложняет конструкцию силовой установки (отсутствуют дополнительный водяной насос и его привод), позволяет осуществить более глубокое охлаждение (благодаря большему температурному напору в охладителе), более надежен, чем водовоздушный. В то же время вследствие меньшей теплоемкости воздуха габаритные размеры такого охладителя больше, чем водовоздушного; кроме того, усложняется конструкция воздушных трубопроводов.

Схема с *водовоздушным охладителем* (рис. 84, *б)* менее надежна, чем схема с воздухо-воздушным охладителем, поскольку возможно повреждение охладителя при замерзании воды и попадании ее в двигатель в случае появления течи. Однако конструкция трубопроводов при этой схеме охлаждения значительно проще, а установка в целом более компактна. Водовоздушные охладители, в которых используется вода из системы охлаждения двигателя, экономичны лишь при большом давлении наддува, так как температура воздуха после компрессора значительно превышает температуру охлаждающей воды. Вследствие этого в автотракторных двигателях, отличающихся невысоким уровнем форсирования по давлению наддува, чаще применяют воздухо-воздушные охладители.

Для уменьшения длины трубопроводов и снижения потерь при движении воздуха такие охладители часто размещают во впускных трубопроводах или в развале цилиндров V-образного двигателя. Необходимая скорость течения охлаждающего воздуха обеспечивается вентилятором или эжектирующим действием выпускных газов.

На тепловозных двигателях чаще применяют водовоздушные трубчатые охлади-

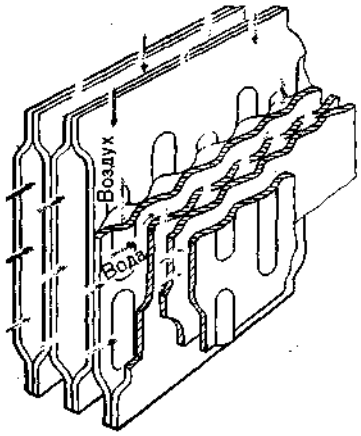


Рис. 82.
Пакет гофрированных пластин охладителя воздуха

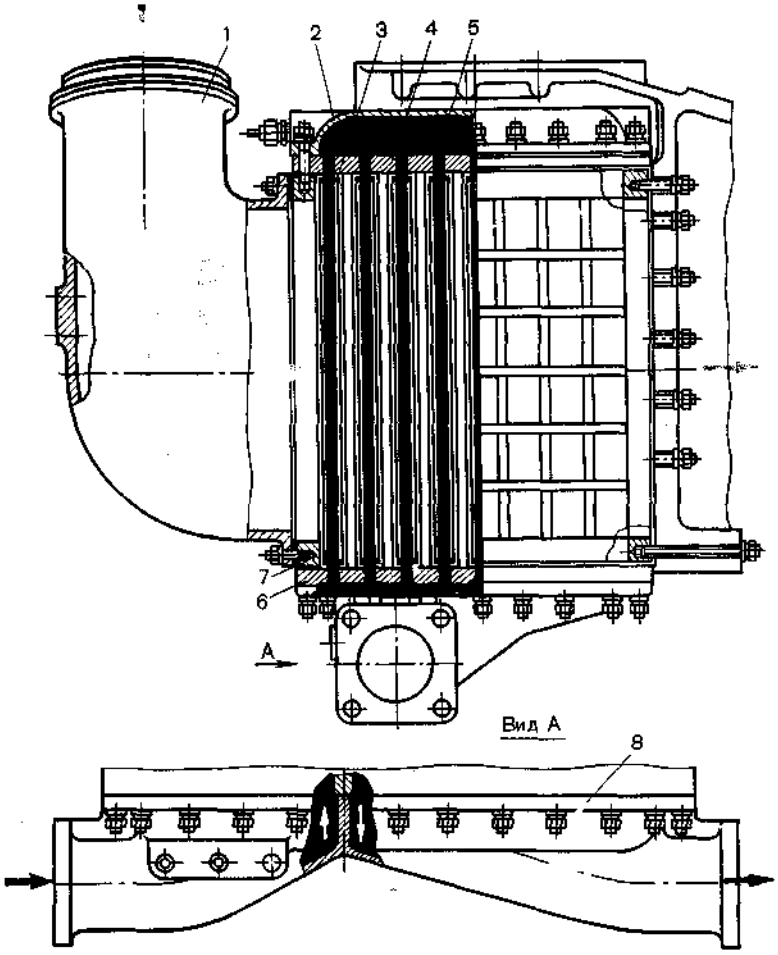


Рис. 83.
Водовоздушный охладитель наддувочного воздуха тепловозного комбинированного двигателя 16ЧН 26/26 (5Д49):
1 — воздухоподводящий патрубок: *2* и *8* — крышки; *3* и *5* — трубки; *4* и *6* — трубные доски; *7* — корпус

тели с накатанными ребрами, а не пластинчатые. Это связано с тем, что вибрация двигательной установки, вызываемая специфическими условиями эксплуатации, приводит к нарушению герметичности водяных полостей.

При двухступенчатой системе наддува охладители обычно устанавливают между компрессорами первой и второй ступеней сжатия и после компрессора второй ступени. При таком расположении охладителей уменьшаются работа сжатия воздуха в компрессоре второй ступени и его габаритные размеры и, кроме того, получается более глубокое охлаждение воздуха.

В охладителях судовых двигателей охлаждающей средой является забортная вода. Поэтому они обычно состоят из трубок круглого сечения, а необходимая степень охлаждения воздуха достигается путем увеличения теплопередающей поверхности. К судовых охладителям предъявляют менее жесткие требования по ком-

пактности, чем к охладителям других транспортных средств.

Более глубокое охлаждение наддувочного воздуха достигается при применении в качестве охлаждающей среды фреона. Конструкция охладителя в этом случае значительно усложняется ввиду необходимости введения специальной парокомпрессорной установки. При такой системе охлаждения охладитель воздуха является парогенератором (испарителем) фреона. В настоящее время этот метод охлаждения наддувочного воздуха практически не используется.

При дальнейшем увеличении давления наддува необходимы высокоэффективные охладители воздуха. Известны двигатели с охлаждением воздуха при помощи турбодетандера, т. е. турбины, в которой температура воздуха понижается при его расширении в каналах соплового аппарата и рабочего колеса. Широкого распространения эта схема охлаждения не получила вследствие сложности конструкции и повышенной степени сжатия воздуха в компрессоре.

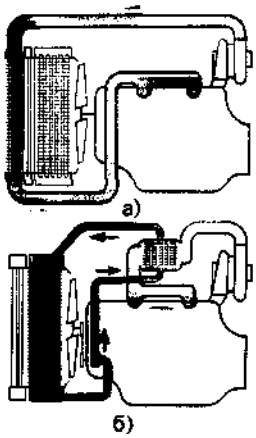


Рис. 84.
Системы промежуточного охлаждения

Воздух можно также охлаждать, испаряя в нем воду, распыляемую перед компрессором или после него. Поскольку в этом случае необходимо иметь запас мягкой и чистой воды, кроме того, снижается надежность работы двигателя, такое испарительное охлаждение в настоящее время не применяется.

Глава 5

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 18. Впускная и выпускная системы

Системы впуска и выпуска служат для подвода свежего заряда (воздуха или горючей смеси) к цилиндрам двигателя и отвода из них выпускных газов. В двигателях с внешним смесеобразованием во впускной системе также происходит смесеобразование, так как процесс испарения жидкого топлива и смешения его паров с воздухом или смешения горючего газа с воздухом не успевает завершиться в карбюраторе или газовом смесителе.

Общим требованием, предъявляемым к системам впуска и выпуска является по возможности их малое сопротивление и благоприятное протекание газодинамических явлений в них, что необходимо для уменьшения насосных потерь и увеличения наполнения цилиндра, а также более полного использования энергии выпускных газов в газовой турбине.

Впускная система состоит из воздухозаборников с фильтрами и глушителями шума, компрессоров для сжатия воздуха, охладителей воздуха, впускного трубопровода, или ресивера, и впускных органов.

Компоновка и размеры трубопроводов зависят от типа, назначения и мощности двигателя внутреннего сгорания. Впускной трубопровод двигателя с внешним смесеобразованием делают литым из легких сплавов (обычно алюминиевых). На рис. 85 показан впускной трубопровод автомобильного двигателя. Сечение патрубков выбирают таким, чтобы сохранялась определенная скорость потока. Для улучшения испарения жидкого топлива смесь подогревают горячей водой, циркулирующей в полости. Если впускной и выпускной трубопроводы расположены с одной стороны двигателя, то подогрев смеси осуществляется от выпускного трубопровода. Для этого трубопроводы располагают по возможности ближе один к другому. Впускные трубопроводы дизелей выполняют аналогичным образом, только в этом случае не нужно подогревать воздух. В V-образных двигателях впускной трубопровод часто размещают в развале блока.

В двигателях большой мощности (тепловозных, стационарных, судовых) впускной трубопровод обычно представляет со-

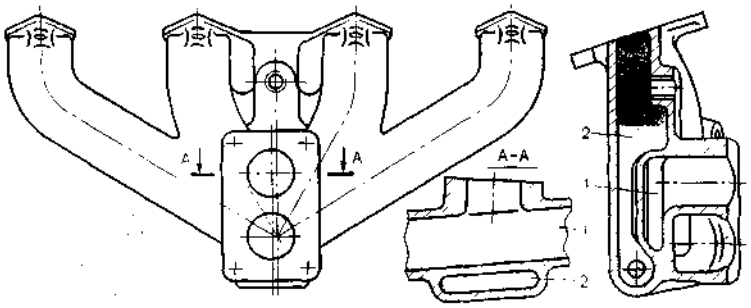


Рис. 85.
Впускной трубопровод карбюраторного автомобильного двигателя:
1 — воздушная полость; *2* — водяная полость

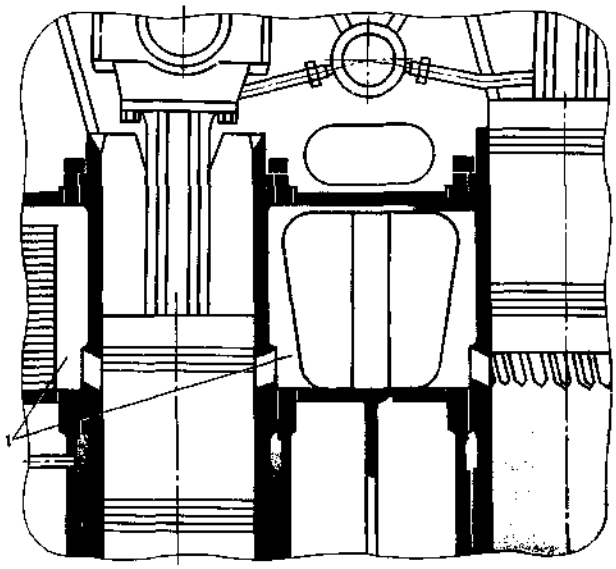
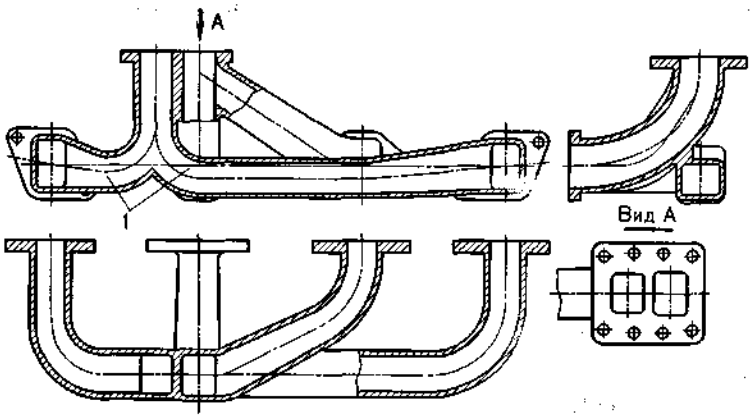


Рис. 86.
Впускной ресивер двухтактного дизеля

бой цилиндрический ресивер с приваренными к нему патрубками. Воздух поступает в него с торца из воздухоочистителя или компрессора.

Двухтактные двигатели, как правило, не имеют впускных трубопроводов. Воздух подается компрессором непосредственно в ресивер, размещаемый в полостях блока или выполняемый в виде отдельных литых или сварных конструкций. В двухтактных дизелях с цилиндрами небольших размеров (автотракторного и тепловозного типа) ресивером являются полости блока или полость между блоками при V-образном или более сложном расположении цилиндров. В двухтактных дизелях большой мощности ресиверы размещают в полостях остова и в емкостях *1* коробчатой или цилиндрической формы, которые крепят к остову двигателя (рис. 86).

Рис. 87.
Выпускной трубопровод двигателя с импульсным наддувом



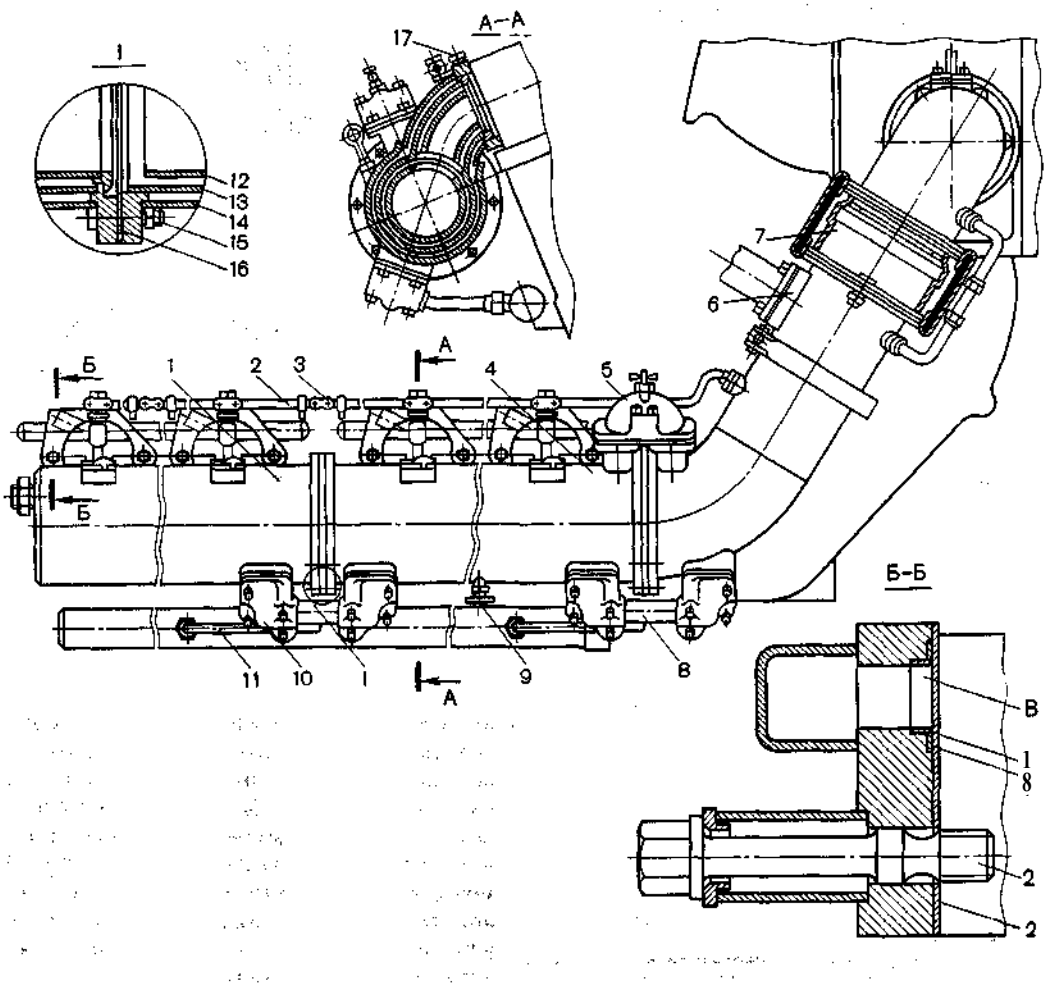


Рис. 88.
Охлаждаемый выпускной трубопровод тепловозного двигателя:

В — отверстие для перетекания воды; *1* и *4* — секции трубопровода; *2* — пароотводящие трубки; *3*— рукав; *5, 9 и 17* .....пробки; *6* — фланец; *7* — компенсатор; *8* — соединительная трубка; *10* — патрубок перетекающей воды; *11* — сливная трубка; *12* — газовая труба; *13* и *14* — трубы; *15* и *20* — болты; *16 и 21* — прокладки; *18* — втулка; *19* — уплотнительное кольцо

Выпускная система включает выпускные органы, патрубки, выпускной трубопровод, дожигатели, нейтрализаторы выпускных газов, газовые турбины или другие устройства, необходимые для использования энергии выпускных газов для сжатия воздуха (волновые обменники давления), эжекционные устройства для удаления пыли из воздухоочистителей или для просасывания охлаждающего воздуха, утилизационный котел и глушители шума.

Выпускные трубопроводы на двигателях с цилиндрами небольших размеров выполняют в виде общего трубопровода, отлитого из серого или жаростойкого чугуна. Наиболее простой конструкцией выпускного трубопровода отличаются двигатели

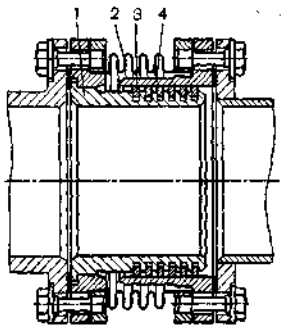


Рис. 89.
Схема поршневого компенсатора выпускного трубопровода двигателя ДН 23/30

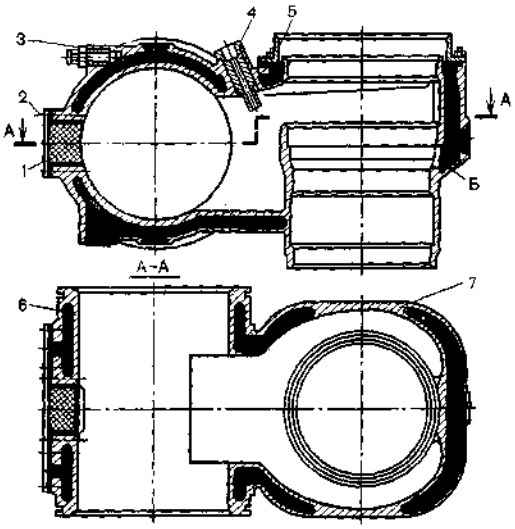


Рис. 90.
Секция охлаждаемого выпускного трубопровода:
Б — окно для прохода воды; *1* — крышка; *2* — болт; *3* — штуцер; *4* — штуцер под термопару; *5* — крышка секции; *6* — секция; *7* — выпускная коробка

без наддува или с наддувом при постоянном давлении перед турбиной турбокомпрессора. В последнем случае выпускной трубопровод имеет большой объем или представляет собой устройство, в котором поток с переменными параметрами преобразуется в поток с постоянными параметрами. Такое устройство называется *преобразователем импульсов.*

При использовании импульсной системы наддува давление газов перед турбиной переменное. Поперечное сечение и объем выпускного трубопровода выбирают минимально допустимыми по условию обеспечения лучшего использования энергии выпускных газов в газовой турбине. Наилучшие показатели двигателя при такой системе наддува получаются в том случае, если в один трубопровод *1* происходит выпуск не более чем из трех цилиндров (рис. 87).

Для предохранения обслуживающего персонала от ожогов на судовых и тепловозных двигателях выпускной трубопровод охлаждается водой или покрывается теплоизолирующим материалом. Теплоизолированные трубопроводы более предпочтительны для двигателей с газотурбинным наддувом, так как в этом случае уменьшаются потери энергии выпускных газов.

При нагревании и остывании длина выпускного трубопровода изменяется. Поэтому перед трубиной устанавливают компенсаторы. На больших двигателях компенсаторами *7* соединяют также отдельные секции выпускных трубопроводов, которые по технологическим соображениям делают составными (рис. 88). Существует несколько типов компенсаторов. Схема поршневого компенсатора показана на рис. 89. Гофрированная труба *2* компенсатора препятствует утечке выпускных газов, прорывающихся через кольца *3,* и в то же время дает возможность перемещаться наружной *4* и внутренней *1* втулкам между собой в продольном направлении.

На рис. 90 показана секция *6* охлаждаемого выпускного трубопровода двухтактного с противоположно движущимися поршнями двигателя большой мощности. Особенностью конструкции является объединение в одной детали выпускной коробки 7 с секцией *6* собственно выпускного трубопровода.

§ 19. Топливные системы дизелей

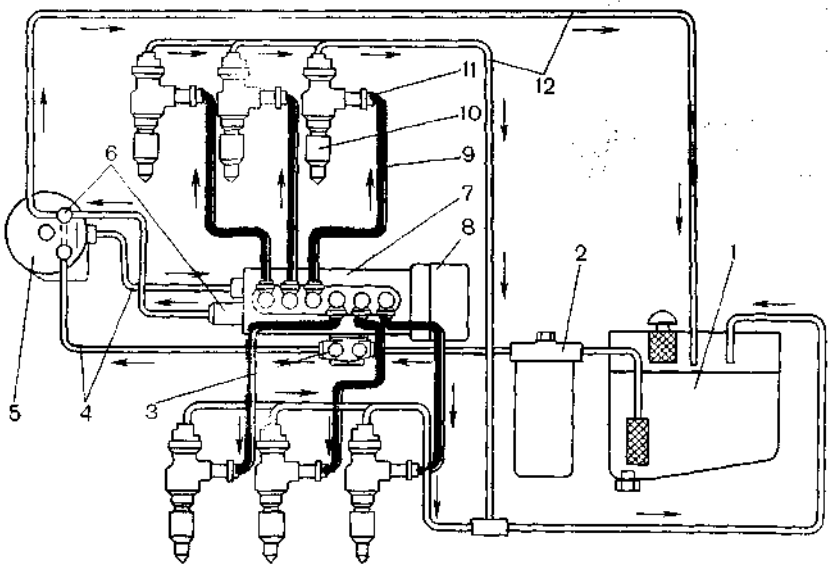
Топливная система дизеля обеспечивает хранение, подготовку и подачу топлива в определенный период рабочего цикла и его распределение в камере сгорания. Система также осуществляет дозирование топлива при подаче его в цилиндры.

Для сгорания в цилиндре топливо распиливается на капли разметом несколько десятков микрон. Это оказывается возможным при впрыскивании топлива через отверстия форсунки диаметром 0,15...0,8 мм со скоростью 200...400 м/с. Последнее требует подачи топлива под высоким давлением (до 150 МПа, а в отдельных случаях и выше).

Типы топливных систем

Системы подачи топлива в дизелях делят на *системы непосредственного (насосного) впрыскивания и аккумуляторные.* В первых впрыскивание топлива в камеру сгорания производится под давлением, создаваемым топливным насосом высокого давления в определенные интервалы рабочего цикла. Поэтому движение плунжера насоса точно согласовано с фазами рабочего процесса в соответствующем цилиндре дизеля. Эти системы в настоящее время получили наибольшее распространение. В системах второго типа топливо нагнетается в аккумулятор, в котором поддерживается постоянное высокое давление. Из него топливо направляется в нужный момент и в необходимом количестве в камеру сгорания. Расширение использования микропроцессорной техники для управления процессом топливоподачи усиливает интерес к аккумуляторным системам.

Рис. 91.
Схема топливной системы дизеля ЯМЗ-236:
1 — топливный бак; *2* — фильтр грубой очистки;
3 — топливоподкачивающий насос;
4 — питающие топливопроводы; *5* — фильтр тонкой очистки; *6* — перепускные клапаны;
7 — топливный насос высокого давления;
8 — автоматический регулятор;
9 — нагнетательный трубопровод;
10 — форсунка; *11* — штуцер с предохранительным фильтром; *12*—сливная магистраль



Регулирование мощности дизеля осуществляется изменением расхода топливной системы, т. е. цикловой подачи топлива.

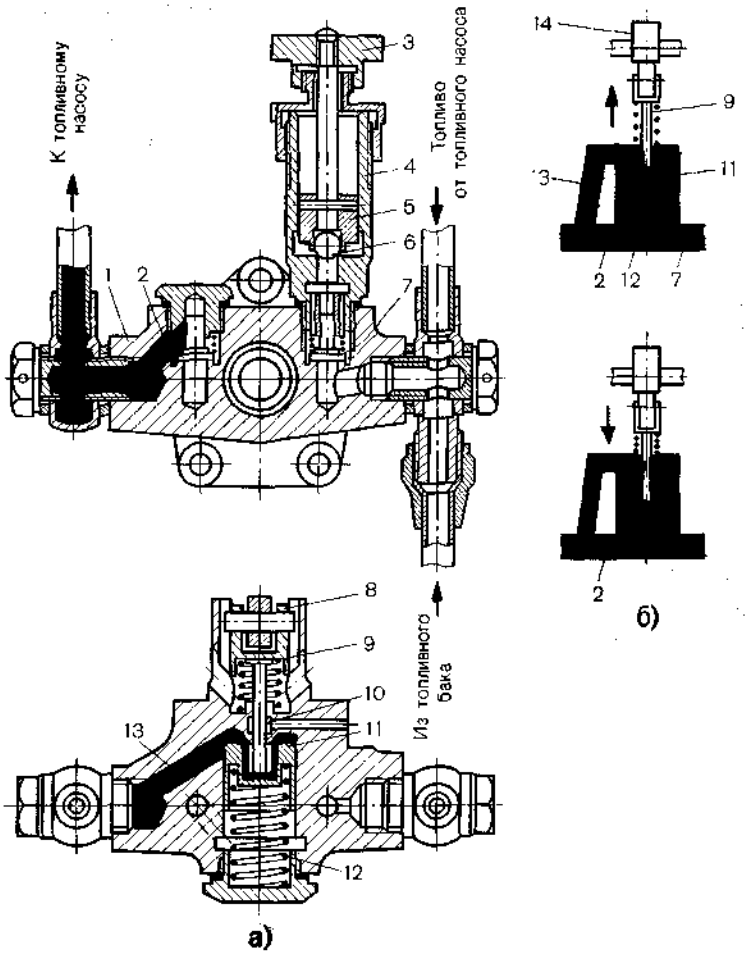
Типичная схема топливной системы непосредственного впрыскивания топлива представлена на рис. 91. В топливный насос 7 высокого давления топливо поступает из бака *1* через фильтры *2 и 5* при помощи подкачивающего насоса *3*. Под высоким давлением топливо подводится к штуцеру *11* форсунки в соответствии с порядком работы цилиндров. Более сложные системы судовых двигателей содержат дублирующую систему для подачи топлива другого сорта, баки-отстойники, сепараторы, подогреватели, смесители, гомогенизаторы, перекачивающие насосы, самоочищающиеся фильтрующие установки и т. д.

Топливоподкачивающие насосы

Топливоподкачивающие насосы служат для подачи топлива от бака через тру-

Рис. 92.
Универсальный поршневой топливоподкачивающий насос:

а — конструкция насоса; б — схема работы; *1* — корпус; *2* — нагнетательный клапан; *3* — головка ручного привода; *4* — поршневой насос с ручным приводом; *5* — поршень насоса с ручным приводом; *6* — запорный шарик; *7* — впускной клапан; *8* — роликовый толкатель, у — возвратная пружина; *10* — канавка «масляного затвора»; *11* — рабочий поршень подкачивающего насоса; *12* — пружина поршня; *13* — соединительный канал; *14* — эксцентрик кулачкового вала



бопроводы, фильтры к насосам высокого давления под давлением не менее 0,12...0,4 МПа. Для обеспечения охлаждения насоса высокого давления и его бесперебойной работы подача подкачивающего насоса в 2...7 раз превышает подачу насоса высокого давления.

На дизелях применяют топливоподкачивающие насосы поршневого, роторно-лопастного, шестеренного и диафрагменного типа. В судовых установках используются также центробежные насосы с электроприводом.

Широкое распространение получили поршневые топливоподкачивающие насосы (рис. 92). Насос снабжен рабочим поршнем *11,* приводимым кулачком через роликовый толкатель *8* и поршень *5.* Подкачка топлива обеспечивается впускным *7* и нагнетательным *2* клапанами. Такой насос приводится в действие от распределительного вала двигателя или, чаще, от кулачкового вала основного насоса. В последнем случае он крепится на корпусе насоса высокого давления. Поршневые подкачивающие насосы обеспечивают стабильную подачу благодаря относительно невысокой чувствительности к износу и глубокому разрежению, создаваемому на впуске. Благодаря разрежению 0,01...0,015 МПа топливо можно всасывать из емкостей, расположенных на 1,1...1,8 м ниже уровня насоса. Недостатками насосов являются пульсации топлива при подаче и ограничения по быстродействию.

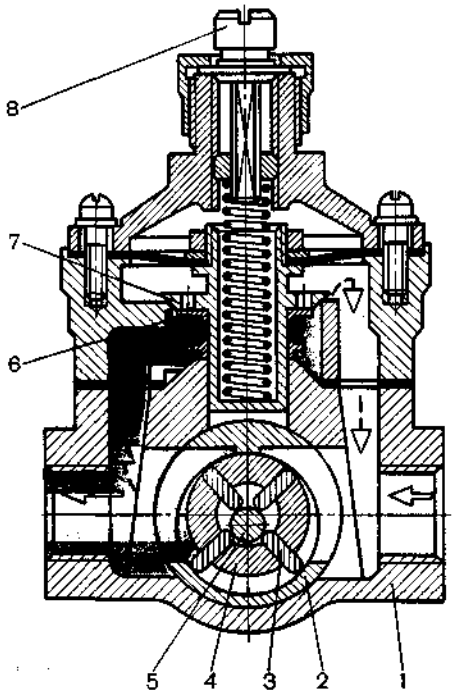


Рис. 93.
Роторно-лопастный топливоподкачивающий насос БНК-12:
1 — корпус насоса; *2* — стакан; *3* — лопасть; *4* — ротор; *5* — плавающий палец; *6* — заливочный клапан; *7* — перепускной клапан; *8* — регулировочный винт

Роторно-лопастные (коловратные) подкачивающие насосы широко используются в сочетании с насосами высокого давления распределительного типа и в качестве самостоятельного агрегата с электроприводом. Принцип работы насоса основан на переносе объема топлива, заключенного между лопастями *3,* при вращении ротора *4,* эксцентрично установленного в корпусе *1* (рис. 93). Часто вместо лопастей применяют ролики. Роторно-лопастные насосы просты, надежны, создают достаточное разрежение на впуске, обеспечивают равномерную подачу. Их недостатком является быстрый рост утечек по мере изнашивания лопастей. Часто перепускной клапан располагают в подкачивающем насосе. Так, в рассмотренном насосе клапан 7 обеспечивает давление на выпуске 0,15...0,17 МПа, независимо от частоты вращения ротора.

Значительно реже в топливных системах используют *диафрагменные и шестеренные подкачивающие насосы.* Конструкция диафрагменного насоса аналогична конструкции бензинового подкачивающего насоса, а конструкция шестеренного — конструкции масляного.

Фильтры

Зазоры в прецизионных парах топливной аппаратуры дизелей достигают

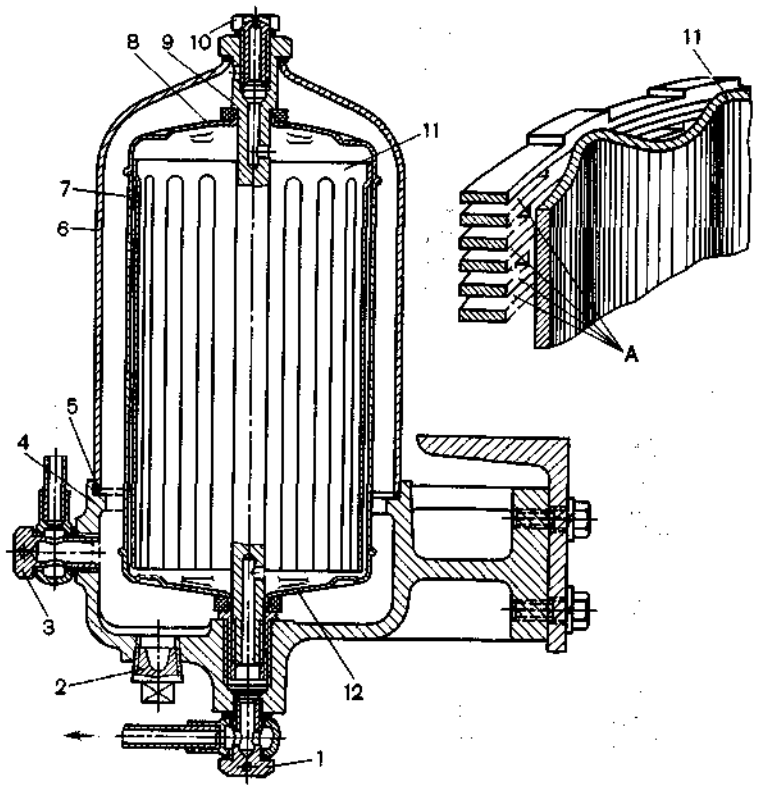


Рис. 94.
Фильтр грубой очистки тракторного дизеля с ленточно-щелевым элементом:
А — щели; *1 и 3* — штуцера; *2 и 10* — пробки; *4* — корпус фильтра; 5 — прокладка; *6* — колпак; 7 — фильтрующий элемент; *8* — крышка; *9* — стяжной болт; *11* — гофрированный стакан; *12* — днище

1,5...3 мкм. Недостаточная очистка топлива от механических примесей и воды приводит к быстрому износу, коррозии и заклиниванию прецизионных деталей.

Для очистки топлива используют фильтры грубой и тонкой очистки, предохранительные фильтры.

В *фильтрах грубой очистки топлива* применяют сетчатые, ленточно-щелевые и пластинчато-щелевые фильтрующие элементы. Сетчатые фильтрующие элементы представляют собой многослойные латунные сетки, натянутые на каркас.

Ленточно-щелевой фильтрующий элемент 7 изготовляют из профилированной с выступами ленты, уложенной на гофрированный стакан *11* виток к витку (рис. 94). Ширина фильтрующей щели *А,* образующейся между витками ленты, определяется высотой выступов и составляет 0,04...0,1 мм.

В пластинчато-щелевых фильтрах очистка топлива происходит между пластинами, зазор между которыми обеспечен тонкими проставками. Если пакет пластин набран на подвижном роторе, фильтр можно быстро очистить путем проворота ротора. При этом пакет скребков, входящих в фильтрующий зазор, удаляет из него скопившуюся грязь.

В двигателях внутреннего сгорания расширяется применение фильтров грубой очистки отстойно-инерционного типа, работа которых основана на осаждении примесей и воды под действием силы тяжести

(рис. 95). Фильтр содержит щиток *9* для равномерного распределения и ламинаризации потока топлива, успокоитель *8* отстоя для предотвращения его взмучивания. Несмотря на простоту, фильтры весьма эффективны, особенно в отношении отделения воды.

Фильтры грубой очистки задерживают примеси крупнее 0,03...0,1 мм с полнотой отсева по массе исходного содержания примесей 20...55 % и до 85 % воды.

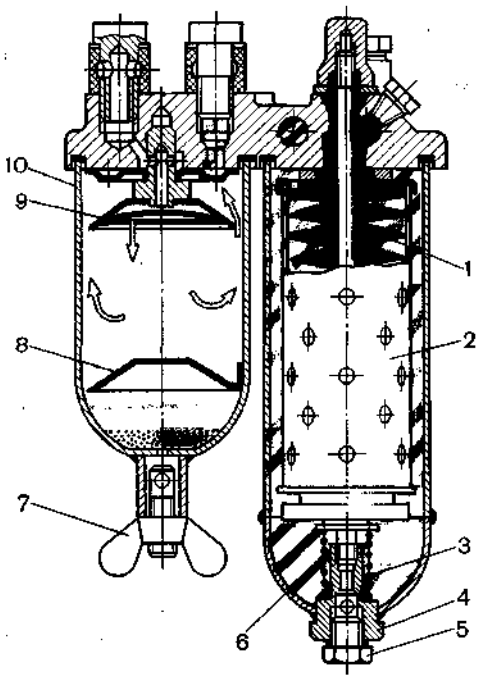


Рис. 95.
Комбинированный фильтр дизелей Владимирского тракторного завода:
1 — фильтрующий элемент; *2* — кожух элемента; *3* — пружина крепления элемента; *4* — гайка крепления стакана; *5* и *7* — гайки слива отстоя; *6* — стакан фильтра тонкой очистки; *8* — успокоитель отстоя; *9* — щиток; *10* — стакан фильтра грубой очистки

В фильтрах предусмотрено периодическое удаление отстоя. Некоторые фильтры очищают обратной промывкой.

В *фильтрах тонкой очистки* применяются сменные фильтрующие элементы *1* из фетра, войлока, банкаброшной пряжи, миткаля, бумаги, картона, порошкового материала. Три последних вида элементов обеспечивают отсев включений размером, превышающим 1,8...3 мкм с полнотой до 99,4 % исходного содержания загрязнений в топливе.

Широко используются небольшой стоимости эффективные бумажные и картонные фильтрующие элементы. Картонные элементы более надежны ввиду меньшей вероятности прорыва. Фильтрующий элемент *1* фильтра, показанного на рис. 95, сложен из трубы в спиральную «гармошку» и помещен в кожух *2*. Бумажные и картонные элементы часто подвергают специальной пропитке, способствующей отделению воды.

В некоторых фильтрах последовательно с основным элементом на пути топлива устанавливают контрольный элемент. В транспортных установках часто применяют комбинированные фильтры, представляющие собой один узел или даже совмещенные в одном стакане. В крупных дизелях используют сдвоенные фильтры одного типа, снабженные трехходовым краном: без остановки двигателя один из них может обслуживаться. В судовых системах все шире внедряются автоматические самоочищающиеся фильтрационные установки.

Предохранительные фильтры устанавливают в корпусе или подводящем штуцере форсунки. Они служат для предотвращения засорения форсунки, причиной которого явилась некачественная сборка-разборка линии высокого давления топливной системы. Используются сетчатые или щелевые фильтры. Последние включа-

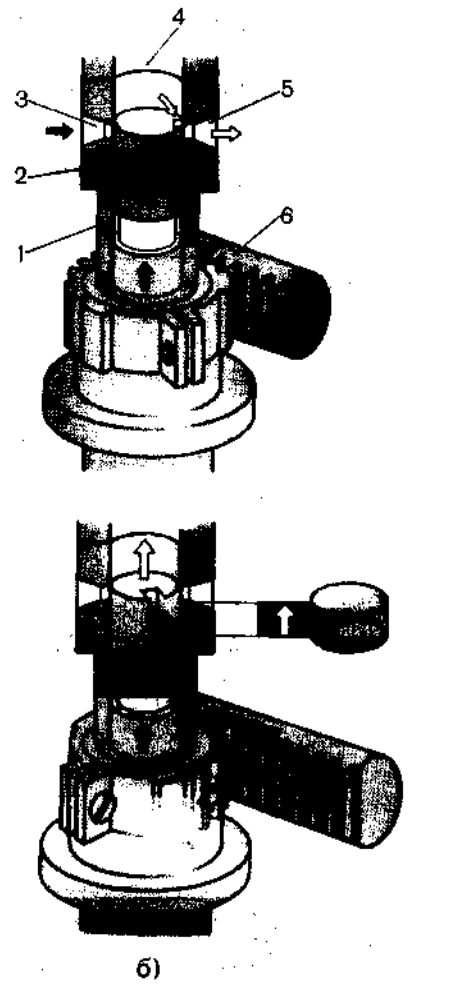
С целью увеличения эффективности фильтра применяется специальная укладка фильтрующего элемента, движение топлива в них от периферии к центру.

ют пробки и втулки. Пробка имеет ряд продольных глухих канавок, выходящих поочередно в сторону форсунки или в сторону подводящего топливо трубопровода. Топливо, перетекая из одной канавки в другую через зазор между пробкой и втулкой, беспрепятственно преодолевает фильтр, а механические частицы остаются в канавках, обращенных к трубопроводу.

Топливные насосы высокого давления

В быстроходных дизелях обычно используют *насосы высокого давления* блочного типа, установленные на кронштейнах на одной из сторон или в развале V-образного двигателя с приводом от распределительных зубчатых колес на торце двигателя, противоположном маховику. В среднеоборотных и малооборотных двигателях применяют индивидуальные насосы, располагаемые у соответствующего цилиндра. Они имеют привод от распределительного вала двигателя.

Принцип действия насоса высокого давления такой же, как у поршневого насоса. Высокое давление топлива, достигающее 150 МПа и выше, обеспечивается малыми зазорами между плунжером *2* и втулкой *1* (рис. 96). Синхронность подачи топлива в камеру сгорания рабочему процессу в каждом из цилиндров определяется разворотом кулачковых шайб на приводном валу в соответствии с порядком работы цилиндров и обеспечивается жесткой



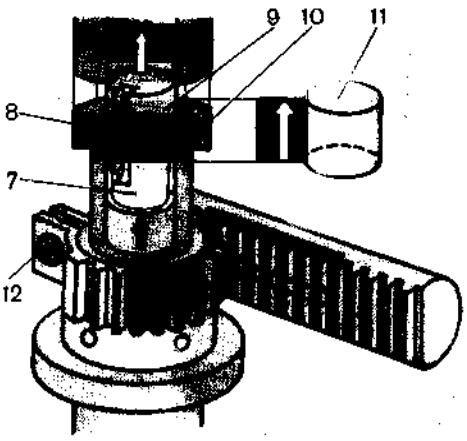


Рис. 96.
Схема регулирования цикловой подачи топлива
золотниковым топливным насосом высокого давления:

а — цикловая подача отсутствует;
б — частичная цикловая подача; а — полная цикловая подача; *1* — втулка плунжера;
2 — плунжер; *3* — впускное окно;
4 — надплунжерная полость; *5* — окно впуска — отсечки подачи; *6* — управляющая рейка;
7 — выфрезеровка плунжера;
8 — вертикальный паз; *9* — золотниковая часть плунжера; *10* — винтовая поверхность;
11 — объем топлива, поданного за активный ход плунжера; *12* — винт зубчатого сектора

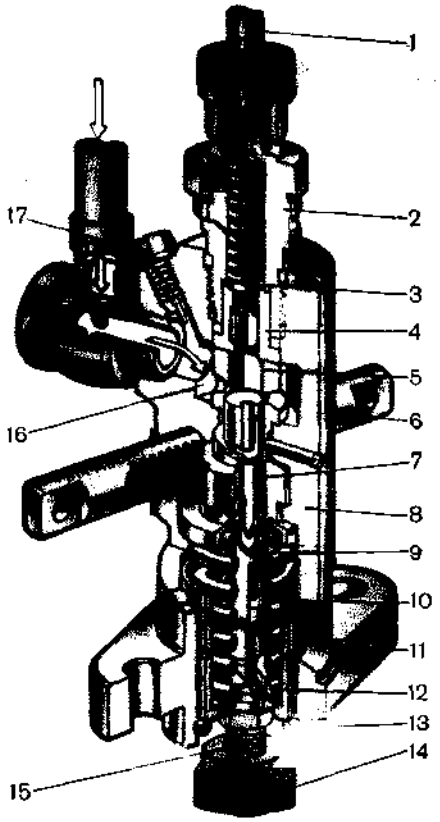


Рис. 97.
Индивидуальный топливный насос высокого давления судового дизеля:

1 — нагнетательный трубопровод; *2* — штуцер нагнетательного клапана; *3* — нагнетательный клапан; *4* — корпус; *5* — надплунжерная полость; *6* — рейка; *7* — плунжер; *8* — корпус ТНВД; *9* — поворотная втулка; *10* — хвостовик плунжера; *11* — стакан; *12* — возвратная пружина; *13* — стопор; *14* — толкатель; *15* — регулировочный болт; *16* — впускная полость; *17* — пробка

кинематической связью с коленчатым валом.

Регулирование дизеля путем изменения цикловой подачи топлива осуществляется регулированием насоса высокого давления. С этой целью для нагнетания топлива используется не полный ход плунжера, а лишь его часть, так называемый активный ход плунжера. Величину активного хода в топливных системах крупных судовых дизелей определяет открытие приводных управляющих клапанов. В системах быстроходных дизелей применяют другой принцип регулирования: изменением дросселирования топлива на всасывании во втулку. При этом добиваются различного наполнения надплунжерной полости *4* к началу нагнетания. Однако наибольшее распространение получили насосы с золотниковым регулированием.

Изменение цикловой подачи насоса высокого давления с золотниковым регулированием достигается поворотом плунжера *2* вокруг своей оси (см. рис. 96). В этом случае плунжер *2* имеет вертикальный паз *8* и выфрезеровку 7 под винтовой поверхностью *10,* благодаря чему между телом плунжера *2* под винтовой поверхностью и втулкой *1* плунжера образуется полость, соединенная с надплунжерной полостью *4.* Нагнетание топлива оказывается возможным лишь в том случае, когда при подъеме плунжера его золотниковая часть *9* закрывает окно *5* во втулке. При положении плунжера более низком или более высоком относительно этого вытесняемое плунжером топливо выходит через окна. На рис. 96 показано, как с поворотом плунжера растут высота его уплотняющей (золотниковой) части *9,* обращенной к отсечному окну 5, активный ход, а следовательно, объем *11* поданного насосом топлива и цикловая подача.

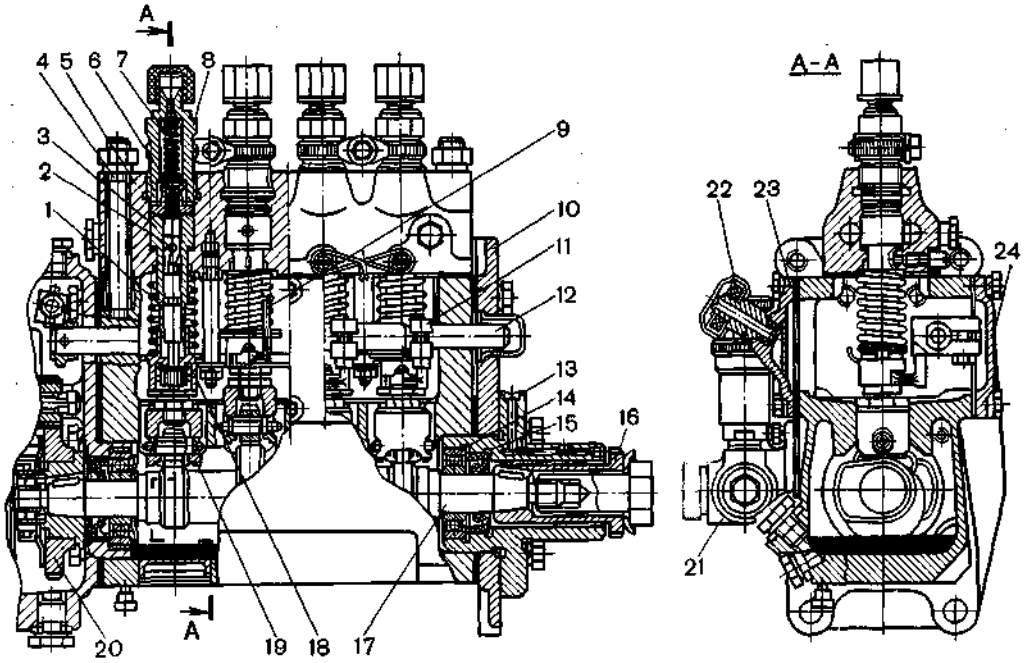
На рис. 97 представлен разрез индивидуального насоса с толкателем, выполненным отдельно. Вытесняемое из надплунжерной полости *5* топливо направляется через нагнетательный (обратный) клапан *3* в нагнетательный трубопровод *1*,

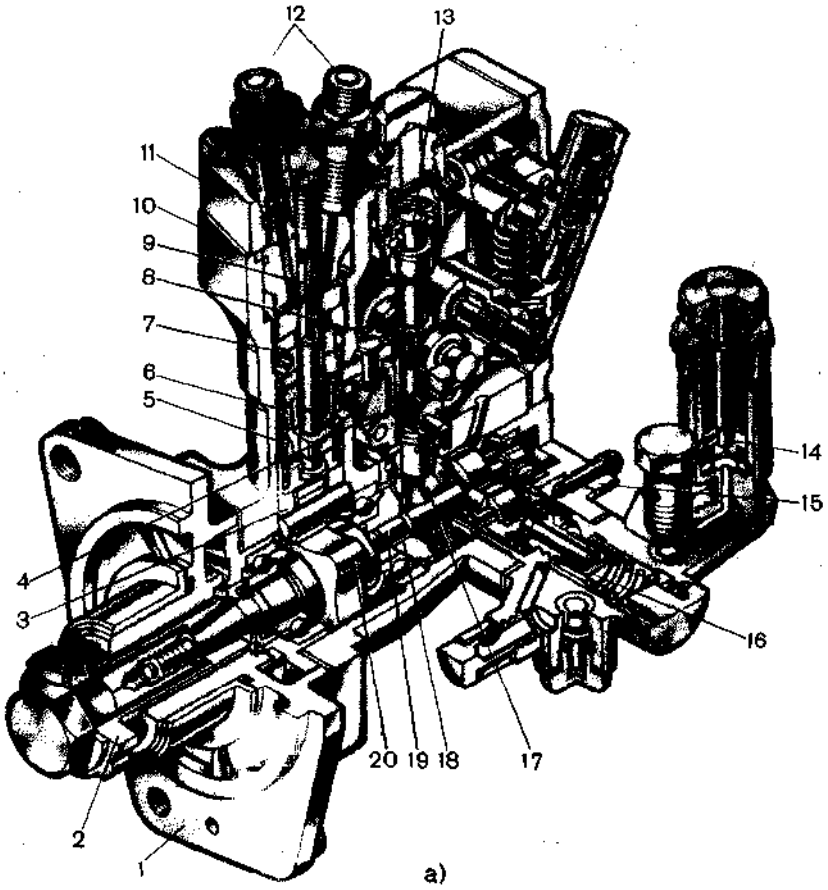
Эффективный ход плунжера, обеспечивающий нагнетание топлива, в несколько раз меньше полного. Подача топлива начинается при пересечении торцом плунжера впускного окна, заканчивается подъемом винтовой кромки до отсеченного окна.

а остальное топливо возвращается во впускную полость *16*. Наполнение надплунжерной полости осуществляется при опускании плунжера под действием возвратной пружины *12* из впускной полости через окна втулки. Полость закрыта пробкой *17*. Поворот плунжера осуществляется за его хвостовик *10* разрезной поворотной втулкой *9*, имеющей зубчатый сектор, который находится в зацеплении с управляющей рейкой *6*.

На рис. 98 представлен блочный насос 4ТН-8,5Х10, применяемый на нескольких моделях отечественных тракторных дизелей. Насос имеет четыре секции с плунжером диаметром 8,5 мм и ходом 10 мм, свой кулачковый вал *17*, приводящий в движение плунжеры через роликовые толкатели *19*. Вращающий момент на вал передается через шлицевую втулку *16* от соединительной муфты. С другой стороны вал имеет зубчатое колесо *20* привода автоматического регулятора. Как и на всех блочных насосах, регулятор составляет с насосом один агрегат и крепится с торца, противоположного приводу насоса. Регулятор управляет движением рейки *12*. В отличие от рассмотренных выше конструкций плунжеры этого насоса вместо вертикального паза *8* (см. рис. 96) имеют осевое сверление, соединенное с выфрезеровкой под винтовой кромкой радиальным сверлением *2* (см. рис. 98). Плунжер этого насоса связан с рейкой не зубчатым соединением, а соединением палец *9* плунжера — хомутик *11* рейки. Детали привода насоса смазываются маслом, разбрызгиваемым кулачками. Масло в насос поступает из масляной системы двигателя.

Рис. 98.
Топливный насос высокого давления 4ТН-8,5*10:
1 — возвратная пружина; *2* — радиальное сверление плунжера; *3*— втулка плунжера; *4* — шпилька, *5* — головка ТНВД; *6*— нагнетательный клапан; 7— пружина; *8* — штуцер, *9* — палец плунжера; *10* — плита крепления ТНВД; *11* — хомутик; *12* — рейка; *13* — фланец; *14* — подшипник; *15* — манжета; *16* — шлицевая втулка; *17* — кулачковый вал; *18* — тарелка пружины; *19* — роликовый толкатель; *20* — зубчатое колесо регулятора; *21* — подкачивающий насос; *22* — сапун; *23* и *24* — крышки





Для эффективной работы двигателя внутреннего сгорания необходима идентичность подачи топлива по всем цилиндрам; в связи с этим возникает необходимость подрегулировки угля опережения впрыскивания и цикловой подачи отдельно для каждой секции блочного насоса или отдельно для каждого индивидуального насоса. Угол опережения впрыскивания зависит от расположения торца плунжера в его исходном положении относительно окна втулки. Поэтому для изменения угла опережения достаточно завернуть или вывернуть болт *15* толкателя *14* (см. рис. 97). Для изменения цикловой подачи насоса высокого давления или его секции необходимо изменить угловое положение плунжера при данном положении рейки. Для этого, ослабив винт *12* зубчатого сектора (см. рис. 96), поворачивают втулку с плунжером относительно сектора. Ту же операцию в насосе, показанном на рис. 97, осуществляют, передвигая по рейке хомутик *11* (см. рис. 98).

В блочных насосах высокого давления применяют рядное и V-образное расположение плунжерных пар. На быстроходных дизелях устанавливают насосы распределительного типа. В них одна плунжерная пара обслуживает несколько цилиндров, а цикловые порции топлива направляются к той или иной форсунке специальным элементом насоса — распределителем.

Рассмотрим устройство такого насоса на примере насоса НД21/4-20 тракторного

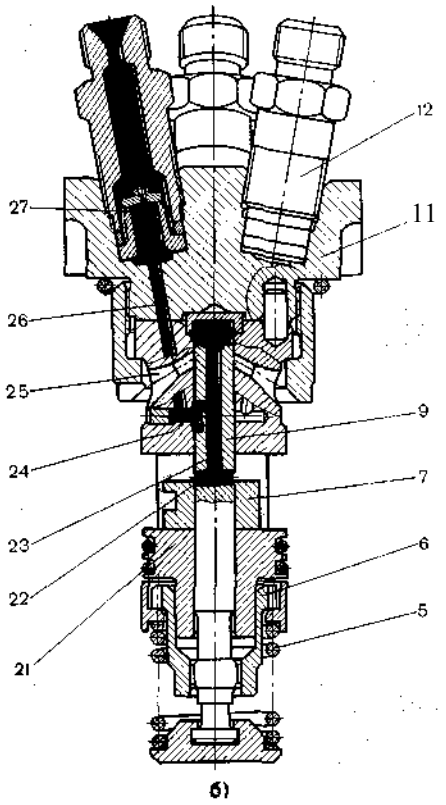


Рис. 99.
Топливный насос высокого давления распределительного типа НД21/4-20:
а — общий вид; б — секция насоса в сборе; *1* — установочный фланец; *2* — шлицевая втулка кулачкового вала; *3* — роликовый толкатель; *4* — груз автоматического регулятора; 5 — пружина плунжера; *6*— зубчатая втулка; 7 — втулка-золотник;
8 — промежуточное зубчатое колесо;
9 — плунжер; *10* — корпус насоса;
11 — головка насоса; *12* — нагнетательные штуцера; *13* — вал регулятора; *14* — ручной подкачивающий насос; *15* — крышка с подшипником; *16*—приводной подкачивающий насос; *17* и *18* — конические зубчатые колеса; *19* — эксцентриковый вал подкачивающего насоса; *20* — кулачковый вал; *21* — втулка плунжера; *22* — отсечное сверление; *23* — осевое сверление; *24* — сверление-распределитель; *25* — впускное окно;
26 — нагнетательный канал;
27 — нагнетательный клапан

двигателя 4Ч 10,5/12. Втулка *21* плунжера (рис. 99) и головка *11* насоса в вертикальных плоскостях имеют четыре нагнетательных канала *26*. В двух других плоскостях в гулки расположены четыре впускных окна *25*. В плунжере *9* выполнены осевое сверление *23* и радиальное сверление-распределитель *24,* которое при определенном повороте плунжера может соединяться поочередно с каждым из четырех нагнетательных каналов. Кроме того, плунжер имеет радиальное отсечное сверление *22,* которое может закрываться втулкой-золотником 7, имеющей свободу перемещения во втулке плунжера и сидящей на плунжере с зазором 3 мкм.

При движении плунжера вниз надплунжерная полость наполняется топливом че рез окна *25*. Двигаясь вверх и совершая вращение вокруг своей оси, плунжер пере крывает окна, а топливо из надплунжерной полости вытесняется через осевое сверление *23,* сверление-распределитель *24,* канал *26* и нагнетательный клапан *27* в нагнетательный трубопровод одного из цилиндров дизеля. При дальнейшем подъеме плунжера отсечные окна выходят из втулки-золотника 7, и подача топлива прекращается. Таким образом, подача насоса регулируется осевым положением втулки-золотника.

Возвратно-поступательное движение плунжера обеспечивается четырехпрофильным кулачковым валом *20* и возвратной пружиной 5. Непрерывное вращение плунжера осуществляется с помощью зубчатой втулки *6* плунжера, промежуточного зубчатого колеса *8,* вала *13* и конических зубчатых колес *17* и *18*.

Форсунки

Форсунки обеспечивают поступление и распыливание топлива в камере сгорания дизеля в соответствии с выбранным способом смесеобразования. В связи с этим важное значение имеет конструкция сопловой части распылителя форсунки. По этому признаку различают клапанные, нормальные закрытые, штифтовые и клапанно-сопловые форсунки. Во всех форсунках дизелей имеется запорный элемент, выполняющий функцию предельного клапана. Он регулируется на такое

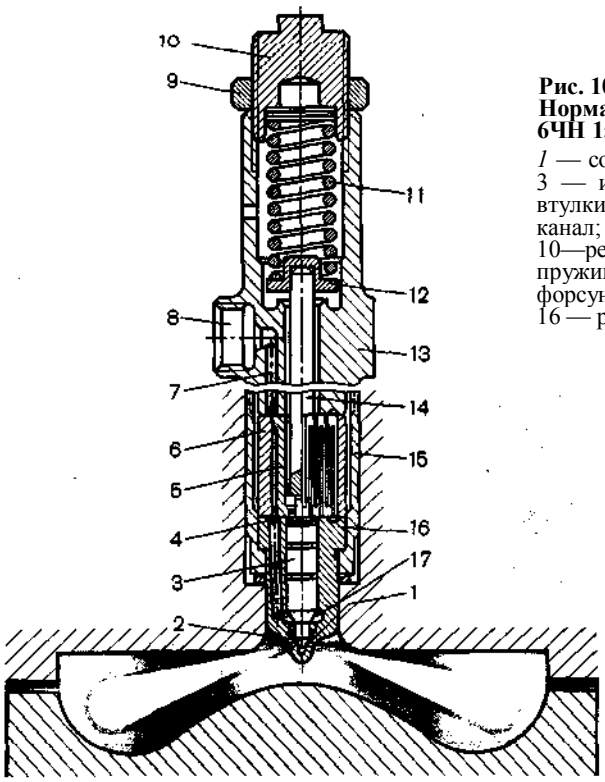


Рис. 100.
Нормальная закрытая форсунка дизеля 6ЧН 15/18:

1 — сопловое отверстие; 2 — запорный конус; 3 — игла; 4 — кольцевая канавка; 5 и 6— втулки щелевого фильтра; 7 — топливный канал; 8 — гнездо штуцера; 9 — контргайка; 10—регулировочный винт; *11* — запорная пружина; 12 — тарелка пружины; 13 — корпус форсунки; 14 — штанга; 15 — накидная гайка; 16 — распылитель; 17 — карман распылителя

давление начала впрыскивания, при котором обеспечивается мелкое распиливание топлива при подаче его в камепу сгорания. На рис. 100 представлена конструкция *нормальной закрытой форсунки,* наиболее часто применяемой в дизелях с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания. Сопловые отверстия / расположены равномерно по окружности носка распылителя и направлены под углом к его оси. Пружина *11* через штангу *14* надежно прижимает запорный орган — иглу *3* к поверхности запорного конуса *2,* благодаря чему впрыскивание топлива при малом давлении становится невозможным. В начале подачи топливо, попадая в форсунку, через штуцер в канал 7, проходит щелевой предохранительный фильтр, образованный втулками 5 и 6, собирается кольцевой канавкой в сверление распылителя 16 и попадает в карман 17 распылителя. При достижении давления начала впрыскивания гидравлическая сила, действующая со стороны топлива на нижний конический торец иглы, становится больше силы предварительной затяжки пружины, игла поднимается, и начинается впрыскивание топлива. Давление начала впрыскивания регулируется положением винта 10.

До недавнего времени у нормальных закрытых форсунок давление начала впрыскивания составляло 15...35 МПа. В настоящее время с целью улучшения

Форсунки дизелей управляются давлением поступающего топлива и обеспечивает гарантированное распыление его на капли 5...100 мкм.

экономичности дизелей оно повышается. В последние годы это давление в отдельных топливных системах доведено до 60 МПа.

Современные нормальные закрытые форсунки обычно имеют длиннокорпусный распылитель малого диаметра (рис. 101). Он подвергается меньшему нагреву и облегчает компоновку головки цилиндров. Укороченная штанга *8* способствует уменьшению массы движущихся деталей и тем самым повышению быстродействия форсунки. Давление начала впрыскивания регулируется числом прокладок *10*. Для правильной ориентации топливных струй в камере сгорания в связи с наклонной установкой форсунки в дизеле распылитель 5 при сборке форсунки фиксируется относительно корпуса *12* штифтами 7.

Поддержание высокого давления топлива в нормальной закрытой форсунке оказывается возможным благодаря наличию зазора (3...8 мкм) между иглой и распылителем. По сути, они образуют подвижное уплотнение. Однако полностью устранить утечки невозможно, для их отвода в линию низкого давления предусматривается сливная магистраль *12* (см. рис. 91) и гнездо *11* штуцера слива (см. рис. 101).

На рис. 102 представлена нормальная закрытая форсунка форсированного судового дизеля. В отличие от рассмотренных выше форсунок в ней предусмотрено охлаждение распылителя *4*. В качестве охлаждающей жидкости в таких случаях используется масло или дистиллированная вода. Шариковый клапан *6* с ручным управлением позволяет выпускать пары и топливо в сливную магистраль при прокачивании системы. Давление начала впрыскивания в этой форсунке регулируется винтом *10*.

Нормальные закрытые и клапанно-сопловые форсунки применяют при объемном и пленочном смесеобразовании. В первом случае, выбирая число, направление и размеры сопловых отверстий, добиваются целесообразного распределения топлива по объему воздушного заряда, при этом предъявляют высокие требования к качеству распыливания топлива. При пленочном смесеобразовании в полуразделенной камере в поршне топливные струи направляются на стенки камеры сгорания, омываемые воздушным вихрем.

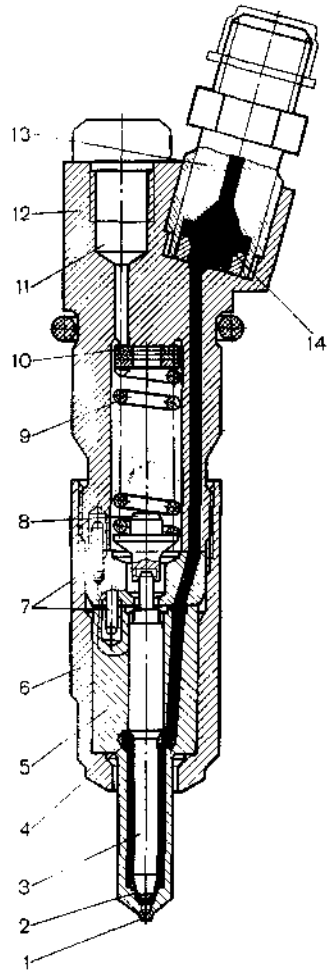


Рис. 101.
Нормальная закрытая форсунка дизеля КамАЗ (8Ч 12/12):

1 — распиливающее отверстие; *2* — запорный конус; *3* — игла; *4* — карман; *5* — распылитель; *6* — накидная гайка; *7* — штифты; *8* — штанга; *9* — запорная пружина; *10* — регулировочная прокладка; *11* — гнездо штуцера слива; *12* — корпус форсунки; *13* — штуцер; *14* — сетчатый предохранительный фильтр

В дизелях с разделенными камерами сгорания устанавливают *клапанные,* или *штифтовые, форсунки,* распыливающие топливо широкой струей, не обладающей большой дальнобойностью (рис. 103). Они имеют лишь одно сопловое отверстие с площадью поперечного сечения, изменяемой по мере движения клапана или штифта форсунки.

Штифтовая форсунка отличается от нормальной закрытой лишь конструкцией сопловой части распылителя 7. Конец штифта имеет обычно заточку в виде двух конусов. При закрытой игле конец *9* штифта выступает относительно торца распылителя 7 на 0,3...0,5 мм, а цилиндрическая часть штифта, расположенная выше заточки, входит в штифтовой канал на 0,3...0,5 мм. Таким образом, для прохода топлива образуется кольцевой канал, площадь поперечного сечения которого необходимым образом меняется по мере подъема иглы. Струя топлива штифтовых форсунок имеет форму полого конуса, что увеличивает поверхность его соприкосновения с воздушным зарядом.

Давление впрыскивания топлива в штифтовых форсунках ниже, чем в нормальных закрытых, но смесеобразование в этом случае в большей мере определяется сильным воздушным вихрем. Установка форсунки с запрессованным в головку *2* цилиндра теплозащитным стаканом *3* имеет целью уменьшение нагрева распылителя. Постоянное перемещение штифта в канале распылителя делает такие форсунки малочувствительными к засорению, поэтому в них не применяют предохранительные фильтры.

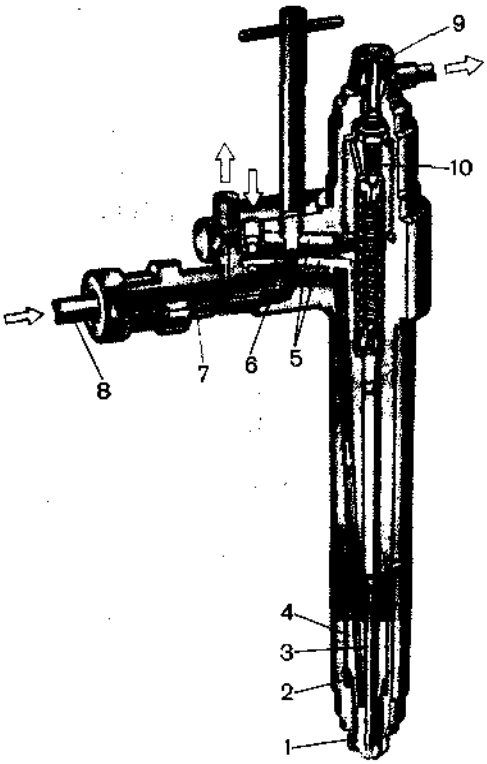


Рис. 102.
Нормальная закрытая форсунка судового дизеля:
1 — полость охлаждения распылителя; *2* — уплотнение; *3* — игла; *4* — распылитель; *5*— каналы охлаждения; *6*— шариковый клапан; *7* — щелевой фильтр; *8* — нагнетательный трубопровод; *9* — штуцер сливной магистрали; *10*— регулировочный винт

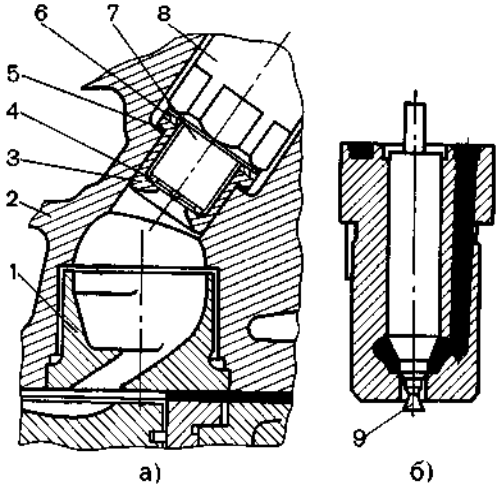


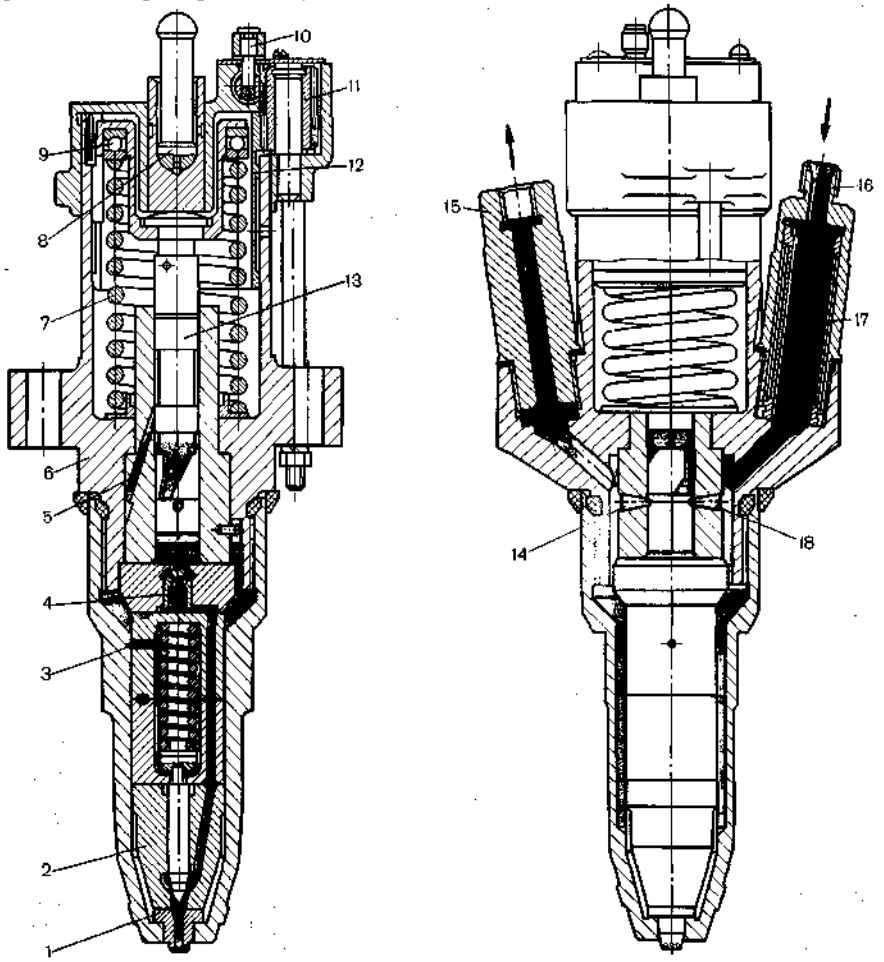
Рис. 103.
Штифтовая форсунка:
а — установка в вихревой камере сгорания; б — распылитель штифтовой форсунки; *1* — жаровая вставка камеры сгорания; *2* — головка цилиндра; *3* — теплозащитный стакан; *4* — прокладка; *5*— медная теплопроводная прокладка; *6* — герметизирующая прокладка; *7* — распылитель; *8* — накидная гайка форсунки; *9* — конец штифта запорной иглы

Насос-форсунка объединяет в одном агрегате насосную секцию и форсунку. Она устанавливается в головке цилиндров и приводится в действие от кулачка распределительного вала, при этом отпадает необходимость в нагнетательном трубопроводе. В настоящее время растет интерес к насосам-форсункам как средству улучшения экономичности дизелей благодаря созданию высокого давления впрыскивания, достигающего 200 МПа.

На рис. 104 представлена насос-форсунка дизеля 6ЧН 30/38 Коломенского тепловозостроительного завода им. В. В. Куйбышева. Топливо поступает в нее через штуцер *16* с щелевым предохранитель-

Рис. 104. Насос-форсунка дизеля 64 Н 30/38:

1 — сопловая вставка; *2* — распылитель; *3* и *5* — дренажные каналы; *4* — цилиндрический нагнетательный клапан; *6* — корпус; *7* — возвратная пружина; *8* — штанга привода; *9* — упорный подшипник; *10* — рейка; *11* — промежуточное зубчатое колесо; *12* — зубчатая втулка; *13* — плунжер; *14* — отсечное окно; *15* — выходной штуцер; *16*—впускной штуцер; *17*—щелевой предохранительный фильтр; *18* — впускное окно



Насос-форсунки благодаря отсутствия промежуточного объем сжимаемого топлива обеспечивает наибольшее давление впрыскивания — до 200 МПа.

ным фильтром *17.* Омывая внутренние детали форсунки, в том числе и распылитель *2,* топливо охлаждает их, а затем отводится через штуцер *15.* Нагнетательный ход плунжер *13* совершает под давлением штанги *8,* соединенной с коромыслом привода. При движении вниз плунжер своей золотниковой частью перекрывает отсечное *14* и впускное *18* окна. Топливо под давлением открывает нагнетательный клапан *4* и иглу распылителя *2,* устремляется в камеру сгорания. Подъем плунжера обеспечивает пружина *7.* Наполнение подплунжерной полости происходит при открытии отсечного и впускного окон под действием перепада давлений благодаря созданному в полости разрежению.

Регулирование подачи насоса-форсунки осуществляется рассмотренным ранее золотниковым насосом (см. рис. 96) путем поворота плунжера вокруг оси с помощью зубчатой втулки *12* (см. рис. 104), промежуточного зубчатого колеса *11* и зубчатой рейки *10.* Для облегчения поворота плунжера пружина *7* опирается на упорный подшипник *9.* Перетекаемое через зазоры в прецизионных парах топливо возвращается в топливную систему через дренажные каналы *3* и *5.* В крупных дизелях экономически более эффективно применение вместо целого распылителя составного с сопловой вставкой и распылителем *2.*

Аккумуляторные топливные системы

В отличие от систем непосредственного впрыскивания в аккумуляторных системах подачей топлива управляет специальный орган, не связанный с движением плунжера насоса высокого давления. Поэтому в них можно обеспечить постоянство или желательное изменение давления в аккумуляторе, а следовательно, давление впрыскивания при изменении режимов работы двигателя. Кроме того, аккумуляторные системы с электрогидроупрявляемыми форсунками позволяют с помощью микропроцессора оптимизировать подачу топлива в соответствии с режимом и условиями работы дизеля.

На рис. 105 представлена схема аккумуляторной топливной системы с электрогидроуправляемыми форсунками. К насосу *6* подается очищенное в фильтрах *2* и *4* топливо под стабильным давлением подкачки, обеспечиваемым подкачивающим насосом *3* и перепускным клапаном *5.* Так как в аккумуляторной системе насос *6* служит лишь для подачи топлива под определенным давлением в аккумулятор, его конструкция значительно проще, чем в системе непосредственного впрыскивания. Аккумулятор *7* сглаживает пульсации давления от работы насоса *6,* давление в нем регулируется дросселем *5* и по условиям безаварийной работы ограничено открытием клапана *8.* В ряде подобных систем, особенно при длинных нагнетательных трубопроводах *10* и высокой рабочей частоте вращения коленчатого вала двигателя, устанавливают непосредственно у форсунки дополнительный аккумулятор *11,* стабилизирующий подачу топлива. На схеме представлена электроуправляемая форсун-

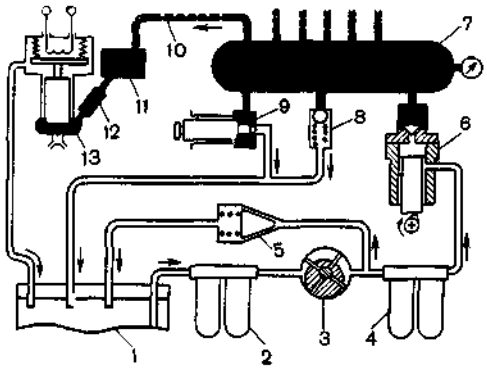


Рис. 105.
Схема аккумуляторной топливной системы с электрогидроуправляемой форсункой:
1 — бак; *2* — фильтр грубой очистки;
3 — подкачивающий насос; *4* — фильтр тонкой очистки; *5* — перепускной клапан;
6 — топливный насос высокого давления;
7 — аккумулятор; *8* — предохранительный стравливающий клапан; *9*—регулирующий дроссель; *10* — нагнетательный трубопровод;
11 — дополнительный аккумулятор;
12 — предохранительный фильтр;
13 — электроуправляемая форсунка

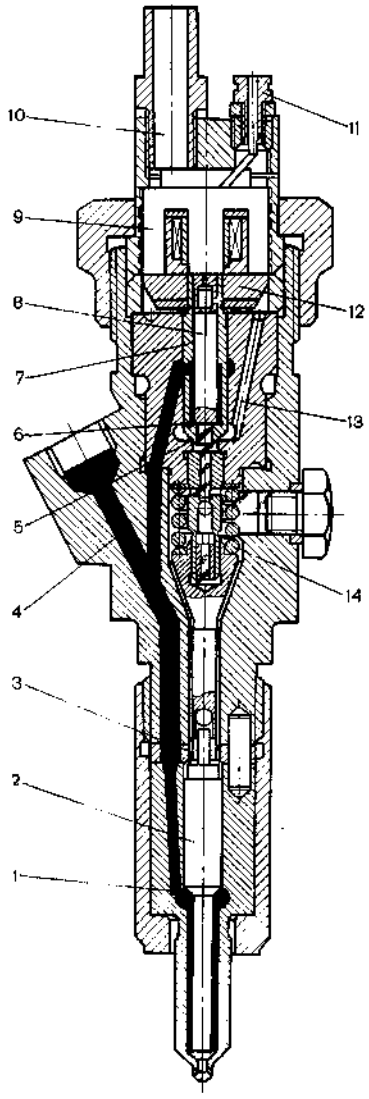


Рис. 106.
Электрогидроуправляемая форсунка аккумуляторной топливной системы:
1 — дифференциальная площадка; *2* — игла; *3* — надыгольная полость; *4* — подводящий канал; 5— запорный конус; *6* — зазор; *7* — клапан; *8* — неподвижный штифт; *9* — электромагнит; *10* и *13* — каналы сливной магистрали; *11* — электроразъем; *12* — якорь; *14* — пружина

ка *13,* игла которой управляется электрическим импульсом. Такая форсунка является важнейшим элементом топливной системы.

Форсунка с электрогидроуправлением впрыскиванием (рис. 106) создана на базе нормальной закрытой форсунки. Топливо из аккумулятора под постоянным давлением подается в канал *4.* В период между впрыскиваниями топлива клапан *7* закрыт, т. е. находится в нижнем положении. При этом высокое давление топлива передается через плоский зазор *6* между неподвижным штифтом *8* и клапаном 7 и ряд соединительных каналов в полость *3* над иглой *2.* Таким образом, высокое давление действует на полную площадь иглы сверху и лишь на дифференциальную площадку *1* иглы снизу. Неуравновешенная гидравлическая сила и сила предварительной затяжки пружины *14* надежно запирают иглу.

В момент начала подачи топлива на обмотку электромагнита *9* поступает управляющий электрический импульс, и его якорь *12* с клапаном 7 поднимаются. При этом выбирается зазор *6* и открывается запорный конус *5.* В результате полость *3* соединяется с каналом *13* сливной магистрали, где давление лишь немногим выше атмосферного. Тогда гидравлическая сила, действующая на дифференциальную площадку *1* иглы, превышает силу затяжки пружины, и игла открывается.

При прекращении питания электромагнита клапан *7* опускается, полость *3* вновь соединяется с каналом *4,* где находится топливо под высоким давле-

В аккумуляторных топливных системах с электрогидравлическими форсунками высокое качество впрыскивания на всех режимах двигателя обеспечивается стабильно высоким давлением топлива и быстрым закрытием иглы благодаряее гидрозапиранию.

нием. В результате появляются значительные усилия, запирающие иглу, и подача топлива быстро прекращается.

Цикловая подача регулируется изменением давления в аккумуляторе и продолжительности впрыскивания топлива.

Применяют также аккумуляторные системы, в которых топливо из аккумулятора подается в нормальные закрытые форсунки традиционной конструкции через механический управляющий орган обычно золотникового типа. Однако наблюдается тенденция замены подобных систем на системы с электрогидравлическими форсунками.

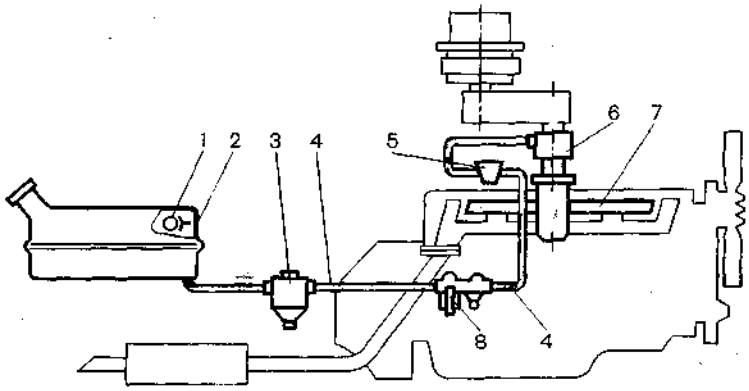
§ 20. Топливные системы двигателей с принудительным воспламенением

Топливная система карбюраторного двигателя

На рис. 107 приведена принципиальная схема топливной системы автомобильного карбюраторного двигателя, работающего на бензине. *Топливный бак 2.* сваренный из листовой стали, оборудован заливной горловиной с сетчатым фильтром, указателем *1* уровня топлива и пробкой с газовоздушным клапаном. На большинстве карбюраторных двигателей для подачи топлива в карбюратор применяют диафрагменные топливоподкачивающие насосы.

Диафрагменный топливоподкачивающий насос (рис. 108) приводится в действие от эксцентрика вала привода масляного насоса с помощью толкателя и рычага *11* механической подкачки топлива с балансиром *10.* Топливо в насос поступает через всасывающий патрубок *3,* проходит через нейлоновый сетчатый фильтр *2* и попадает в нагнетательную полость через всасывающий клапан *5*, откуда подается к карбюратору через нагнетательный клапан *4* и патрубок *1*. Рабочие диафрагмы изготовлены из топливо- и маслостойкого полотна, установлены вместе с тарелками на толкателе *6* и закреплены гайкой. Между рабочей и предохранительной диафрагмами помещены дистанционные прокладки. Для заполнения системы топливом перед пуском дви-

Рис. 107.
Принципиальная схема топливной системы автомобильного карбюраторного двигателя:
1 — указатель уровня топлива; *2* — топливный бак; *3* — топливный фильтр-отстойник; *4* — топливопровод; *5* — фильтр тонкой очистки топлива; *6* — карбюратор; *7* — впускной трубопровод; *8* — топливный насос



Коэффициент избытка воздуха характеризует состав смеси: соотношение в ней топлива и воздуха.

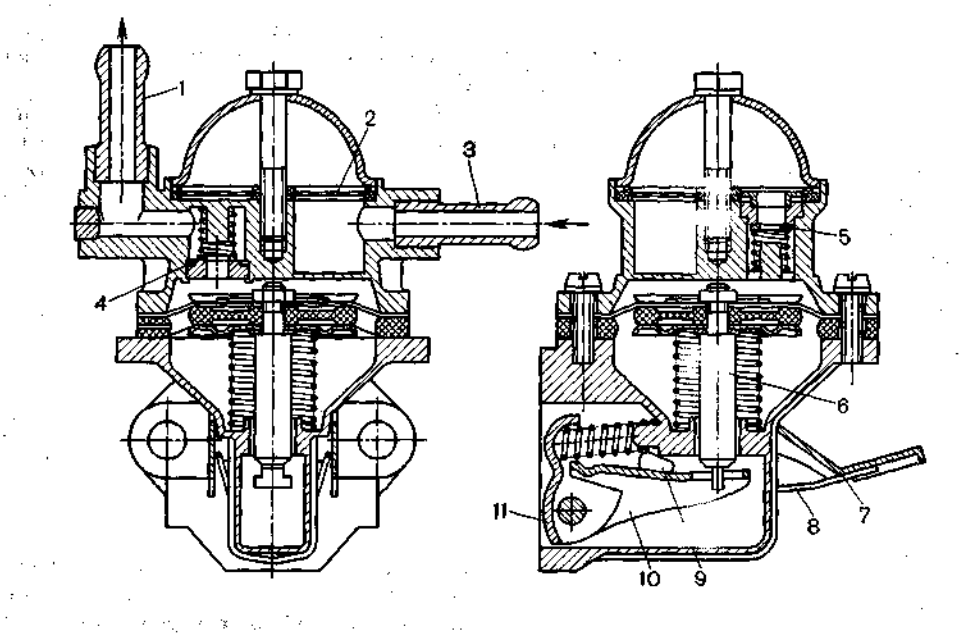


Рис. 108.
Диафрагменный топливоподкачивающий насос карбюраторного двигателя:
1 — нагнетательный патрубок; *2* — сетчатый фильтр; *3* — всасывающий патрубок; *4* — нагнетательный клапан; *5* — всасывающий клапан; *6* — толкатель; *7* — рычаг ручной подкачки; *8* — возвратная пружина; *9* — кулачок; *10* — балансир; *11* — рычаг механической подкачки

гателя служит рычаг *7* с возвратной пружиной *8*.

Топливные фильтры предохраняют топливную систему от загрязнения. Фильтр-отстойник (рис. 109, *а)* грубой очистки топлива от крупных механических частиц состоит из корпуса *1*, несущей крышки и фильтрующего элемента *7* сетчатого или пластинчатого типа. Фильтрующий элемент фильтра тонкой очистки (рис. 109, *б)* — набор мелких сеток или изготовленный из пористого материала — задерживает мелкие механические частицы. При снижении скорости топлива в корпусе фильтра из топлива оседают вода и механические примеси.

Карбюратор — основной элемент топливной системы двигателя — служит для распыливания, частичного испарения и смешения топлива и воздуха; установления состава топливовоздушной смеси в соответствии с режимом работы двигателя; изменения в соответствии с нагрузкой количества топливовоздушной смеси, поступающей в цилиндры двигателя.

По конструкции карбюраторы различают одно- и многокамерные, а также с падающим, восходящим или горизонтальным потоком. Последние позволяют уменьшать высоту двигателя.

По принципу работы карбюраторы делят на поплавковые и беспоплавковые, с всасыванием топлива и впрыскиванием топлива под действием избыточного давления. Наибольшее распространение на современных двигателях получили поплавковые карбюраторы с всасыванием топлива при вакууме, возникающем в суженной части воздушного канала карбюратора — диффузоре вследствие местного повышения скорости потока воздуха.

Основной характеристикой любого карбюратора является изменение коэффициента избытка воздуха в зависимости от вакуума в диффузоре или пропорционального ему массовому расходу воздуха.

В качестве примера рассмотрим карбюратор ВАЗ-2105 (рис. 110), устанавливаемый на двигателе автомобиля ВАЗ-2105 «Жигули».

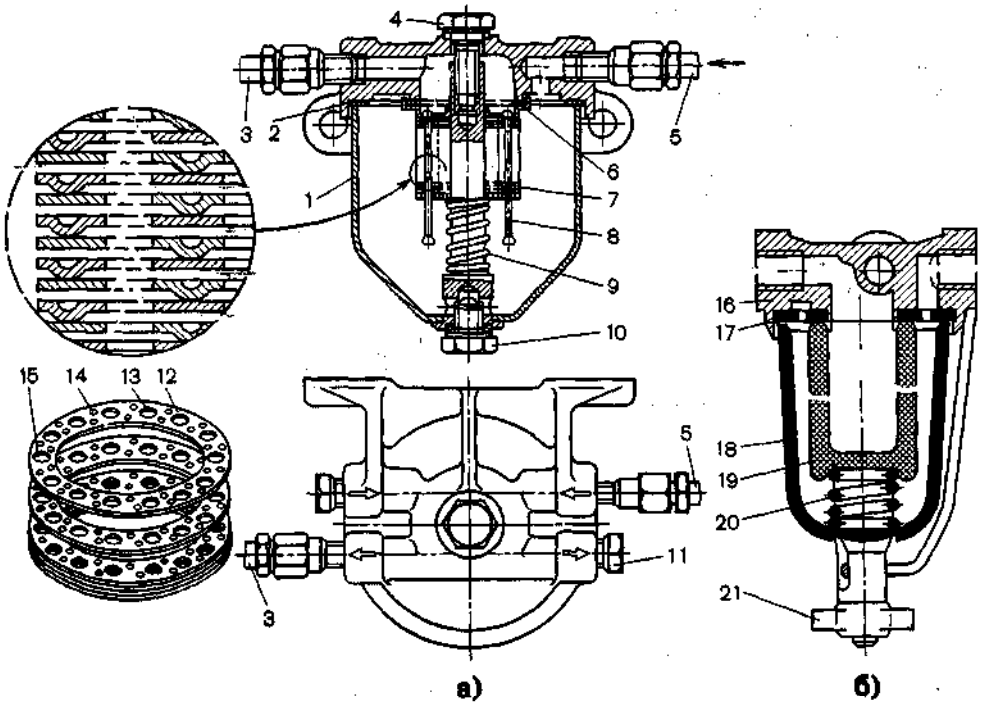


Рис. 109. Топливные фильтры:

а — щелевой фильтр-отстойник грубой очистки; *б* — фильтр тонкой очистки; *1*— корпус фильтра-отстойника; *2, 6 и 17*— уплотнительные прокладки; *3* — топливопровод к топливному насосу; *4* — болт крышки; 5 — топливопровод от топливного бака; *7* и *19* — фильтрующие элементы; *8* — стойка фильтрующего элемента; *9* и *20* — пружины; *10* — пробка сливного отверстия;*11* — заглушка; *12* — пластина фильтрующего элемента; *13* — отверстие в пластине для прохода топлива; *14* — выступы на пластине; *15* — отверстие в пластине для стоек; *16* — корпус фильтра; *18* стакан; *21* — винт крепления стакана

Карбюратор двухкамерный, с последовательным включением камер в работа с падающим потоком, выполнен по классической схеме с пневматическим торможением потока топлива. Дроссельная заслонка *49* основной (первичной) камеры *50* открывается при нажатии на педаль управления заслонкой, а заслонка *53* дополнительной (вторичной) камеры *52* открывается от пневмопривода автоматически. Карбюратор имеет сбалансированную поплавковую камеру, две главные дозирующие системы, диафрагменное пусковое устройство, облегчающее пуск холодного двигателя, эконостат с пневмоприводом, диафрагменный насос-ускоритель с механическим приводом, систему холостого хода, экономайзер принудительного холостого хода, переходную систему.

Карбюратор состоит из трех основных частей, выполненных из цинкового сплава методом литья под давлением: крышки *13,* корпуса *51* поплавковой камеры и корпуса *55* дроссельных заслонок. Между этими частями расположены прокладки *4* и *57.*

Экономайзер и эконостат — дополнительные устройства, обогащающие горячую смесь для получения максимальной мощности двигателя. Эконостат в отличие от экономайзера не имеет клапанов и приводов для управления ими, а момент включения его в работу зависит только от вакуума в устье распылителя.

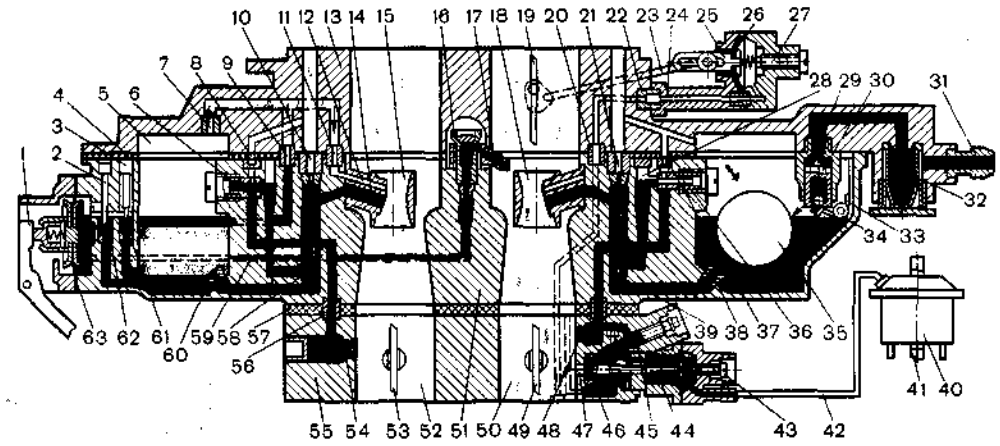


Рис. 110.
Схема карбюратора двигателя автомобиля ВАЗ-2105 «Жигули».

1 — рычаг насоса-ускорителя; *2* — винт регулировки насоса-ускорителя; *3* — пробка обратного клапана; *4 и 57* — прокладки; *5* — поплавковая камера; *6* — топливный жиклер переходной системы дополнительной камеры; *7* — воздушный жиклер эконостата;
9 — топливный жиклер эконостата;
8 — воздушный жиклер переходной системы;
10 — воздушный жиклер главной дозирующей системы дополнительной камеры;
14 — распылитель главной дозирующей системы дополнительной камеры; *11* — эмульсионный жиклер эконостата; *12* — распылитель эконостата; *13* — крышка карбюратора;
15 — малый диффузор дополнительной камеры;
16 — винт-клапан насоса-ускорителя;
17 — распылитель насоса-ускорителя;
18 — малый диффузор основной камеры;
19 — воздушная заслонка;
20 — соединительная втулка; *21* — воздушный жиклер главной дозирующей системы основной камеры; *22* — воздушный жиклер пускового устройства; *23* — тяга воздушной заслонки;
24 — корпус пускового устройства; *25* — шток пускового устройства; *26* — диафрагма пускового устройства; *27* — регулировочный винт пускового устройства; *28* — канал системы холостого хода; *29* — седло игольчатого клапана;
30 — игольчатый клапан; *31* — штуцер подвода топлива; *32* — топливный фильтр;
33 — кронштейн поплавка с упором и язычком;
34 — шарик гасителя колебаний игольчатого клапана; *35* — поплавок; *36* и
37 — соответственно топливный и воздушный жиклеры системы холостого хода; *38* — главный топливный жиклер основной камеры;
39 — эмульсионная трубка основной камеры;
40 — пневмоклапан; *41* — шланг к впускному трубопроводу; *42* — шланг, соединяющий пневмоклапан с полостью экономайзера принудительного холостого хода;
43 — регулировочный винт качества смеси системы холостого хода; *44* — игла экономайзера принудительного холостого хода; *45* — регулировочный винт системы холостого хода;
46 — седло иглы экономайзера;
47 — канал системы холостого хода;
48 — отверстия системы холостого хода; *49* и
53 — дроссельные заслонки; *50* — основная смесительная камера; *51* — корпус поплавковой камеры; *52* — дополнительная смесительная камера; *54* — отверстия переходной системы;
55 — корпус дроссельных заслонок; *56* — втулка каналов переходной системы;
58 — эмульсионная трубка дополнительной камеры; *60* — главный жиклер дополнительной камеры; *59* — канал насоса-ускорителя;
61 — впускной клапан насоса-ускорителя;
62 — перепускной жиклер насоса-ускорителя;
63 — диафрагма насоса-ускорителя

В крышке имеются два разделенных канала основной и дополнительной камер, воздушная заслонка основной камеры с пусковым устройством, игольчатый запорный клапан подачи топлива и фильтр. В корпусе *51* поплавковой камеры установлены все основные дозирующие элементы — жиклеры, эмульсионные труб-

Насос-ускоритель — вспомогательное устройство ,временно обогащающее горючую смесь при резком открытии дроссельной заслоки.

ки *39* и *58,* малые съемные диффузоры *15* и *18,* отлитые вместе с распылителями, а также диафрагменный насос-ускоритель с распылителем *17.* В корпусе дроссельных заслонок находятся заслонки *49* и *53* основной и дополнительной камер, винты *43* и *45* регулировки холостого хода. На оси заслонки *49* основной камеры расположен золотник вентиляции картера. На корпусе дроссельных заслонок крепится экономайзер принудительного холостого хода.

Топливо в карбюратор (в поплавковую камеру) подается насосом через штуцер *31,* фильтр *32* и игольчатый клапан *30.* Шарик *34* гасителя колебаний игольчатого клапана обеспечивает постоянный уровень топлива в камере. Регулировка уровня топлива в камере достигается отгибанием язычка поплавка *35.* Для ограничения хода поплавка служит кронштейн *33* с упором.

Главные дозирующие системы включают в се-бя топливные жиклеры *38* и *60,* эмульсионные колодцы с эмульсионными трубками *39* и *58,* воздушные жиклеры *10* и *21,* малые диффузоры *15 и 18 с* распылителями главных дозирующих систем.

Главная дозирующая система основной камеры *50* обеспечивает работу двигателя в широком диапазоне режимов. При нажатии на педаль управления дроссельной заслонкой открывается заслонка *49* основной камеры, вакуум в распылителе увеличивается, топливо в эмульсионном колодце поднимается и при достижении нижнего ряда отверстий эмульсионной трубки *39* захватывается воздухом, поступающим из эмульсионной трубки через воздушный жиклер *21,* и направляется через распылитель в диффузор.

Главная дозирующая система дополнительной камеры в отличие от основной работает при открытии дроссельной заслонки дополнительной камеры пневмоприводом. Верхняя полость ди-афрагменного механизма пневмопривода соединена воздушными каналами с узкой частью больших диффузоров основной и дополнительной камеры через жиклеры пневмопривода.

При увеличении вакуума в больших диффузорах основной и дополнительной камер диафрагма, преодолевая усилие пружины, перемешает шток пневмопривода и при помощи рычагов открывает дроссельную заслонку дополнительной камеры. Топливо через главный топливный жиклер *60* и эмульсионный колодец вместе с воздухом из воздушного жиклера *10* поступает в распылитель и смесительную камеру

Пневмопривод плавно включает главную дозирующую систему и автоматически регулирует положение заслонки в зависимости от скоростного режима работы двигателя. При полном открытии дроссельной заслонки основной камеры с ростом нагрузки частота вращения коленчатого вала двигателя повышается, а следовательно, вакуум в камерах уменьшается, заслонка дополнительной камеры прикрывается. Основной поток воздуха будет проходить через основную смесительную камеру, улучшая распиливание топлива.

При резком отпускании педали управления дроссельной заслонкой заслонка основной камеры закрывается и рычаг принудительно закрывает дроссельную заслонку дополнительной камеры, предотвращая рост частоты вращения в этот момент.

Возможность возникновения автоколебаний механизма пневмопривода ограничена вследствие соединения полости над диафрагмой с диффузорами дополнительной и основной камер. Отсутствие «провалов» в работе двигателя в начале открытия дроссельной заслонки дополнительной камеры обеспечивает переходная система. В момент открытия заслонки *53* в отверстиях *54* создается вакуум, и топливо из эмульсионного колодца через топливный канал, топливный жиклер *6* переходной системы, смешиваясь с воздухом из жиклера *8,* поступает по эмульсионному каналу в отверстия *54,* обогащая горючую смесь.

Эконостат, имеющий независимое питание из поплавковой камеры, соединен с дополнительной смесительной камерой и вступает в работу при полностью открытых дроссельных заслонках при работе двигателя на скоростных режимах, близких к максимальным.

При открытых дроссельных заслонках значительно повышается вакуум в малом диффузоре и распылителе *12* эконостата. Топливо из поплавковой камеры 5 поступает по каналу через жиклер *9* эконостата в каналы крышки поплавковой камеры. Через воздушный жиклер 7 эконостата к топливу подмешивается воздух. Затем эмульсия поступает по каналу через эмульсионный жиклер *11* эконостата в распылитель *12* и диффузор *15,* обогащая горючую смесь.

Насос-ускоритель диафрагменного типа приводится от кулачка на оси дроссельной заслонки основной камеры. Насос установлен около поплавковой камеры на вертикальном фланце. При резком открытии дроссельной заслонки *49* кулачок нажимает на рычаг *1* и через пружину в толкателе действует на диафрагму *63,* преодолевая сопротивление возвратной пружины. Диафрагма подает топливо по топливному каналу *59,* и оно впрыскивается через

распылитель в основную камеру. Часть топлива перепускается через перепускной жиклер *62* обратно в поплавковую камеру. При обратном ходе диафрагмы под действием возвратной пружины топливо из поплавковой камеры засасывается через жиклер *62* и впускной клапан *61* в насос-ускоритель. Профиль кулачка обеспечивает двойное впрыскивание; второе впрыскивание совпадает с началом открытия дроссельной заслонки дополнительной камеры.

Система холостого хода включает в себя топливный и эмульсионный каналы, жиклеры *36* и *37,* экономайзер с иглой *44,* регулировочные винты *43* и *45,* пневмоклапан *40,* соединенный воздушными шлангами с экономайзером и впускным трубопроводом.

При работе двигателя на режиме холостого хода дроссельная заслонка *49* основной камеры прикрыта, отверстия *48* располагаются выше заслонки, пневмоклапан *40* с электронным управлением открыт, вакуум из впускного трубопровода передается в полость диафрагмы экономайзера. Регулируемое сечение канала *47* под действием диафрагмы экономайзера открыто. Вакуум за дроссельной заслонкой *49* передается через это отверстие по эмульсионным каналам к топливному жиклеру *36* системы холостого хода.

Топливо под действием перепада давлений вытекает через топливный жиклер, смешивается с воздухом, поступающим через воздушный жиклер *37* системы холостого хода, проходит по эмульсионному каналу, где к нему вновь подмешивается воздух через отверстия *48.* Затем эмульсия попадает под регулировочный винт *43* качества смеси, под иглу *44* экономайзера и за дроссельную заслонку. Часть эмульсии поступает через жиклер по каналу, минуя винт качества смеси, в результате чего уменьшается чувствительность регулировки винта качества и облегчается процесс регулировки хода. Наличие отверстий *48* обусловливает отсутствие провалов в работе двигателя в момент открытия дроссельной заслонки, когда через них также поступает эмульсия. Экономайзер принудительного холостого хода отключает подачу топлива при раобте двигателя на режиме принудительного холостого хода, исключая выбросы в атмосферу оксида углерода и углеводородов.

При открытии дроссельной заслонки основной камеры рычаг привода освобождает рычажок микропереключателя, который подает напряжение на пневмоклапан. Одновременно напряжение на пневмоклапан подает и электронный блок управления. При достижении частоты вращения 1600... 1680 об/мин электронный блок отключается, но пневмоклапан остается включенным благодаря микропереключателю. На режиме принудительного холостого хода резко закрывается дроссельная заслонка, рычаг привода нажимает на рычажок микропереключателя и включает его. В результате пневмоклапан отключается, и игла *44* экономайзера закрывает выход эмульсии. После снижения частоты вращения до 1200...1260 об/мин включается электронный блок управления, вновь открывается пневмоклапан, и двигатель начинает работать. При выключении зажигания отключается питание электрическим током, пневмоклапан закрывается и прекращается подача эмульсии под иглу экономайзера принудительного холостого хода.

Пневмоклапан с электромагнитным управлением открывается при подаче тока в обмотку.

Система холостого хода обеспечивает устойчивую и экономичную работу двигателя при пониженной частоте вращения без внешней нагрузки.

На современном карбюраторе должен быть только один регулировочный винт для эксплуатационной регулировки, при помощи которого изменяют минимальную частоту вращения коленчатого вала.

На режимах принудительного холостого хода частота вращения вала двигателя поддерживается за счет кинетической энергии автомобиля (движение автомобиля под уклон, торможение двигателем и др.).

Микропереключатель, прикрепленный к карбюратору винтами, выключается рычагом управления дроссельными заслонками (при опущенной педали).

Пусковое устройство обеспечивает пуск холодного двигателя. Устройство состоит из воздушной заслонки *19* над основной камерой, трехплечего рычага привода воздушной заслонки, телескопической тяги, тяги привода дроссельной заслонки и диафрагменного пускового устройства. Рычаг соединен" тягой с кнопкой ручного управления, расположенной в салоне автомобиля под панелью приборов.

При вытягивании кнопки трехплечий рычаг, поворачиваясь вокруг оси, через тягу приоткрывает дроссельную заслонку основной камеры. Телескопическая тяга действует на рычаг воздушной заслонки и закрывает ее. Тяга *23,* соединенная с рычагом воздушной заслонки, перемещается по пазу штока *25* и занимает крайнее левое положение. При первых вспышках в цилиндрах двигателя и последующей работе на режиме холостого хода вакуум задроссельного пространства по воздушному каналу передается в полость диафрагменного механизма. Диафрагма *26,* действуя на шток *25.* тягу *23* и рычаг, приоткрывает воздушную заслонку, обеспечивая необходимый состав горючей смеси. Пружина в телескопической тяге позволяет воздушной заслонке принимать промежуточные положения в зависимости от степени вакуума в задроссельном пространстве. По мере прогрева двигателя воздушная заслонка открывается вручную кнопкой из салона автомобиля.

В карбюраторных двигателях применяют карбюраторы и других типов, отличающихся конструкцией, способами компенсации состава смеси и составом вспомогательных устройств, улучшающих характеристики двигателя. В частности, применяется компенсация состава смеси с помощью компенсационного топливного жиклера; вводом добавочного воздуха; регулированием площади поперечного сечения главного жиклера; регулированием проходного сечения диффузоров.

Неполное испарение топлива в карбюраторе вызывает образование топливной пленки на стенках впускного трубопровода. Это приводит к неравномерному распределению топлива по цилиндрам двигателя, снижает его экономичность и мощность, увеличивает токсичность выпускных газов.

Для предотвращения попадания топливной пленки в цилиндры применяется подогрев топливовоздушной смеси во впускном трубопроводе выпускными газами или нагретой в системе охлаждения двигателя водой. Принимают также и другие меры предотвращения образования топливной пленки.

Кроме рассмотренных вспомогательных устройств, современные карбюраторы оснащены рядом других. Для обеспечения нормального пуска горячего двигателя устанавливают клапаны для перепуска топлива, а также клапаны разбалансировки поплавковой камеры.

Карбюраторы двигателей, работающих в высокогорных условиях, а также авиационных двигателей оборудуют высотными корректорами.

Карбюраторы часто имеют ограничители максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя, автоматические пусковые устройства и системы, обеспечивающие уменьшение выброса двигателем токсичных веществ.

Топливная система двигателя с впрыскиванием топлива

В автомобильных двигателях с принудительным воспламенением применяют так-

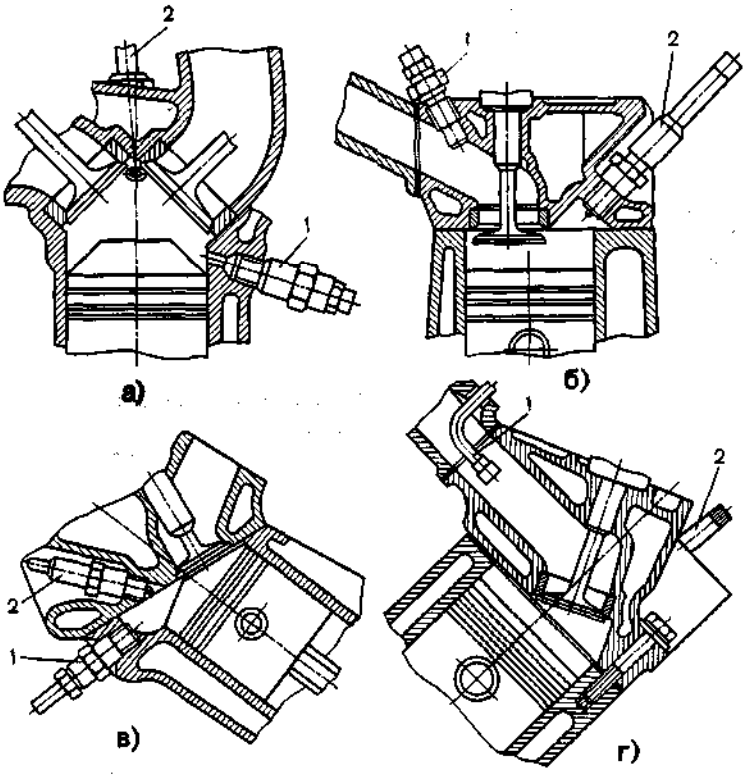
Для обеспечения надежного пуска двигателя необходимо в его цилиндры подавать сильно обогащенную горючую смесь.
С помощью воздушной заслонки регулируют вакуум в смеси тельной камере карбюратора.

же системы с впрыскиванием топлива непосредственно в цилиндр или во впускной трубопровод двигателя. В этом случае вследствие отсутствия карбюратора понижается сопротивление впускной системы, повышается равномерность распределения топлива по цилиндрам и уменьшается неоднородность топливовоздушной смеси, поступающей в цилиндры двигателя. Это позволяет повысить степень сжатия, а следовательно, литровую мощность и экономичность двигателя. В двухтактных двигателях и двигателях с наддувом при такой организации подачи топлива снижаются потери смеси на продувку цилиндров.

Системы впрыскивания бензина более сложны, чем карбюраторные, ввиду наличия большого числа подвижных элементов и малой смазывающей способности бензинов и, кроме того, требуют более квалифицированного обслуживания и эксплуатации.

В настоящее время впрыскивающие топливные системы классифицируют по

Рис. 111.
Расположение форсунок в зависимости от места подвода бензина:
а и *б* — впрыскивание в цилиндр; *в* и *г* — впрыскивание в воздушный трубопровод; *1* — форсунка; *2* — свеча зажигания



Впрыскивание топлива через форсунки позволяет повышать степень сжатия, равномерность распределения топлива по цилиндрам, их наполнение, а следовательно, увеличивать мощность и экономичность двигателя и уменьшить токсичность продуктов сгорания.

различным признакам, а именно; по месту подвода топлива (в цилиндры или впускные трубопроводы); по способу подачи топлива (с периодическим и непрерывным впрыскиванием топлива); по типу узлов, дозирующих топливо (с дозирующими плунжерными насосами, дозирующими распределителями клапанного и золотникового типа, дозирующими Форсунками с электромагнитным и электронным управлением, системы с регулируемым давлением топлива); по способу регулирования количества смеси (с пневматическим, механическим и электронным регулированием); по основным параметрам регулирования состава смеси (разрежению во впускной системе, углу поворота дроссельной заслонки, часовому расходу воздуха).

На рис. 111 показаны варианты расположения форсунок *1* для впрыскивания бензина. При впрыскивании бензина в цилиндр топливная система по принципу подачи топлива и конструкции элементов аналогична топливной системе дизеля, которая будет рассмотрена ниже. Во впускной трубопровод бензин впрыскивается под низким давлением (0,15. .0,2 МПа), что позволяет для создания давления в системе использовать непрецизионные топливные насосы (шестеренные, коловратные).

Для дозирования и распределения топлива по форсункам в этих системах применяют вращающиеся распределители (рис. 112). Золотник *1* распределителя вращается в корпусе *2*. Топливо поступает к распределителю по каналам *3* и *4* и затем по каналам *5* и *6* — к форсункам. Внутри вращающегося золотника находится плунжер *8*. свободно перемещающийся под давлением топлива. Его перемещение ограничено упорами *7* и *9*.

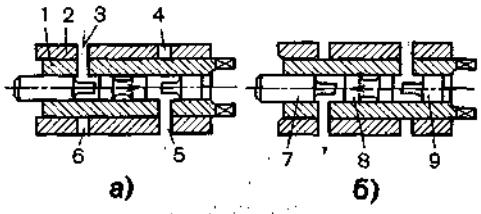


Рис. 112.
Схема вращающегося дозирующего распределителя топлива

Топливо, движущееся под давлением по каналу *3* (рис. 112, а), перемещает плунжер вправо, вследствие чего топливо из правой полости золотника по каналу *5* подается к первой форсунке. При повороте золотника на 180 ° происходит аналогичное перемещение плунжера в противоположную сторону и впрыскивание топлива через вторую форсунку (рис. 112, *б)*. Для четырехцилиндрового двигателя цикл необходимо осуществлять каждые 90° поворота золотника. Уменьшение или увеличение подачи топлива в этом распределителе осуществляется изменением положения упоров *7* и *9*. Применение дозаторов-распределителей обеспечивает высокую равномерность распределения топлива по форсункам и по циклам.

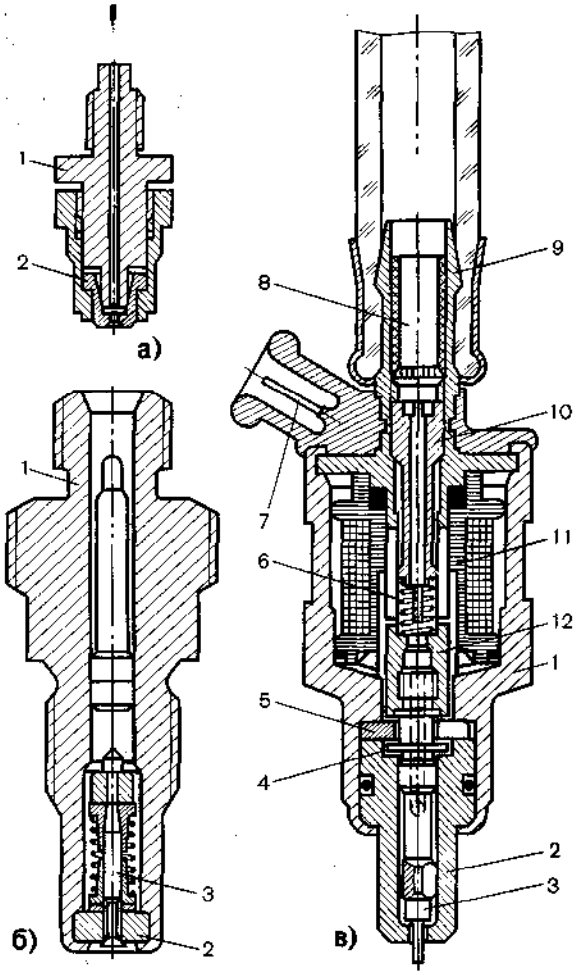
Для впрыскивания топлива применяют открытые и закрытые форсунки, с клапанным гидравлическим или электромагнитным приводом (рис. 113).

Электромагнитные форсунки, используемые в системах с периодическим впрыскиванием топлива при низком давлении, позволяют применять электронную систему управления топливной системой, что создает условия для оптимизации параметров подачи топлива по большому числу факторов в широком диапазоне режимов работы двигателя.

Применяют непрерывное впрыскивание топлива во впускной трубопровод, периодическое впрыскивание во впускные патрубки каждого цилиндра перед открытием впускных клапанов, а также периодическое групповое впрыскивание одновременно через форсунки нескольких цилиндров.

На рис. 113, *в* показана схема закрытой форсунки с электромагнитным приводом. Дозирование топлива при применении этих форсунок достигается регулированием длительности импульсов тока, управляющего электромагнитным клапаном форсунки. При постоянной длительности открытия электромагнитного клапана дозирование топлива осуществляется регулированием давления в системе.

Рис. 113.
Форсунки:
а — открытая; *б* — закрытая клапанная с гидроприводом, *в* — закрытая штифтовая с электромагнитным приводом; *1* — корпус форсунки; *2* — распылитель; *3* — клапан; *4* — упорный бурт; *5* — упорная шейка; *6* — пружина клапана; *7*— выключатель; *8*— предохранительный фильтр; *9*— штуцер; *10* — регулировочный винт пружины; *11* — сердечник электромагнита; *12* — якорь электромагнита



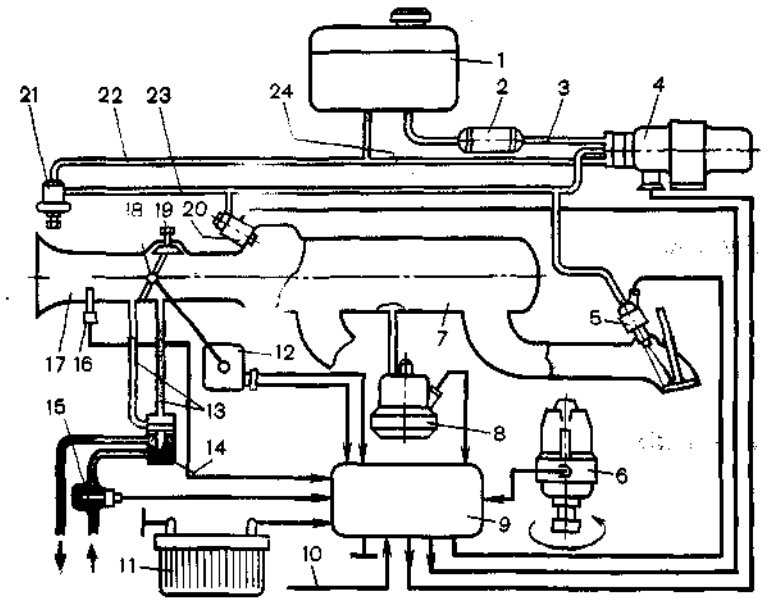
Средний диаметр капель топлива обычно не превышает 50 мкм.

На рис. 114 приведена схема топливной системы с электронным управлением для периодического впрыскивания топлива во впускной трубопровод двигателя. Топливо подается в магистраль *23* топливным насосом *4,* в который оно поступает по трубопроводу *3* из топливного бака *1* через фильтр *2.* Постоянное давление топлива в системе (0,2 МПа) поддерживается редукционным клапаном *21,* перепускающим топливо в бак *1* по трубопроводу *22.* Циркуляция топлива в системе позволяет избежать образования паровых пробок.

Из топливной магистрали топливо поступает к форсункам *5* с электромагнитным приводом, установленным в патрубках перед впускными клапанами При повышении давления в системе выше допустимого (0,25 МПа) топливо перепускается в бак *1* по трубопроводу *24.*

Расход воздуха регулируется дроссельной заслонкой *18,* расположенной во впускной трубе *7.* Электроснабжение электронной системы осуществляется от аккумуляторной батареи *11* и включается замком зажигания. Управляющие импульсы тока подаются на форсунки *5* от электронного блока *9* формирования управляющих импульсов при замыкании контактов датчика *6* частоты вращения и определенных углах поворота коленчатого вала двигателя. Длительность управляющих импульсов корректируется в зависи-

Рис. 114.
Схема топливной системы с электронным управлением для периодического впрыскивания топлива во впускной трубопровод:
1 — топливный бак; *2* — фильтр;
3 — трубопровод; *4* — топливный насос;
5 — форсунка с электромагнитным приводом;
6 — датчик частоты вращения; *7* — впускная труба; *8* — датчик разрежения во впускном трубопроводе; *9* — электронный блок формирования управляющих импульсов;
10 — провод ключа зажигания;
11 — аккумуляторная батарея; *12* — регулятор подачи дополнительного воздуха;
13 — соединительные каналы; *14* — датчик положения дроссельной заслонки; *15* — датчик температуры охлаждающей воды; *16* — датчик температуры поступающего воздуха;
17 — впускной патрубок; *18* — дроссельная заслонка; *19* — регулировочный винт воздушного канала холостого хода;
20 — пусковая электромагнитная форсунка;
21 — редукционный клапан; *22* и
24 — возвратные трубопроводы;
23—топливная магистраль



мости от температуры охлаждающей воды (датчик *15)* и температуры поступающего воздуха (датчик *16).*

Экономайзерный эффект достигается применением диафрагменного устройства в датчике *8,* изменяющего характеристику датчика при изменении степени вакуума во впускном трубопроводе. В датчике *14* имеется контактная пара, подающая сигнал отключения подачи топлива при закрытии дроссельной заслонки. Отключение системы происходит также при повышении частоты вращения вала двигателя выше установленной нормы. Для обеспечения устойчивого режима холостого хода двигателя предусмотрено регулирование количества воздуха, поступающего в топливную систему, в зависимости от температуры жидкости в системе охлаждения двигателя. Для этой цели служит регулятор *12* подачи дополнительного воздуха, соединенный с впускной системой каналами *13.* Пусковая электромагнитная форсунка *20* установлена во впускном трубопроводе.

Топливные системы с электронным управлением впрыскивания топлива весьма перспективны. При их применении высокая экономичность двигателей обеспечивается в широком диапазоне режимов вследствие возможности оптимизации подачи топлива по многим параметрам, в том числе и по токсичности выпускных газов.

§ 21. Топливные системы газовых двигателей

Природный газ в *газовые двигатели* стационарных и транспортных энергетических установок поступает непосредственно из магистральных газопроводов с давлением 5,4...7,4 МПа.

Для питания стационарных двигателей газообразным топливом из газопроводов высокого давления на магистрали, идущей от газопровода к двигателю, размещают дросселирующее устройство для снижения давления газа. Перед смесительными органами двигателя помещают регулятор давления газа, который автоматически поддерживает заданное давление газа независимо от его расхода двигателем.

На автомобильных газовых заправочных станциях природный газ, поступающий из магистральных газопроводов, после очистки и сушки сжимается до 20 МПа и поступает для заправки газовых баллонов транспортных установок. Вследствие больших изменений давления газа и его расхода в газовых двигателях транспортных установок на пути газа от баллонов к двигателю устанавливают редуктор, снижающий давление газа перед смесительными устройствами. Этот редуктор представляет собой автоматический регулятор давления газа. Он отличается от регулятора давления газа, используемого в системе питания стационарного двигателя, лишь более высокой степенью снижения давления газа. В зависимости от числа элементов, в которых происходит последовательное снижение давления газа, различают одно-, двух- и многоступенчатые редукторы.

Для двигателей транспортных установок можно использовать газ среднего и низкого давления, получаемый на газораспределительных станциях конечных участков газопроводов. Эти станции предназначены для снижения давления газа перед его подачей в городскую сеть. В этом случае запас топлива в баллонах будет меньше, соответственно уменьшится и пробег транспортной установки.

В местах, удаленных от магистральных газопроводов, а также в сельской местности доставка топлива для транспортных установок осуществляется передвижными автогазозаправщиками, которые перевозят газ в баллонах при давлении 32 МПа.

Основной задачей системы подачи топлива в газовых двигателях является обеспечение оптимального соотношения между количеством воздуха и топлива на всех режимах работы.

Применение сжиженного природного газа характерно для главных газожидкостных двигателей судов метановозов, перевозящих газ в сжиженном состоянии в теплоизолированных емкостях. Ежедневно количество испарившегося перевозимого газа вследствие естественного нагрева составляет 0,09...0,25 % общего количества. Во избежание повышения давления в емкостях пары газа должны удаляться. Этого количества газа вполне достаточно для работы главных двигателей на полной мощности. При отсутствии газа двигатель автоматически переключается на жидкое топливо.

В газовых двигателях так же, как и в двигателях, работающих на жидком топливе, может быть осуществлено внешнее или внутреннее смесеобразование.

В зависимости от типа и назначения газового двигателя применяют, как и в двигателях, работающих на жидком топливе, количественное, качественное и смешанное регулирование.

Наибольшее распространение получило *смешанное регулирование,* при котором в области больших нагрузок мощность двигателя меняется в результате изменения качества горючей смеси, а в области малых нагрузок регулирование осуществляется изменением количества свежего заряда постоянного состава, поступающего в цилиндры двигателя.

К смесительным устройствам и газовым клапанам газообразное топливо подводится под давлением, которое зависит от способа смесеобразования и схемы регулирования двигателя.

Для *двигателей с внешним смесеобразованием* без наддува газ поступает к смесительным устройствам под давлением, возможно близким к атмосферному. Только в этом случае предотвращается утечка газа во внешнюю среду и проникновение воздуха в газопровод. При избыточном давлении происходит утечка газа, а в случае наличия вакуума в газопроводе образование горючей смеси из газа и воздуха может привести к взрыву.

В *двигателях с внутренним смесеобразованием* без наддува, а также в двигателях с любым смесеобразованием, но с наддувом газ подводится к газовому клапану под давлением, несколько превышающим давление продувки или наддува.

Давление газа перед смесительными устройствами при *количественном регулировании* должно поддерживаться постоянным независимо от его расхода, при *качественном регулировании* —изменяться по установленному закону. Эту задачу выполняют автоматические регуляторы давления газа, которые установлены на входе в газовый трубопровод двигателя.

Внешнее смесеобразование

Условия образования горючей смеси в газовых двигателях с внешним смесеобразованием более благоприятны, чем в двигателях, работающих на жидком топливе, так как газообразное топливо и воздух находятся в одном агрегатном состоянии, что позволяет использовать в газовых двигателях более простые смесительные устройства.

Смесеобразование осуществляется в газовоздушном смесителе или смесительном клапане, назначение которых состоит в тщательном перемешивании газа и воздуха в определенной пропорции. Смесительные устройства обычно выполняют функции органов регулирования двигателя.

В быстроходных газовых четырехтактных двигателях малой мощности хорошее смесеобразование благодаря высокой скорости воздуха и газа достигается в простейших *газовоздушных смесителях.* Простейший газовоздушный смеситель представляет собой обычный тройник, к одному из отверстий которого подводится газ, к другому — воздух, а из третьего газовоздушная смесь поступает в цилиндры двигателя. Смесители такого типа делают с большими проходными сечениями и малым гидравлическим сопротивлением.

В многоцилиндровых двигателях малой мощности обычно устанавливают один общий смеситель, питающий газовоздушной смесью все цилиндры двигателя

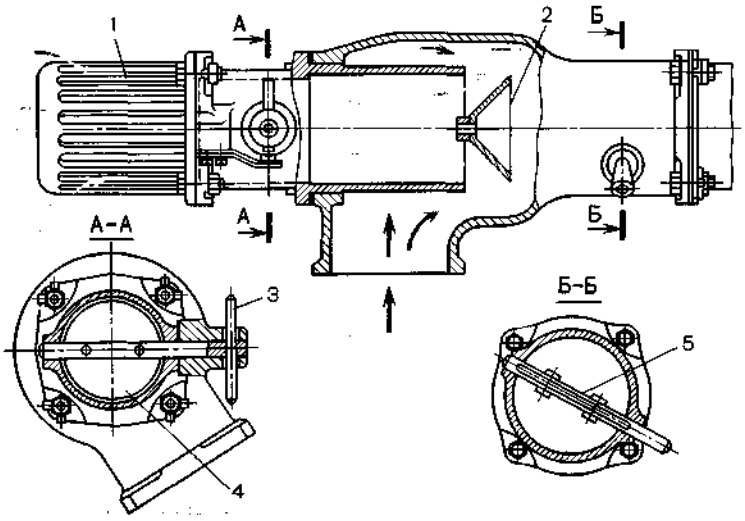


Рис. 115.
Газовоздушный смеситель двигателя Д6ГД:
1 — воздушный фильтр; *2* — конический отражатель; *3* — регулировочная ручка воздушной заслонки; *4* — воздушная заслонка; *5* — газовоздушная заслонка

(рис. 115). Количество горючей смеси, поступающей в цилиндры при различных режимах работы двигателя, и соотношение в ней газа и воздуха (качество смеси) регулируют заслонками, расположенными в патрубках смесителя. Управление газовоздушной заслонкой *5*, регулирующей количество поступающей в цилиндры свежей смеси, осуществляется автоматически от регулятора частоты вращения коленчатого вала двигателя. Регулятор при помощи тяг и рычагов связан с валиком газовоздушной заслонки. Управление воздушной *4* и газовой заслонками, регулирующими качество смеси, производится вручную.

Для лучшего перемешивания газа с воздухом и получения более равномерного состава смеси в цилиндрах в некоторых конструкциях газосмесительных устройств газовый поток разделяют на отдельные струи с помощью отверстий в диффузоре *6* (рис. 116).

Качественное и количественное регулирование горючей смеси в газовоздушном смесителе осуществляется воздушной и газовоздушной заслонками.

Для обогащения горючей смеси, необходимого при работе двигателя с полной (номинальной) нагрузкой, в конструкции смесителя имеется дозирующее обогатительное устройство. Вакуумная полость *А* экономайзера соединена с впускным трубопроводом двигателя за газовоздушной заслонкой (на рис. 116 не показано). При работе на частичных нагрузках, когда при прикрытой газовоздушной заслонке создается относительно высокий вакуум во впускном трубопроводе, мембрана *11* вследствие разности давлений в полостях *А* и *Б* сжимает пружину *9* и удерживает клапан *10* экономайзера в закрытом положении. Газ поступает в диффузор смесителя через отверстие, соответствующее экономичной регулировке шайбы *3*. При полном открытии газовоздушной заслонки, когда вакуум во впускном трубопроводе относительно низкий, пружина *9* отжимает мембрану *11* вверх и открывает клапан *10* экономайзера. В диффузор поступает дополнительное количество газа через отверстие, соответствующее мощностной регулировке шайбы *2*.

В газовых двигателях средней и большой мощности необходимо перемешивать значительные объемы газа и воздуха. При

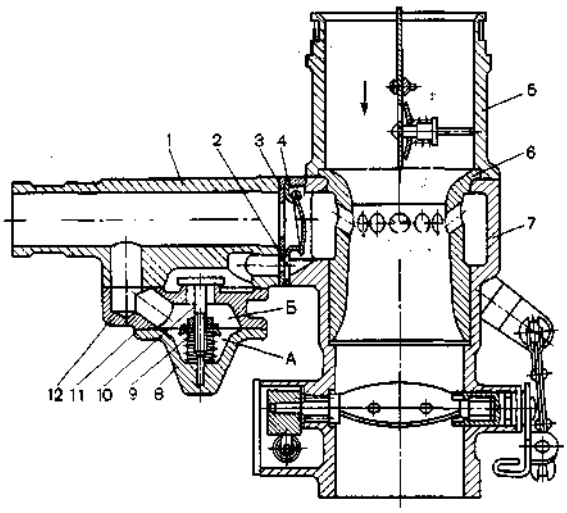


Рис. 116.
Газовоздушный смеситель автомобильного типа:
А — вакуумная полость экономайзера; *Б* — газовая полость экономайзера; *1* — входной патрубок для газа; *2* — дозирующая шайба; *3* — дозирующая шайба для режимов частичных нагрузок; *4* — обратный клапан; *5* — корпус воздушной горловины; *6* — диффузор с отверстиями для выхода газа; *7* — корпус смесительной камеры; *8* — крышка экономайзера; *9* — пружины; *10* — клапан экономайзера; *11* — мембрана; *12* — корпус экономайзера

использовании одного газового смесителя для питания многоцилиндрового двигателя трудно сохранить одинаковое наполнение цилиндров вследствие различия сопротивлений при впуске, а также одинаковый состав смеси ввиду изменения его во впускном трубопроводе. Нагрузка по цилиндрам двигателя в этом случае распределяется неравномерно. При неправильно отрегулированном составе смеси, при неполадках в работе органов газораспределения двигателя возрастает опасность взрыва горючей смеси во впускной системе, который может привести к аварии.

Для более равномерного распределения нагрузки по цилиндрам и предотвращения случайных взрывов во впускной системе уменьшают объем горючей смеси, приближая смесительные устройства к впускным клапанам двигателя. Поэтому для многоцилиндровых двигателей средней и большой мощности применяют специальные *клапаны-смесители* или *индивидуальные смесители,* устанавливаемые на каждый цилиндр отдельно.

В клапане-смесителе (рис. 117) смешение газа и воздуха осуществляется над головкой впускного клапана *1,* который приводится в действие обычным способом при помощи рычага и штанги с толкателем от кулачка распределительного вала. На стержень впускного клапана посажен газовый клапан *2,* отжимаемый вверх пружиной *3* и перекрывающий отверстие для прохода газообразного топлива. При нажатии рычага на стержень впускного клапана он начинает открываться, и в цилиндр поступает только воздух. При дальнейшем открытии клапана упорное кольцо *4* на стержне открывает газовый клапан *2,* и в цилиндр поступает смесь газа и воздуха, образующаяся непосредственно перед впускным клапаном. Запаздывание открытия газового клапана определяется величиной зазора (в существующих конструкциях 1...4 мм) между уступом и газовым клапаном. Порядок закрытия клапанов обратный, т. е. сначала закрывается газовый клапан, а затем впускной. При

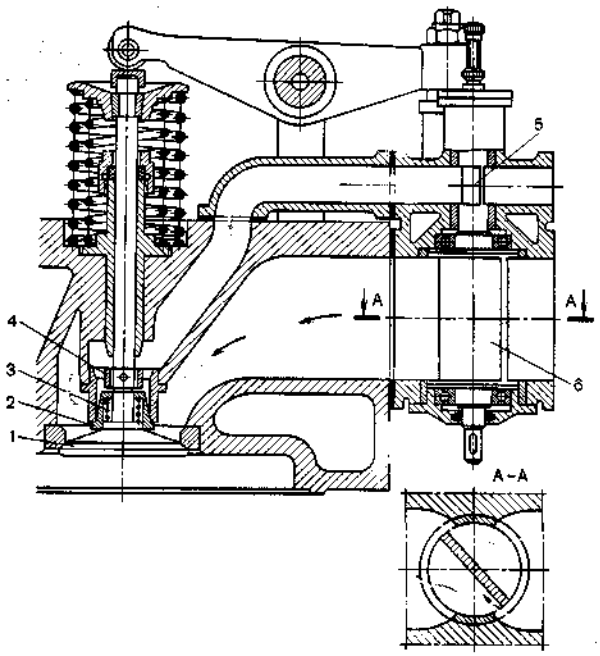


Рис. 117. Клапан-смеситель:
1 — впускной клапан; *2*— газовый клапан; *3* — пружина; *4* — упорное кольцо; *5* и *6* — дроссельные заслонки

таком способе наполнения цилиндра свежей смесью исключается возможность обратной вспышки, так как в начале наполнения в цилиндр поступает только воздух, обеспечивающий его продувку, а не горючая смесь и, следовательно, она не может воспламениться от догорающих в цилиндре газов.

Внутреннее смесеобразование

Внутреннее смесеобразование используют для двух- и четырехтактных двигателей с наддувом и без наддува для исключения потерь газа во время продувки. В двигателях с внутренним смесеобразованием в крышке каждого цилиндра необходимо установить дополнительный клапан для ввода газообразного топлива и использования системы качественного регулирования. Газовый клапан приводится в действие механическим либо гидравлическим способом. В последнем случае управляющий гидравлический насос под воздействием регулятора частоты вращения изменяет ход газового клапана в зависимости от нагрузки двигателя.

Хорошее смешение газов и воздуха при внутреннем смесеобразовании в двухтактных двигателях возможно лишь при условии впуска газа в начале хода сжатия под давлением, превышающим давление продувочного воздуха. Ограниченное время, отводимое на процесс смесеобразования, не позволяет получить однородную (по составу) смесь, как при внешнем смесеобразовании. Поэтому полнота сгорания в двигателях при внутреннем смесеобразовании несколько ниже, чем при внешнем.

На рис. 118 показана схема управления газожидкостного четырехтактного двигателя метановоза. Испарившийся сжиженный газ под давлением 0,3 МПа через отдельный газовпускной клапан *3* в крышке двигателя поступает в цилиндр в про-

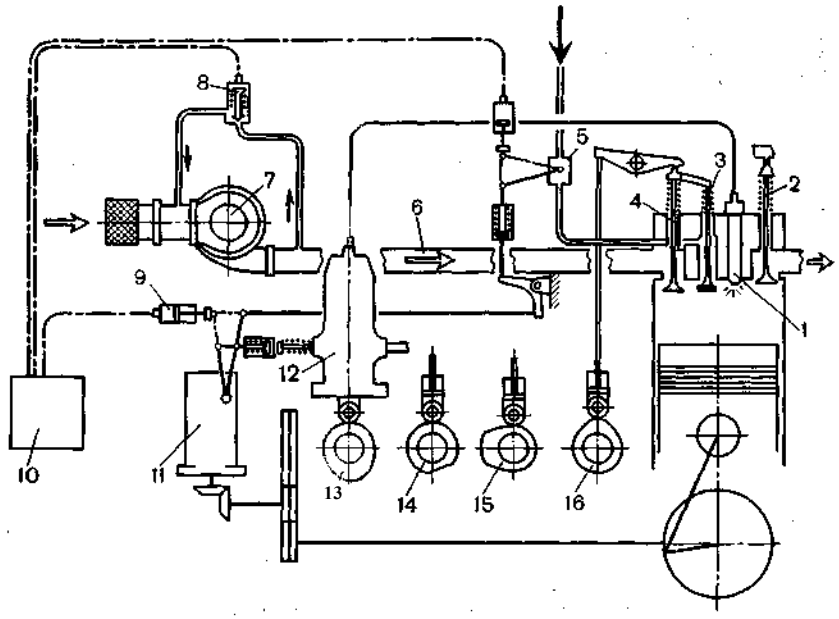


Рис. 118.
Схема управления судового газожидкостного двигателя 12ЧН 57/62 (PC4-2V) фирмы СЕМТ-Пильстик:
1 — форсунка; *2* — выпускной клапан; *3* — газовпускной клапан; *4* — клапан впуска воздуха; *5* — клапан регулирования подачи газа; *6* — коллектор наддувочного воздуха; *7* — турбокомпрессор; *8* — перепускной воздушный клапан; *9* — ограничитель подачи жидкого топлива; *10* — блок электронного управления; *11* — регулятор частоты вращения; *12* — топливный насос; *13* — кулачок топливного насоса; *14* — кулачок привода пускового клапана; *15* — кулачок выпускного клапана; *16* — кулачок впускных клапанов

цессе наполнения. Газовпускной клапан *3* приводится в действие механическим способом. Клапан *4 впуска воздуха открывается* с некоторым опережением относительно газовпускного клапана, чтобы предупредить обратные вспышки газа. Поступающий сначала воздух продувает цилиндр, снижает температуру остаточных газов. Газ и воздух перемешиваются и в конце процесса сжатия в газовоздушную смесь впрыскивается небольшое количество жидкого топлива, смесь паров которого с воздухом обладает более низкой температурой воспламенения по сравнению с газовоздушной смесью. Воспламеняясь, факел жидкого топлива образует в объеме газовоздушного заряда мощный многоочаговый источник зажигания и турбулизации, достаточный для воспламенения и эффективного сгорания бедных газовоздушных смесей. Остальные процессы в газожидкостном двигателе происходят так же, как и у дизеля. Минимальное количество жидкого топлива, необходимого для устойчивого воспламенения и сгорания газовоздушной смеси, составляет 10 % общего количества, потребляемого дизелем. Регулирование состава смеси осуществляется возвратом контролируемой части сжатого в турбокомпрессоре воздуха *обратно на впуск в компрессор.* Перепускной воздушный клапан, смонтированный в корпусе турбокомпрессора, реагирует на температуру выпускных газов и содержание в них кислорода.

§ 22. Системы зажигания

В двигателе с принудительным воспламенением рабочая смесь воспламеняется

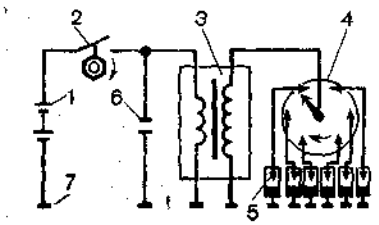


Рис. 119.
Принципиальная схема системы зажигания:
1 — источник тока; *2* — прерыватель; *3* — катушка зажигания; *4* — распределитель; *5* — свеча зажигания; *6* — конденсатор; *7* — масса

электрической искрой между электродами свечи зажигания в камере сгорания двигателя. Электрическая искра возникает в результате подачи импульса тока высокого напряжения на электроды свечи. Для образования искры в соответствии с последовательностью тактов и порядком работы цилиндров двигателя предназначена система зажигания (рис. 119). Импульс высокого напряжения создается в цепи высокого напряжения вследствие возникновения тока индукции во вторичной обмотке катушки *3* зажигания при размыкании цепи низкого напряжения прерывателем *2*. Прерыватель обеспечивает размыкание контактов в соответствии с последовательностью тактов, а распределитель *4*— подачу импульсов высокого напряжения в соответствии с порядком работы цилиндров.

Ток самоиндукции в первичной обмотке, направленный в ту же сторону, что и основной ток, замедляет изменение магнитного поля и вызывает на контактах прерывателя искрение. Для уменьшения отрицательного действия этого явления параллельно прерывателю включен конденсатор *6* большой емкости, который заряжается током самоиндукции.

В зависимости от рода источника тока системы зажигания делятся на батарейные и от магнето.

Батарейная система зажигания используется в двигателях (например, автомобильных), в которых аккумуляторная батарея служит также для пуска, освещения и т. п., а *система зажигания от магнето* — в двигателях (например, мотоциклетных), в которых требуются простота обслуживания, компактность и малая масса. При пуске и работе двигателя с малой частотой вращения мощность искры в системе батарейного зажигания не зависит от частоты вращения, что является преимуществом по сравнению с системой зажигания от магнето.

Батарейная система зажигания

На большей части двигателей в качестве источника тока применяют *генератор 1* и *аккумуляторную батарею 8,* соединенные параллельно (рис. 120). В настоящее время наиболее широко используют простые по конструкции генераторы переменного тока. Аккумуляторные батареи могут быть кислотными (они компактны) и щелочными. Емкость батареи обычно выбирают в зависимости от силы тока при пуске двигателя электростартером (см. ниже), которая, в свою очередь, зависит от размеров двигателя и пусковой частоты вращения.

Ток от аккумуляторной батареи *8* подается в систему зажигания при пуске и работе двигателя с малой частотой вращения. При средней и большой частотах вращения генератор *1* снабжает системы зажигания и подзаряда аккумуляторной батареи. Ток и напряжение подзаряда регулируются специальным реле, так как большие изменения силы тока и напряжения влияют на работу батареи. Для предохранения батареи от разряда через генератор в схему включено реле обратного тока. Все реле объединены в один узел, называемый реле-регулятором *11*. Для контроля направления и силы зарядного тока в систему включают амперметр *7*. Иногда вместо него включают контрольную лампу, которая загорается при разряде батареи.

Катушка зажигания типичной конструкции для автомобильного двигателя показана на рис. 121. На сердечник, набранный из тонких железных пластин, наматы-

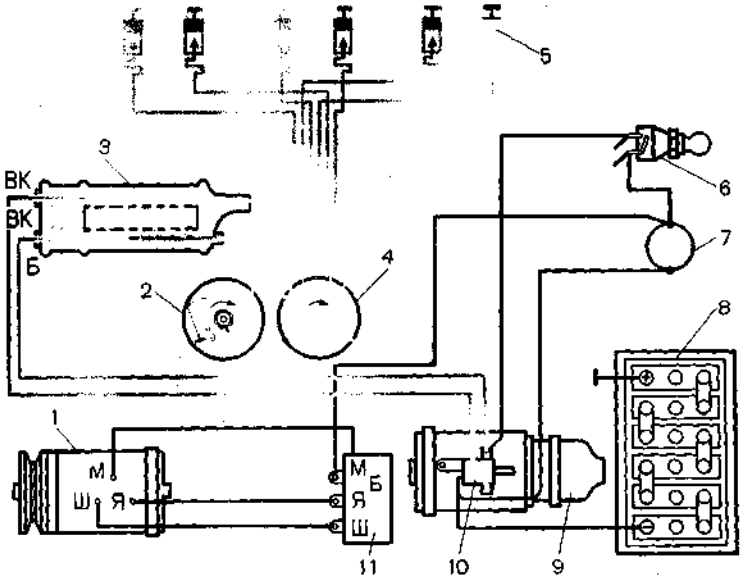
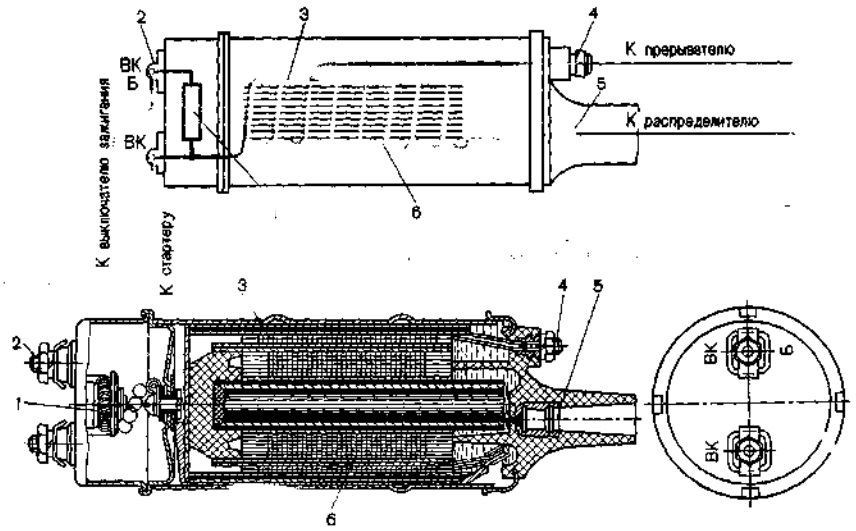


Рис. 120.
Схема батарейной системы зажигания:
1 — генератор; 2 — прерыватель; *.4* — катушка зажигания; *4* — распределитель; *5* — свеча зажигания; *6*—замок зажигания; *7* — амперметр; *8* — аккумуляторная батарея; *9* — электростартер; *10* — выключатель электростартера; *11* — реле-регулятор

Рис. 121.
Катушка зажигания:
1 — дополнительный резистор (вариатор); *2* и *4* — концы первичной обмотки; *3* — первичная обмотка; *5*— конец вторичной обмотки, присоединяемый к центральному контакту распределителя; *6* — вторичная обмотка



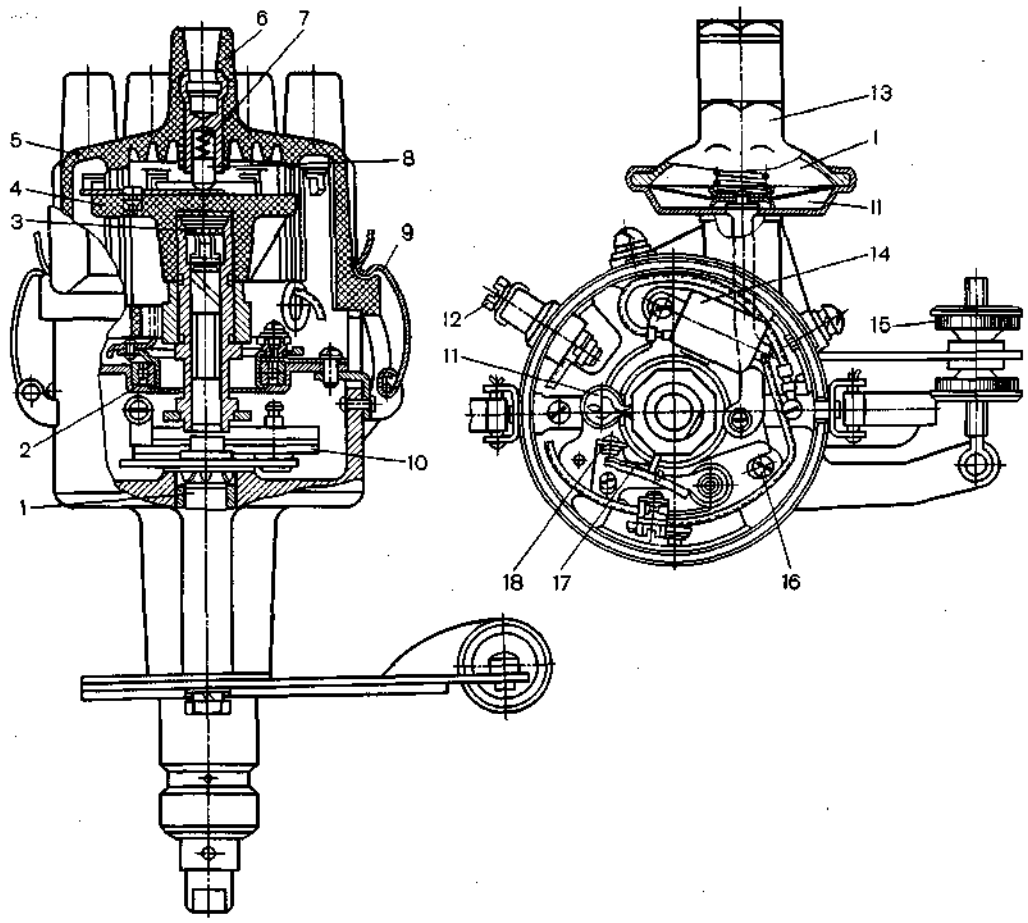


Рис. 122. Прерыватель-распределитель:
I и *II* — полости вакуум-корректора; *1* — валик; *2* — пластина; *3* — фильц; *4* — бегунок; *5* — крышка; *6*—контакт высокого напряжения; *7*—пружина контактного уголька; *8* — контактный уголек; *9* — защелка крышки; *10* — центробежный регулятор; *11* — фильц кулачка; *12* — контакт низкого напряжения; *13* — вакуумный регулятор; *14* — конденсатор; *15* — регулировочная гайка октан-корректора; *16* — регулировочный винт; *17* — подвижный контакт; *18* — неподвижный контакт

вается из тонкой проволоки вторичная обмотка *6* с большим числом витков, а на нее первичная обмотка *3* с малым числом витков. Для уменьшения зависимости напряжения во вторичной обмотке от частоты вращения коленчатого вала двигателя в первичную обмотку обычно включают дополнительный резистор *1* в виде проволочной спирали из низкоуглеродистой стали. При увеличении или уменьшении частоты вращения соответственно изменяется время замкнутого состояния контактов. Вследствие этого повышается или понижается сила тока в первичной цепи и соответственно напряжение во вторичной обмотке, а также температура дополнительного сопротивления. Сопротивление низкоуглеродистой стали существенно зависит от температуры, поэтому сила тока в первичной обмотке изменяется на мень-

шее значение, чем при отсутствии дополнительного сопротивления. Во время работы двигателя с малой частотой вращения дополнительный резистор ограничивает силу тока, предохраняя катушку зажигания от перегрева. Для получения более мощной искры резистор при пуске отключается выключателем стартера.

Прерыватель (рис. 122) состоит из подвижного изолированного от массы контакта *17,* соединенного с массой неподвижного контакта *18,* и кулачка, кинематически связанного с коленчатым валом. Число выступов кулачка равно числу цилиндров двигателя. В четырехтактных двигателях частота вращения кулачка в 2 раза меньше частоты вращения коленчатого вала. Первичная цепь размыкается при набегании выступа кулачка на фибровую или текстолитовую колодку (пяту) подвижного контакта *17.* Контакты смонтированы на диске, который может поворачиваться на некоторый угол относительно кулачка.

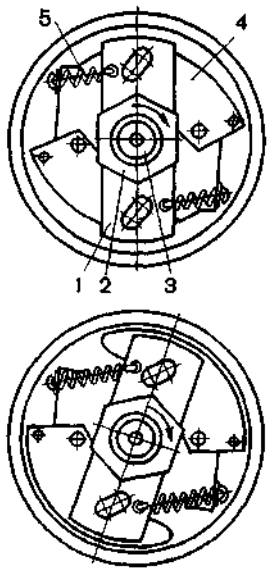


Рис. 123.
Схема центробежного регулятора угла опережения зажигания:
1 — коромысло; *2* — кулачок; *3* - ведущий валик; *4* — груз; *5* — пружина

При повороте диска меняется положение пяты подвижного контакта по отношению к кулачку и размыкание контактов происходит позднее или раньше. Тем самым можно регулировать момент зажигания.

Распределитель (см. рис. 122) обычно компонуют вместе с прерывателем. Подвижный контакт распределителя, насаженный на валик *1* прерывателя, замыкает цепь тока высокого напряжения в соответствии с порядком работы цилиндров. Неподвижные контакты связаны проводами высокого напряжения со свечами зажигания.

Углом опережения зажигания принято называть угол поворота коленчатого вала от положения, соответствующего моменту подачи искры, до ВМТ. Для каждого двигателя при определенных частоте вращения и нагрузке можно подобрать оптимальные углы опережения зажигания, соответствующие наибольшей мощности или наименьшему расходу топлива. При работе с углами опережения зажигания, отличными от оптимальных, мощность двигателя падает, а экономичность ухудшается, так как процесс сгорания протекает в неблагоприятной фазе цикла.

При повышении частоты вращения вала двигателя сокращается время совершения каждого цикла и, следовательно, возрастает ход поршня (угол поворота вала), в течение которого происходит развитие начальной стадии процесса сгорания (возникновение очага горения и формирование фронта пламени). Поэтому угол опережения зажигания необходимо увеличивать. Изменение угла опережения зажигания при изменении частоты вращения осуществляется вручную или автоматически с помощью регулятора.

Центробежный регулятор угла опережения зажигания представлен на рис. 123. Кулачок *2* укреплен на коромысле *1*, которое может поворачиваться на ведущем валике *3* при расхождении грузов *4.* Центробежная сила, возникающая при вращении, уравновешивается силой пружин *5.* При увеличении частоты вращения грузы расходятся и поворачивают коромысло с кулачком против хода вращения; при

этом каждый выступ кулачка будет раньше набегать на пяту подвижного контакта прерывателя и, следовательно, угол опережения будет расти. С увеличением нагрузки угол опережения зажигания необходимо уменьшать, так как возрастает скорость сгорания смеси.

Вакуум-корректор (см. рис. 122) автоматически изменяет угол опережения зажигания при изменении нагрузки. Полость *I* вакуум-корректора соединена с впускным трубопроводом двигателя, а полость *II* с атмосферой. При изменении нагрузки изменяется вакуум во впускном трубопроводе, в результате чего изменяется положение мембраны. Связанный с мембраной рычаг поворачивает диск прерывателя и изменяет угол опережения зажигания.

Свеча зажигания (рис. 124) предназначена для воспламенения рабочей смеси в камере сгорания двигателя. В стальном корпусе *3,* имеющем резьбу для крепления свечи в головке блока, установлен и завальцован керамический изолятор *4.* По оси изолятора при его формовке заложен центральный электрод *6.* Боковой электрод *1* приварен к нижнему торцу корпуса *3.* В зазоре между центральным и боковым электродами происходит искровой разряд, воспламеняющий рабочую смесь в камере сгорания. На работающем двигателе свеча контактирует с продуктами сгорания при температуре до 2500 °С и давлении 5...6 МПа, что может привести к перегреву изолятора и электродов и возникновению так называемого калильного зажигания. Охлаждаются центральный электрод и изолятор свечи в результате передачи теплоты по материалу изолятора, поэтому температура этих элементов определяется теплопроводностью материала изолятора и его размерами; она не должна превышать 850...900 °С. Например, для снижения температуры изолятора и центрального электрода уменьшают их длину и выбирают материал изолятора с большей теплопроводностью.

В то же время температура этих элементов свечи не должна снижаться настолько, чтобы на них происходило отложение нагара (400...500 °С). При появлении нагара на изоляторе возможны пропуски искрообразования, так как высоковольтная обмотка катушки зажигания шунтируется сопротивлением нагара. Для изготовления изоляторов применяют керамические материалы на основе $A1_2 0_3$ (синоксаль, боркорунд, уралит). Материалы электродов должны обеспечивать достаточные коррозие-, эрозие- и жаростойкость, что в значительной мере определяет срок службы свечи. Для достижения необходимого срока службы центральный электрод изготовляют из стали 13Х25Т или Х20Н80, а боковой — из сплава НМ5.

Свеча зажигания должна быть герметичной, так как в случае прорыва газов произойдет перегрев изолятора и, как следствие, возникнет калильное зажигание. Герметизация осуществляется термоцементом, тальком, стеклогерметиком.

Способность свечи работать на двигателе без возникновения калильного зажига-

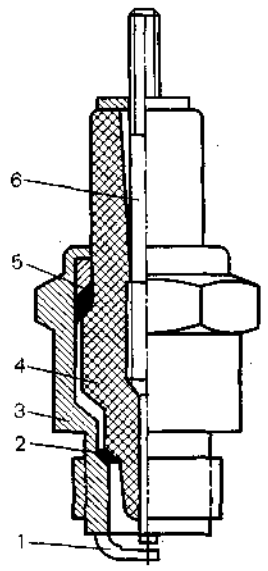


Рис. 124.
Свеча зажигания:
1 — боковой электрод; *2* и *5* — прокладки; *3* — корпус; *4* — изолятор; *6* — центральный электрод

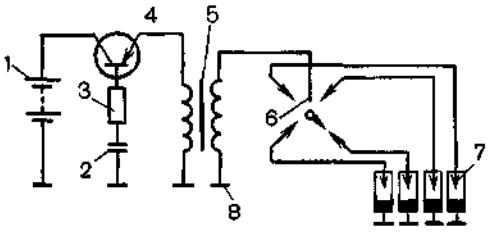


Рис. 125.
Принципиальная схема электронной контактной системы зажигания:

1 — источник тока; *2* — прерыватель; *3* — дополнительный резистор; *4* — транзистор; *5* — катушка зажигания; *6* — распределитель; *7* — свеча зажигания; *8* — масса

ния оценивают ее калильным числом. *Калильное число* — это величина, пропорциональная среднему индикаторному давлению, при котором во время работы свечи на специальной моторной установке возникает калильное зажигание вследствие перегрева изолятора и электродов. В настоящее время для автомобильных двигателей выпускают свечи с калильными числами: 8, 11, 14, 17, 20, 23, 26. Величина калильного числа свечи маркируется на изоляторе свечи. Двигатели, устанавливаемые на автомобилях с радиостанциями, для устранения радиопомех оборудуют экранированными системами зажигания, для которых применяют специальные свечи.

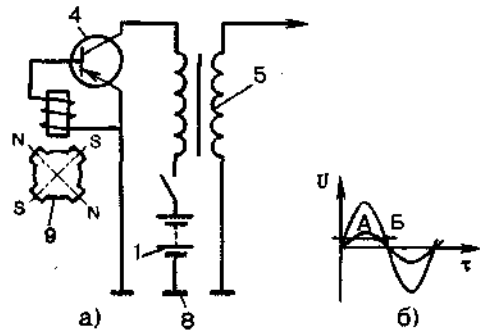


Рис. 126.
Принципиальная схема электронной бесконтактной системы зажигания (поз. 1...8 те же, что на рис. 125):

а — схема системы зажигания; *б* — зависимость напряжения *U* первичной цепи от времени τ; *9* — датчик

С ростом степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала обычная батарейная система перестает удовлетворять требованиям обеспечения надежной работы двигателя.

На современных двигателях с принудительным воспламенением от свечи, особенно в многоцилиндровых, время замкнутого состояния контактов становится настолько малым, что напряжение на вторичной обмотке катушки зажигания недостаточно для пробоя искрового промежутка и возникают пропуски зажигания.

Решить эти проблемы можно лишь путем увеличения силы тока в первичной обмотке катушки зажигания, но так как коммутация этого тока осуществляется контактами прерывателя, то срок их службы и надежность системы зажигания значительно уменьшаются.

Если коммутацию тока первичной обмотки катушки зажигания осуществлять посредством электронных приборов, то перечисленные выше проблемы становятся разрешимыми. В этом случае управляющий импульс подается на базу транзистора либо от прерывателя — контактно-транзисторная система зажигания (рис. 125), либо от специального датчика — бесконтактная электронная система зажигания (рис. 126). Все виды датчиков, используемых в бесконтактных транзисторных системах зажигания, делят на параметрические и генераторные. В *параметрических датчиках* изменяются те или иные параметры управляющей (базовой) цепи (сопротивление, индуктивность, емкость), в связи с чем изменяется сила тока базы.

Генераторные датчики (магнитоэлектрические, фотоэлектрические и др.) являются источниками питания управляющей цепи. Наибольшее распространение получили магнитоэлектрические датчики.

Магнитоэлектрический датчик представляет собой однофазный генератор переменного тока с ротором на постоянных

магнитах. Число пар полюсов ротора соответствует числу цилиндров двигателя. Число периодов изменения напряжения за два оборота, например, четырехтактного двигателя соответствует числу его цилиндров. Положительные полупериоды этого напряжения открывают транзистор формирующего каскада коммутатора бесконтактной системы зажигания, что соответствует моменту искрообразования.

При малых частотах вращения вырабатываемого датчиком напряжения недостаточно для переключения транзистора. Для устранения перечисленных недостатков вводят специальный формирующий каскад. В настоящее время разработан ряд схем, различающихся датчиками, формирующими каскадами, электронными коммутирующими приборами и способами накопления энергии.

Рассмотрим, например, бесконтактную систему зажигания БСЗ-ЭЗ/12в двигателя ЗИЛ-375, в которой для управления моментом искрообразования применен сигнал магнитоэлектрического датчика (рис. 127). Система включает: фильтр *1* радиопомех (ФР-82), дополнительный резистор *2* (СЭ-325), высоковольтный трансформатор *3* (Б118), коммутатор *6* (ТК-200), датчик-распределитель *5* (Р-351), аварийный вибратор *4* (РС-331).

Перед рассмотрением работы схемы бесконтактной системы зажигания напомним, что если знаки потенциала базы транзистора и его коллектора совпадают, то транзистор открывается после достижения определенного значения абсолютной величины потенциала. При этом сопротивление его коллекторно-эмиттерной цепи уменьшается прямо пропорционально изменению потенциала на базе, и наоборот. При включенном замке зажигания и неподвижном коленчатом валу транзистор *V4* закрыт, так как на его базе отрицательный потенциал, а на коллекторе — положительный; транзисторы *V3, V2, V1* открыты, так как знаки потенциалов их коллекторов и баз совпадают, а цепочки смещения обеспечивают абсолютные значения потенциалов баз, соответствующие полному открытию транзисторов *V3, V2, V1*.

Когда напряжение *U* положительного полупериода, поступающее от датчика при проворачивании коленчатого вала двигателя, достигает значения в точке *A* (см. рис. 126), транзистор *V4* (см. рис. 127) открывается, сопротивление его эмиттерно-коллекторной цепи резко уменьшается и на базу транзистора *V3* подается отрицательный потенциал; потенциал коллектора положительный, транзистор *V3* резко закрывается, что приводит к последовательной подаче отрицательного потенциала на базы транзисторов *V2* и *V1* и их последовательному резкому закрыванию. Так как первичная обмотка катушки зажигания *3* (высоковольтного трансформатора) включена последовательно в эмиттерно-коллекторную цепь транзистора *VI,* при его закрывании сила тока в ней резко уменьшается, а во вторичной обмотке за счет самоиндукции наводится напряжение $U_2 = kU_1$, где k — коэффициент трансформации катушки зажигания, а U_1 — напряжение на концах первичной обмотки и момент закрытия транзистора *V1*. Параметры катушки зажигания выбираются такими, чтобы напряжение U_2 было достаточным для пробоя воздушного промежутка свечи зажигании на любом скоростном и нагрузочном режиме работы двигателя.

Напряжение U_2 через распределитель датчика-распределителя *5* подается на свечи в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. После закрытия транзистора *V1* в колебательном контуре, образованном индуктивностью первичной обмотки катушки зажигания и конденсатором *C1,* возникает затухающий колебательный процесс; напряжение на обкладках конденсатора С*1* изменяется не только по абсолютной величине, но и по знаку. Ток через диод *V6*, сопротивление *R5* и конденсатор *C3* передается на базу *V4*. Каждый раз, когда на базу *V4* попадает положительный потенциал, происходит ценообразование.

Так как при пуске двигателя n<600, время между положительными полуволнами сигнала от датчика в несколько раз больше, чем период колебаний колебательного контура, и в искровом промежутке каждой свечи происходит многократное искрообразование (многоискровость), что улучшает условия пуска. При увеличении частоты вращения коленчатого вала эти периоды сравниваются ввиду уменьшения периода между сигналами от датчика, и многоискровость исчезает.

В случае отказа транзисторного коммутатора или датчика система может работать без этих приборов в аварийном режиме. Прерывание тока в первичной обмотке катушки зажигания осуществляется аварийным вибратором *4,* который представляет собой электромагнитное реле с нормально замкнутым контактом *K1*.

Подключение вибратора к системе зажигания автомобиля осуществляется водителем путем

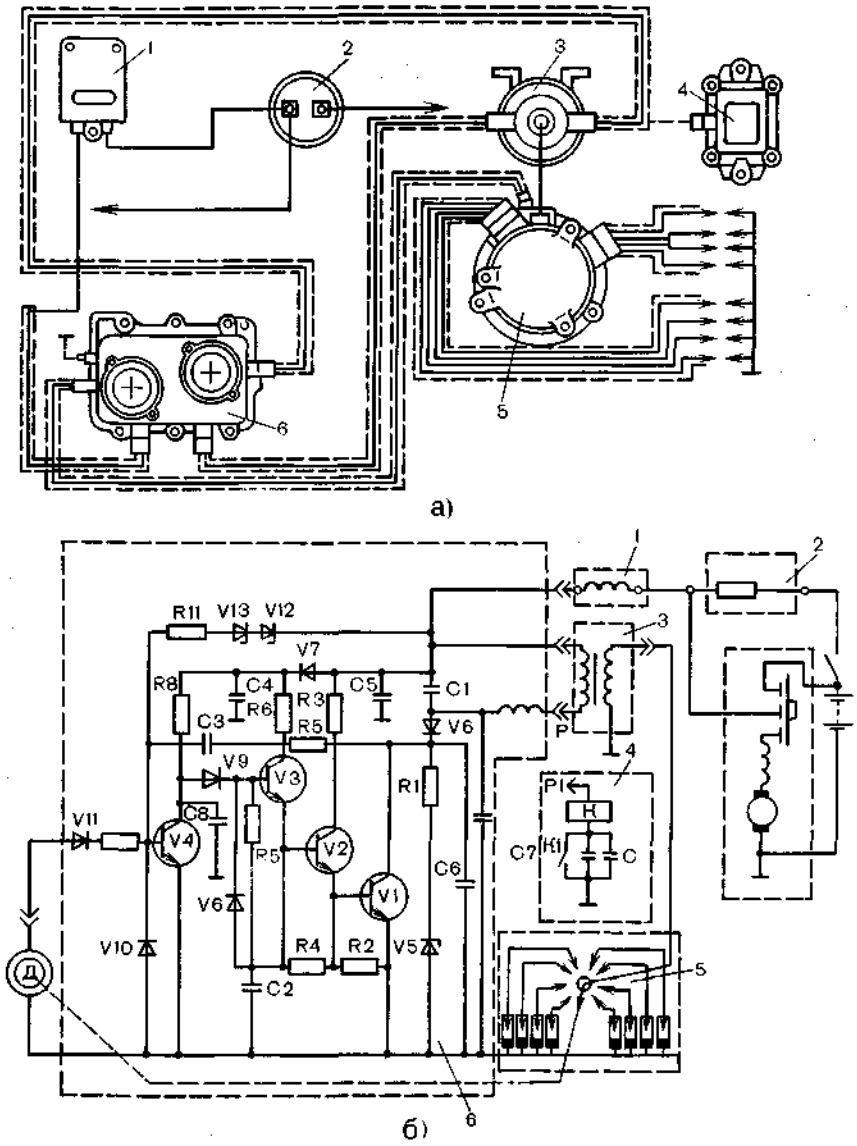


Рис. 127.
Бесконтактная система зажигания БСЗ-ЭЗ/12в:
а—схема соединения; *б*—принципиальная схема

отключения вывода *P* от коммутатора и соединения его с выводом *P1* вибратора. При этом ток через первичную обмотку катушки зажигания, обмотку электромагнитного реле вибратора и замкнутые его контакты пойдет на массу. Магнитопровод реле вибратора намагнитится и притянет ярмо к реле, разомкнув его контакты. Произойдет прерывание тока в первичной цепи катушки зажигания и индуктирование высокого напряжения в ее вторичной обмотке, которое через распределитель будет подано к свече соответствующего цилиндра и вызовет в ее зазоре искрообразование. Произойдет также прерывание тока в обмотке электромагнитного реле вибратора, ярмо ко-

ствием пружины вернется в первоначальное положение, замкнет контакты *К1* и процесс будет повторяться с частотой, равной собственной частоте срабатывания данной системы, что и определяет частоту искрообразования. В каждый цилиндр через распределитель будет подаваться серия искр, одна из которых воспламенит рабочую смесь.

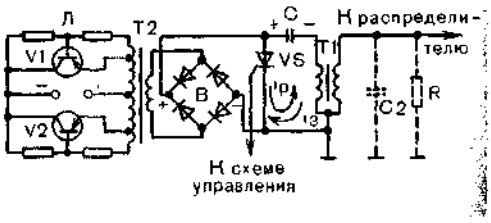


Рис. 128.
Тиристорная (конденсаторная) система зажигания

Система зажигания с накоплением энергии в емкости

В рассмотренных выше системах зажигания энергия, необходимая для искрообразования, накапливалась в магнитном поле катушки зажигания (в индуктивности). Возможно создание системы зажигания с накоплением энергии в емкости. Энергия заряженного конденсатора $W = 0{,}5CU^2$, поэтому достижение необходимой величины энергии искрообразования выгоднее осуществлять путем увеличения напряжения заряда конденсатора при наименьшей возможной его емкости. В качестве коммутирующего прибора в системах зажигания с накоплением энергии в емкости используют, как правило, тиристор, поэтому такие системы зажигания называют также тиристорными.

Схема такой системы зажигания с электроснабжением от аккумуляторной батареи представлена на рис. 128. Она включает преобразователь *Л* постоянного тока в переменный, повышающий трансформатор *Т2,* выпрямитель *В,* тиристор *VS,* конденсатор *С* и катушку зажигания *Т1.*

Напряжение на выходе выпрямителя *В* должно составлять примерно 300...400 В. Конденсатор *С* через первичную обмотку катушки зажигания заряжается этим напряжением. Тиристор находится в закрытом состоянии до тех пор, пока на управляющий его электрод не подано от контактного или бесконтактного датчика управляющее напряжение. В момент подачи к тиристору управляющего напряжения он открывается и конденсатор через тиристор разряжается на первичную обмотку катушки зажигания, во вторичной обмотке катушки индуцируется высокое напряжение, используемое для искрообразования. Благодаря возможности быстрого подзаряда конденсатора система обеспечивает высокую частоту искрообразования (до 600 искр в секунду) и может быть рекомендована для быстроходных двигателей.

Основная часть энергии искрообразования накапливается в емкости. Обмотки катушки зажигания могут обладать малой индуктивностью и малым сопротивлением, что ускоряет переходные процессы в системе и способствует меньшей чувствительности к понижению вторичного напряжения вследствие утечек тока через шунтирующие сопротивления *R* отложений на изоляторе свечи, появляющихся при работе двигателя. Поэтому система зажигания с накоплением энергии в емкости более предпочтительна для двигателей с большей склонностью к нагарообразованию на свечах (роторно-поршневые, двухтактные мотоциклетные).

Быстротечность разряда конденсатора обусловливает малое время существования искрового разряда, что снижает надежность воспламенения.

Система зажигания от магнето

Система зажигания от магнето отличается от батарейной системы зажигания тем, что все приборы, кроме проводов высокого напряжения и свечей зажигания, скомпонованы в одном агрегате — магнето. Ток в первичной цепи создается переменным магнитным потоком, возникающим в сердечнике катушки зажигания. Размыкание контактов первичной цепи происходит

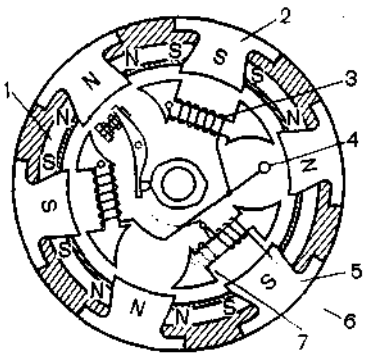


Рис. 129. Маховичное магнето:

1 — магнит; *2* — полюсный наконечник; *3* — осветительная обмотка; *4* — вывод осветительной цепи; *5* — вторичная обмотка; *6* — вывод высокого напряжения; *7* — первичная обмотка

в тот момент, когда сила тока в этой цепи достигает максимального значения.

Конструкции магнето различаются в основном по магнитной схеме. Возможны три принципиально различные схемы: с вращающимся якорем, с вращающимся ротором и с вращающимся магнитом. Более широко распространена последняя схема, основными элементами которой являются многополюсный магнит и магнитопровод, соединенный с сердечником индукционной катушки. В двигателях малой мощности (например, лодочных, мотоциклетных) магнит размещают в маховике, а все остальные узлы магнето - в полости маховика (так называемое маховичное магнето).

На рис. 129 приведена схема мотоциклетного магнето. Магнитная система состоит из магнитов *1* и полюсных наконечников *2,* залитых в алюминиевый маховик. Внутри маховика расположены три сердечника с обмотками: первичной *7*, вторичной *5* и осветительной *3.* При вращении маховика в сердечниках возникает переменный магнитный поток, вследствие чего в первичной обмотке *7* индуктируется ток. Первичная обмотка периодически замыкается прерывателем. Вторичная обмотка *5* высокого напряжения соединена с выводом *6.*

Системы зажигания от магнето также могут быть электронными.

§ 23. Смазочная система и система охлаждения

Смазочная система

Для обеспечения работоспособности двигателей последние должны быть оборудованы устройствами для хранения масла, подвода его к трущимся поверхностям, очистки масла от загрязняющих веществ, охлаждения, а также контроля смазывания и состояния масла. Совокупность всех этих устройств образует смазочную систему двигателя. Основное ее назначение — уменьшение потерь на трение, износа трущихся поверхностей и отвода от них теплоты.

В зависимости от способа организации подвода масла к трущимся поверхностям смазочные системы делят на системы с разбрызгиванием масла, принудительные и комбинированные.

Смазочная система с разбрызгиванием масла применяется в простейших двигателях, имеющих, как правило, в качестве подшипников коленчатого и распределительного валов подшипники качения. В этом случае смазочное масло заливается в картер двигателя до уровня, при котором специальный выступ-черпак на шатуне или крышке шатунного подшипника погружается в масло при нахождении поршня вблизи НМТ.

Консистентный смазочный материал применяют для смазывания подшипников вентиляторов, натяжных устройств и других агрегатов.

Образующиеся при этом мелкие брызги масла (масляный туман) разносятся картерными газами по всему объему картера и, оседая на рабочих поверхностях цилиндров, подшипников качения, поршневых пальцев и толкателей газораспределительного механизма, смазывают их; стекая с них, масло уносит теплоту. В таких двигателях коромысла клапанного механизма, регуляторы частоты вращения и другие агрегаты смазываются из отдельных масленок консистентным смазочным материалом или жидким маслом, заливаемым в соответствующие полости.

Если в двигателе используются в качестве шатунных подшипники скольжения, то в крышке около черпака и вкладыше подшипника сверлят отверстие, через которое при ударе черпака о поверхность масла последнее нагнетается в подшипник.

Иногда двигатели снабжают простейшим шестеренным насосом, подающим масло в специальные лотки под шатунами. Это уменьшает затраты энергии на излишний барботаж масла при высоком уровне сразу после заливки и повышает надежность двигателя, так как интенсивность смазывания не зависит от запаса масла в картере.

В карбюраторных двухтактных двигателях с кривошипно-камерной схемой газообмена масло добавляют в топливо в пропорции 1:40—1:50; при заполнении картера топливовоздушной карбюрированной смесью масляный туман осаждается на трущихся поверхностях и смазывает их.

Принудительную смазочную систему применяют в форсированных двигателях, в которых для устранения перегрева трущихся поверхностей и масла с помощью специальных насосов создается его интенсивная циркуляция не только через подшипники коленчатого вала, но и через подшипники поршневого пальца, распределительного вала, валов передач, охладители и фильтры. Кроме того, масло подается в поршни для их охлаждения, к приводам агрегатов, в устройства для управления двигателем и его агрегатами (серводвигатели механизмов реверсирования судовых двигателей, управления лопатками направляющих аппаратов и диффузоров компрессоров и регулятора топливных насосов).

Помимо подвода масла, для охлаждения поршней через шатун с помощью телескопических или шарнирных механизмов осуществляется также орошение внутренней поверхности днища поршней из форсунок (рис. 130), смонтированных в картере двигателя с помощью корпуса *2* шарикового клапана *4* и винта *3*. По достижении в главной масляной магистрали *5* определенного давления шарик клапана отжимается и масло начинает поступать в форсунку *1*.

В зависимости от места хранения запаса масла, необходимого для циркуляции, принудительные смазочные системы, в свою очередь, делят на системы с мокрым картером, в которых запас масла хранится в поддоне картера или раме двигателя, и на системы с сухим картером, в которых запас масла находится в циркуляционных баках или цистернах, а поддон картера или рама двигателя являются только сборниками масла, стекающего со смазываемых поверхностей или из полостей охлаждаемых поршней, серводвигателей, передач или агрегатов.

Схема смазочной системы с мокрым картером дизелей ЯМЗ показана на рис. 131.

Через сетчатый маслозаборник *2* масло из поддона *1* блок-картера засасывается нагнетательной секцией *6* шестеренного насоса, приводимого в движение через зубчатую передачу от коленчатого вала, и подается по каналам в передней стенке блок-картера к полнопоточному фильтру *8* грубой очистки и к подшипнику про-

Через фильтры грубой очистки проходит весь поток масла; через фильтры тонкой очистки может пропускаться лишь часть масла.

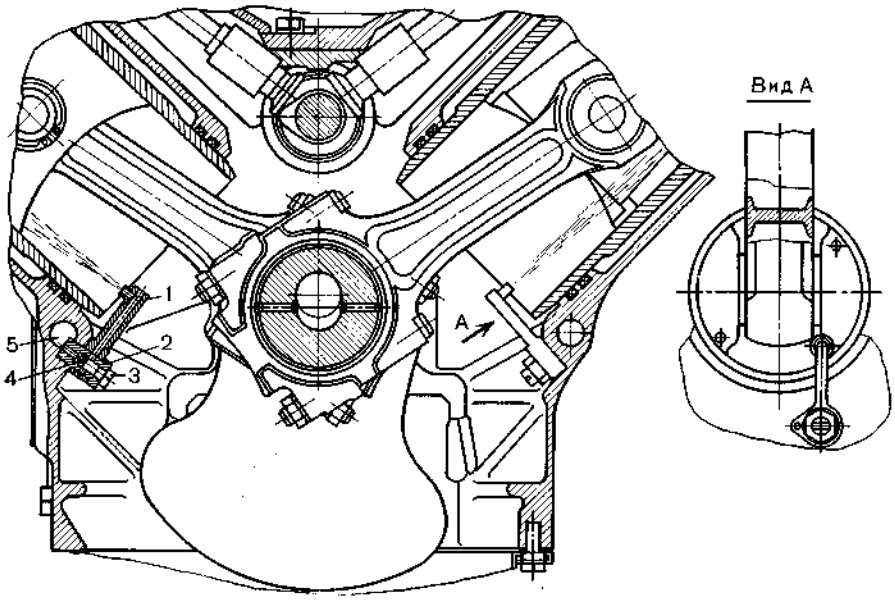


Рис. 130.
Форсунка для охлаждения поршня двигателя:
1 — форсунка; *2*—корпус клапана: *3* — винт крепления форсунки; *4*—шариковый клапан; *5* — главная масляная магистраль

межуточного зубчатого колеса привода масляного насоса.

Из фильтра *8* масло поступает в главную магистраль *11,* просверленную в левой боковой стенке блок-картера. Часть масла (примерно 10 %) после фильтра *8* поступает в центробежный фильтр *9* тонкой очистки, из которого стекает в поддон. Из главной магистрали масло по каналам в поперечных стенках блок-картера подается к коренным подшипникам коленчатого вала и подшипникам распределительного вала. Из коренных подшипников масло по каналам в коренных шейках и щеках коленчатого вала поступает в полости шатунных шеек, где при вращении вала тяжелые примеси оседают "ч поверхностях полостей.

Из переднего подшипника распределительного вала масло поступает в трубчатую ось качающихся толкателей клапанного механизма, затем через отверстия — в подшипники толкателей и далее через отверстия в толкателях и сферических опорах по полым штангам коромысел подводится в подшипники последних.

Подшипники ротора турбокомпрессора смазываются маслом, подаваемым из главной масляной магистрали по наружной трубке через отдельный фильтр тонкой очистки, закрепленный на фланце правого впускного трубопровода. По аналогичной трубке масло подводится для смазывания подшипников воздушного поршневого компрессора системы торможения и подкачки шин; топливный насос смазывается маслом, из картера, а подшипники водяного насоса — консистентным смазочным материалом,периодически вводимым через пресс-масленку. Все остальные трущиеся поверхности смазываются масляным туманом, образующимся при ударе вытекающего из подшипников масла о поверхности коленчатого вала, шатунов и других деталей.

Для охлаждения часть масла радиаторной секцией *5* насоса подается в масляный радиатор, присоединяемый к фланцам, отлитым на левой стенке блок-картера.

Смазочная система с сухим картером используется в двигателях, меняющих во

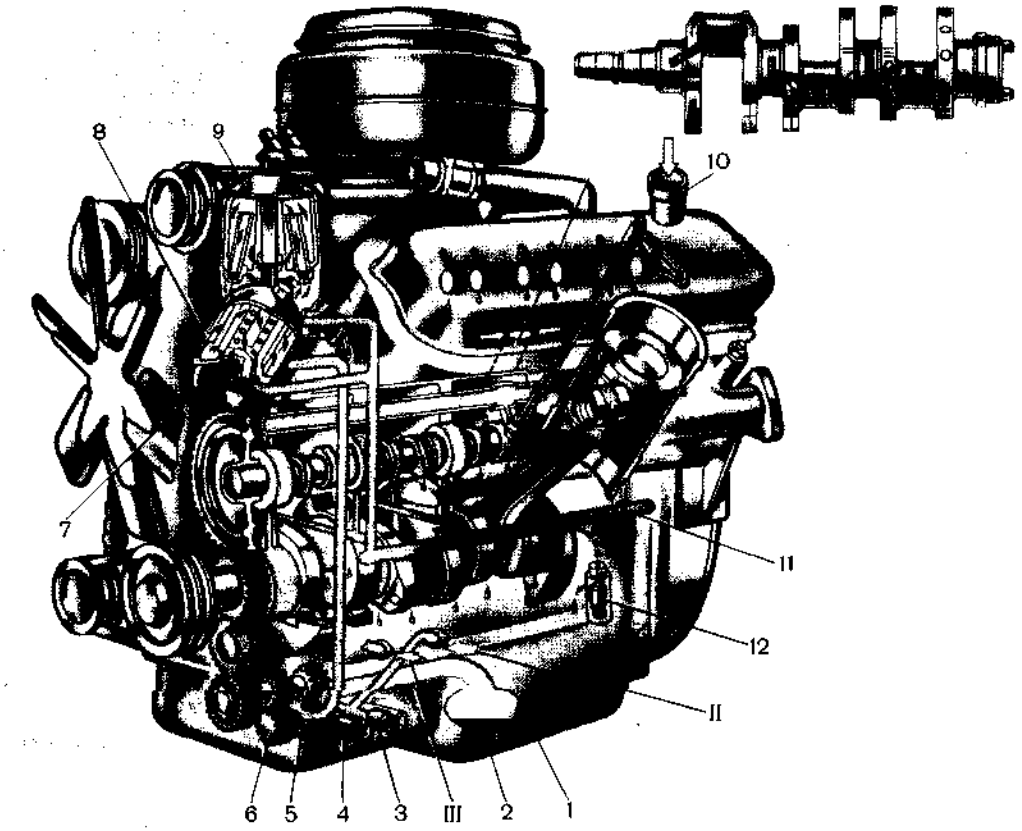


Рис. 131.
Схема смазочной системы с мокрым картером:
I — слив масла в поддон; *II* — подача масла в радиатор; *III* — слив масла из радиатора в поддон; *1* — поддон блок-картера; *2*— маслозаборник; *3* — предохранительный клапан радиаторной секции насоса; *4* — редукционный клапан нагнетательной секции насоса; *5* — радиаторная секция насоса; *6* — нагнетательная секция насоса; *7* — перепускной клапан фильтра грубой очистки масла; *8* — фильтр грубой очистки масла; *9* — центробежный фильтр тонкой очистки масла; *10*— маслозаливная горловина; *11* — главная масляная магистраль; *12* — сливной клапан

время работы свое положение относительно горизонта, вследствие чего возможно обнажение маслозаборника и нарушение подачи масла насосом, увеличение выброса масла через сальники и маслозаливные горловины (судовые, авиационные двигатели и т. п.). В высокофорсированных двигателях применение системы с сухим картером объясняется также тем, что масло меньше времени соприкасается с картерными газами и нагретыми деталями, меньше вспенивается, медленнее окисляется и насыщается водой и топливом, что способствует сохранению свойств масла, сокращению расхода и увеличению сроков между сменами масла.

На рис. 132 видны дополнительные устройства смазочной системы с сухим картером, которых нет в системе с мокрым картером. Поддон картера или рама име-

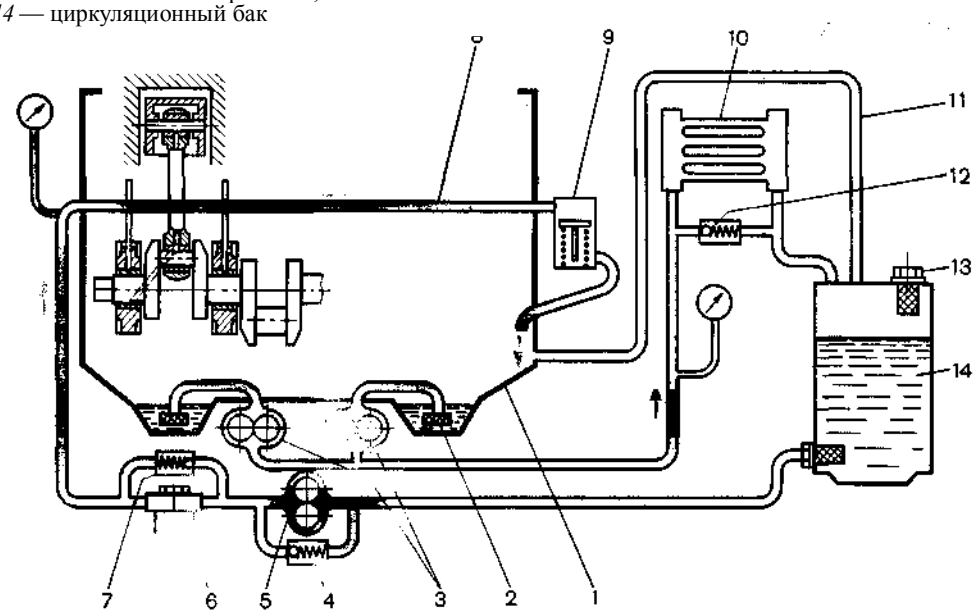
Смазочная система с сухим картером имеет наружный циркуляционный бак, две откачивающие секции и одну нагнетательную.

ют по концам углубления, из которых масло откачивается двумя секциями *3* насоса с помощью двух маслозаборников *2* в наружный циркуляционный бак *14* через охладитель *10* по общему нагнетательному трубопроводу, что предотвращает засасывание пены одной из секций. Из циркуляционного бака в главную магистраль *8* двигателя масло подается с помощью нагнетательной секции *5* масляного насоса через полнопоточный фильтр *6*.

Устройство масляного насоса судового реверсивного дизеля показано на рис. 133. В корпусе *4* насоса расположены откачивающая *10* и нагнетательная *11* секции, нижние зубчатые колеса которых приводятся в движение зубчатым колесом *9*. В клапанных коробках *2* и *5* смонтированы по четыре нагнетательных *1* и *3* и всасывающих *6* и *8* клапана. При указанном стрелками направлении вращения зубчатых колес секция *10* откачивает масло из картера дизеля через нижний клапан *8* и нагнетает его через верхний клапан *3* в масляную цистерну. Секция *11* при этом нагнетает масло из цистерны через нижний всасывающий и верхний нагнетательный клапаны в дизель. При обратном направлении вращения зубчатых колес в случае реверсирования двигателя откачивающая и нагнетательная секции засасывают масло из дизеля и цистерны через верхние всасывающие клапаны и нагнетают его через нижние нагнетательные клапаны соответственно в цистерну и дизель.

Комбинированные смазочные системы позволяют упростить конструкцию двигателя, так как часть трущихся поверхностей смазывается разбрызгиваемым маслом, а под давлением оно подводится только к наиболее напряженным узлам трения,

Рис. 132.
Схема смазочной системы с сухим картером:
1 — поддон картера: *2* — маслозаборник;
3— откачивающие секции насосп;
4 — редукционный клапан нагнетательной секции насоса; 5 — нагнетательная секция насоса; *6* — полнопоточный фильтр;
7 — перепускной клапан; *8* — главная масляная
магистраль; *9* — сливной клапан:
10 — масляный охладитель;*11* — труба, соединяющая циркуляционный бак с картером;
12 — предохранительный клапан;
13 — маслозаливная горловина;
14 — циркуляционный бак



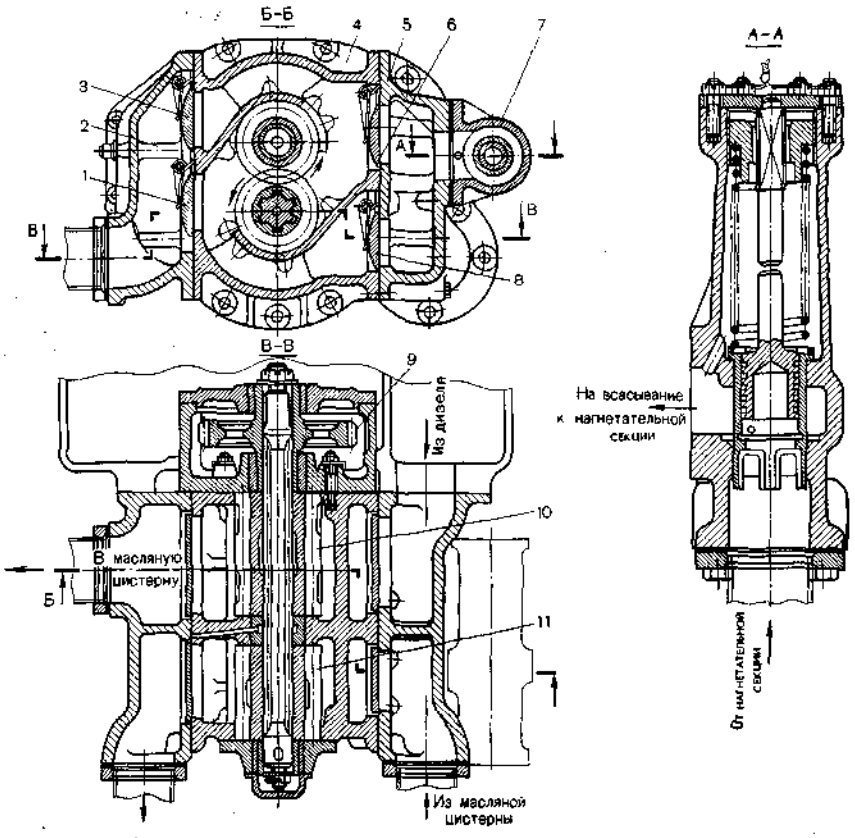


Рис. 133. Масляный насос:

1 и *3* — нагнетательные клапаны; *2* и *5* — клапанные коробки; *4* — корпус насоса; *6* и *8* — всасывающие клапаны; *7* — редукционный клапан; *9* — зубчатое колесо; *10* — откачивающая секция; *11* — нагнетательная секция

главным образом к подшипникам коленчатого и распределительного валов.

В качестве регулирующих и управляющих работой смазочных систем используются устройства, описанные ниже.

Редукционные клапаны устанавливают, как правило, в масляных насосах на стороне нагнетания и регулируют на максимально допустимое давление (0,2... 1,5 МПа). Открываясь при большем давлении, возникающем в период пуска холодных двигателей, когда вязкость масла высокая, они обеспечивают слив масла в картер (см. рис. 131 и 133) или перепуск его на всасывание в насос (см. рис. 132 и 133). Кроме того, эти клапаны предохраняют масляный насос и его привод, фильтры, магистрали, манометры от поломок и разрушений.

Редукционный клапан *7* (см. рис. 133) в смазочной системе судового дизеля выполняют в отдельном корпусе и устанавливают в масляном насосе. В случае чрезмерного повышения давления масла на стороне нагнетания клапан отодвигается, и через открывшиеся щели масло перетекает в полость всасывания нагнетательной секции насоса.

Пребохранительные и перепускные клапаны (3 и *7* на рис. 131 и *7* и *12* на рис. 132) устанавливают параллельно полнопоточным фильтрам и охладителям. Они регулируются на давление соответ-

ственно 0,2...0,25 и 0,08...0,15 МПа. Назначение этих клапанов — обеспечить доступ хотя бы неочищенного масла в главную масляную магистраль и неохлажденного масла в поддон или циркуляционный бак, минуя фильтры и охладители в случае их засорения или чрезмерной вязкости масла при пуске двигателя. В последних конструкциях двигателей стали устанавливать перепускные клапаны с сигнализатором-контактом, включающим контрольную лампочку на приборном щите при перемещении золотника. Это позволяет сократить время работы двигателя без фильтрации масла.

Сливные клапаны (*12* на рис. 131 и *9* на рис. 132), соединенные с главной масляной магистралью, поддерживают в ней постоянное давление 0,4...1,0 МПа, вследствие чего масло подводится к трущимся поверхностям в необходимом количестве; при избыточном давлении лишнее масло (циркуляционный запас) через сливной клапан отводится в картер. Кроме того, сливные клапаны являются сигнализаторами состояния сопряженных трущихся пар: по мере изнашивания зазоры увеличиваются, через сливной клапан сливается все меньше масла, затем слив прекращается, и давление в главной масляной магистрали начинает падать, так как расход масла через зазоры превышает подачу его насосом. При достижении в главной масляной магистрали минимально допустимого давления двигатель следует ремонтировать.

Контрольными устройствами в смазочных системах двигателей являются:

указатели количества масла в емкостях (картерах, циркуляционных баках), изготовляемые в виде стальных круглых или плоских стержней с метками, соответствующими нижнему и верхнему уровням масла; масломерных стеклянных трубок, устанавливаемых на циркуляционных и запасных цистернах; электрических дистанционных указателей уровней;

манометры и дифференциальные манометры, позволяющие контролировать давление в главных масляных магистралях, перед отдельными агрегатами, например, турбокомпрессорами, и перепад давлений в фильтрах и охладителях;

термометры для определения температуры масла в маслосборнике или в главной масляной магистрали (после охладителя).

Кроме перечисленных выше устройств, в смазочные системы двигателей входят также следующие *дополнительные устройства:*

спускные отверстия с пробками и краны в поддонах картеров, корпусах фильтров и охладителей, а также в циркуляционных баках, позволяющие сливать масло при замене его или чистке внутренних полостей соответствующих устройств от отложений и отстоя;

пеногасители в виде сеток, располагаемых в картерах и циркуляционных баках;

горловины *(10* на рис. 131 и *13* на рис. 132) для заливки масла в картеры и баки, имеющие устройства, соединяющие полости картеров и баков с атмосферой (труба *11* на рис. 132) и предотвращающие выброс масляного тумана при колебании давления в картере и попадание пыли в него вместе с воздухом (суфлеры);

системы вентиляции картеров, с помощью которых из последних отсасываются и направляются во впускную систему двигателя газы, пары воды и топлива, что улучшает условия работы масла, маслосъемных колец, фильтров, сальников и уменьшает выброс токсичных составляющих в атмосферу;

Спускные отверстия располагаются в самых низких точках полостей.

Вентиляционные устройства содержат элементы, предотвращающие унос капель масла (набивки, отбивные козырьки и др.).

предохранительные клапаны с пламягасительными сетками, предотвращающие разрушение двигателя и пожар при взрывах картерных газов; эти клапаны устанавливают на крышках смотровых люков и на стенках картеров и рам судовых, тепловозных и стационарных двигателей;

устройства (козырьки, ребра, фильтры), предотвращающие попадание масла с продувочным воздухом в цилиндры двухтактных дизелей и калоризаторных двигателей с кривошипно-камерной схемой газообмена;

подогреватели масла и маслозакачивающие устройства включают в смазочную систему для облегчения провертывания вала двигателя при пуске и уменьшения износа его деталей в периоды пуска и прогрева.

Подогрев масла осуществляется электрическими подогревателями, нагревательные элементы которых монтируют в циркуляционных баках или поддонах двигателей и работают от электрических аккумуляторов, или специальными пусковыми подогревателями — котлами, прогревающими систему охлаждения и работающими на том же топливе, что и двигатель.

Маслозакачивающие устройства предназначены для создания давления в главной масляной магистрали перед пуском двигателя и представляют собой масляные насосы с ручным или электрическим приводом.

Система охлаждения

При работе двигателя его детали нагреваются в результате контакта с горячими газами и трения. Отвод теплоты от них с маслом и рассеянием ее во внешнюю среду менее интенсивен, чем подвод, вследствие чего поршни, головки и крышки цилиндров, цилиндры, клапаны, впускные трубопроводы и корпуса турбокомпрессоров могут нагреваться до недопустимо высокой температуры. Это может привести к нарушению процесса сгорания, снижению мощности и экономичности двигателя, разрушению его деталей.

Интенсивность нагрева деталей зависит от режима работы двигателя, поэтому при малых нагрузках и частотах вращения коленчатого вала температуры деталей и масла могут быть, наоборот, недостаточными для нормальной работы двигателя. Следовательно, двигатель должен иметь устройства, позволяющие менять интенсивность отвода теплоты от деталей в зависимости от режима работы двигателя. Совокупность таких устройств называется *системой охлаждения* двигателя. Следует отметить, что в настоящее время разрабатываются двигатели без системы охлаждения — «адиабатные» двигатели.

В зависимости от рабочего тела, используемого для охлаждения, системы охлаждения делят на *системы жидкостного и воздушного охлаждения.*

По принципу вывода теплоты в окружающую среду различают *замкнутые системы охлаждения,* в которых циркулирует постоянное количество рабочего тела, в свою очередь охлаждаемого в специальных охладителях, рассеивающих теплоту, и *незамкнутые,* в которых теплота во внешнюю среду отводится вместе с рабочим телом.

Попадание масла с воздухом в цилиндры двигателя, в том числе и в четырехтактные с наддувом, может явиться одной из причин неуправляемой работы двигателей — разноса двигателя.

Интенсивность рассеивания теплоты охлаждающей жидкостью в атмосферу можно регулировать, увеличивая или уменьшая производительность вентиляторов путем изменения положения лопастей и частоты вращения с помощью электромагнитных и гидравлических муфт, а также вариаторов скорости, встраиваемых в привод.

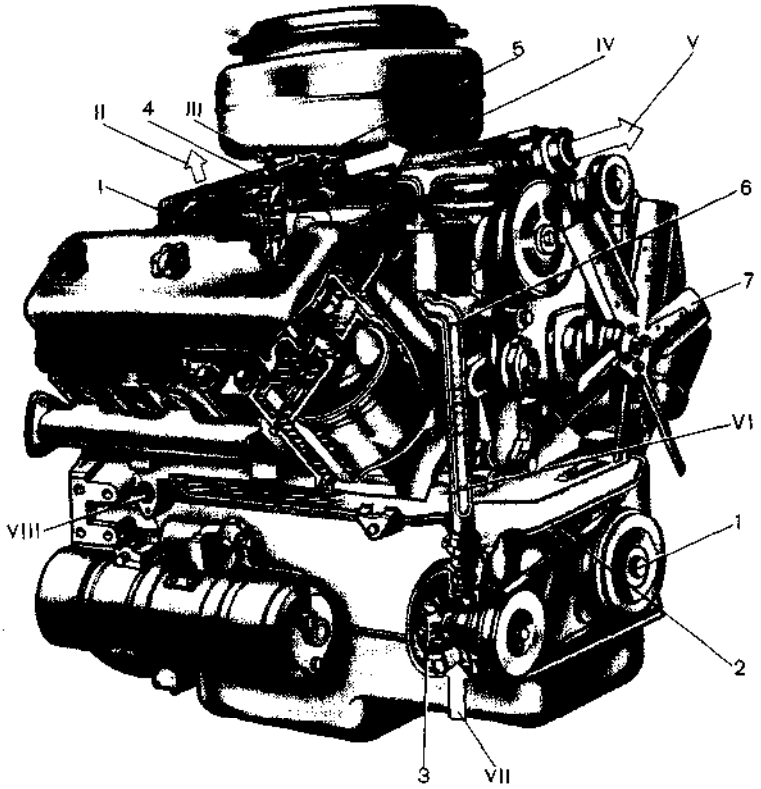


Рис. 134.
Схема замкнутой принудительной системы охлаждения:
I — место установки датчика термометра; *II* — отвод охлаждающей жидкости к отопителю кабины водителя; *III* — кран выпуска воздуха при заполнении системы во время подогрева пусковым подогревателем; *IV* к *V* — отвод охлаждающей жидкости к радиатору; *VI* — отвод охлаждающей жидкости к компрессору тормозной системы; *VII* —подвод охлаждающей жидкости от радиатора; *VIII* — подвод охлаждающей жидкости от пускового подогревателя;
1 — коленчатый вал;
2 — распределительный канал;
3 — центробежный насос; *4* — трубопровод; *5* — термостат; *6* — перепускная труба;
7 — вентилятор

Системы жидкостного охлаждения. Эти системы получили наибольшее распространение в двигателях внутреннего сгорания всех типов. Это объясняется большей интенсивностью охлаждения жидкостью, чем воздухом, и гибкостью управления работой такой системы.

По способу осуществления циркуляции жидкости около охлаждаемых поверхностей системы охлаждения могут быть: принудительными, в которых циркуляция обеспечивается специальным насосом, расположенным на двигателе (или в силовой установке); под давлением жидкости, подводимой в силовую установку из внешнего водопровода; термосифонными, в которых циркуляция жидкости происходит в результате разности гравитационных сил, возникающих в жидкости различной плотности — нагретой около поверхностей деталей двигателя и охлаждаемой в охладителе; комбинированными.

Принудительные системы охлаждения могут быть замкнутыми (рис. 134) или незамкнутыми (проточными).

Незамкнутые водяные системы просты по конструкции, особенно если вода к ним подводится из водопровода, но обладают тем большим недостатком, что вместе с во-

дой в систему охлаждения вносятся взвешенные или растворенные примеси, загрязняющие охлаждаемые поверхности. Поэтому применение таких систем охлаждения ограничено судовыми и стационарными двигателями малой удельной мощности.

В испарительных незамкнутых системах охлаждения циркуляция воды около охлаждаемых стенок осуществляется также за счет гравитационных сил и перемещения жидкости при всплытии паровых пузырей, образующихся на горячих стенках цилиндров и их крышек. Эта система охлаждения конструктивно самая простая, но она требует большого расхода умягченной воды во избежание интенсивного отложения накипи на охлаждаемых стенках и применяется крайне редко (в простейших стационарных калоризаторных двигателях).

Термосифонная система охлаждения (рис. 135) всегда замкнутая и является простейшей из всех замкнутых систем, однако вследствие малой интенсивности циркуляции воды она почти не применяется.

Комбинированные системы охлаждения в настоящее время находят все более широкое распространение. Наиболее интенсивно нагреваемые детали (головки блоков цилиндров, поршни) охлаждаются принудительно, а блоки цилиндров — по термосифонному принципу.

Замкнутая принудительная система — наиболее распространенная система жидкостного охлаждения. Рабочим телом в ней является вода, подвергающаяся предварительной обработке — умягчению, фильтрации или дистилляции. Высокая температура замерзания воды обусловливает необходимость в автомобильных и других транспортных двигателях, эксплуатируемых при низких температурах окружающего воздуха, в качестве рабочего тела систем охлаждения использовать жидкости с низкой (до — 65 °С) температурой замерзания — антифризы. Применение их упрощает эксплуатацию двигателей и предотвращает разрушение системы охлаждения при замерзании воды.

Температура жидкости в системе охлаждении имеет большое значение: чем она выше, тем меньше теплоты от газов передается стенке, равномернее ее температура, меньше габаритные размеры и масса охладителей. Следовательно, целесообразно высокотемпературное охлаждение, осуществление которого требует рабочих тел с более высокой температурой кипения. Температуру кипения воды можно поднять, если повысить давление в системе охлаждения; однако при этом возрастает опасность разгерметизации системы охлаждения в результате вибраций, возникающих при работе двигателя. Поэтому применяют высококипящие охлаждающие жидкости, в частности этиленгликоль и его водные растворы, позволяющие повысить температуру в системе охлаждения до 120...170 °С.

Основными элементами замкнутой принудительной системы охлаждения (см. рис. 134) являются: полости вокруг каждого из цилиндров (или группы цилиндров) и в головках цилиндров (или в головках блоков цилиндров), образованные наружными стенками, заполненные охлаждающим телом; насос; охладители; соединительные трубы; уплотнительные прокладки; устройства, соединяющие систему охлаждения с атмосферой (открытая система) или, наоборот, разъединяющие полости системы и атмосферу (закрытая система).

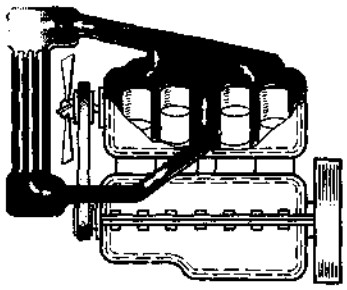


Рис. 135.
Схема термосифонной системы охлажде-

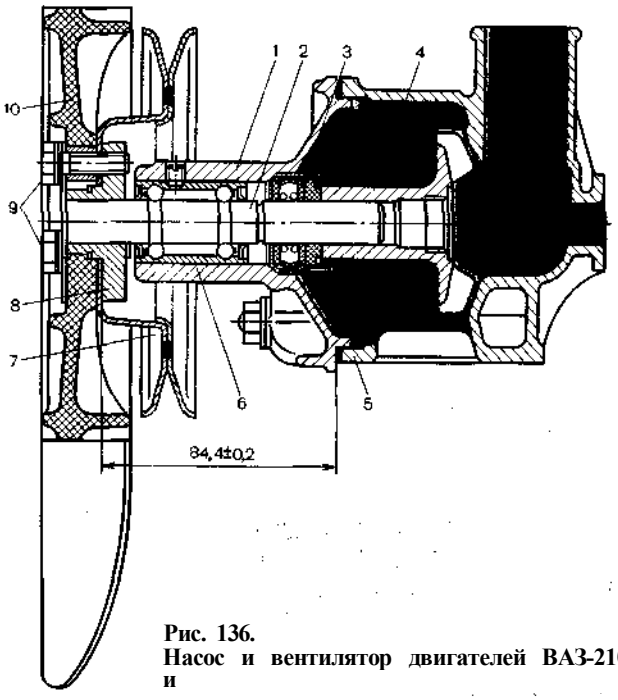


Рис. 136.
Насос и вентилятор двигателей ВАЗ-2101 и

Центробежный насос *3* (очень редко применяют шестеренные, коловратные или поршневые насосы), приводимый в движение трапециевидным ремнем от коленчатого вала *1,* нагнетает жидкость в распределительный канал *2,* отливаемый в блоке или выполняемый в виде наружной или вставляемой в блок трубы. Из этого канала вода равномерно распределяется по цилиндрам соответствующими отверстиями или направляющими козырьками к наиболее горячим поверхностям (верхняя часть цилиндра, выпускной канал, гнезда топливных форсунок, днище головки). Полости охлаждения цилиндров и их головок соединяют между собой отверстиями в сопрягаемых поверхностях цилиндров и головок.

Из головок цилиндров вода собирается в литой или сварной трубопровод *4* и направляется (стрелки *IV* и *V)* в радиатор, где отдает теплоту воздуху, подаваемому вентилятором *7*, приводимым в движение от коленчатого вала, или воде внешнего контура, омывающей теплообменные трубки охладителя. Затем вода из охладителя или радиатора откачивается водяным насосом и направляется в полости охлаждения двигателя.

В автотракторных двигателях водяной насос и вентилятор часто расположены на одном валу около радиатора и приводятся в действие ременной передачей от коленчатого вала. На рис. 136 показана подобная конструкция. Вал *2* с напрессованными на него чугунной крыльчаткой *4* водяного насоса и стальной ступицей *8* вращается в двухрядном шариковом подшипнике *6,* установленном в крышке *1* корпуса *5* насоса. Крышка и корпус отлиты из алюминиевых сплавов. Полость нагнетания насоса уплотнена сальником *3,* состоящим из латунного корпуса, запрессованного в крышку *1,* и резиновой манжеты, прижимаемой пружиной к торцу корпуса сальника и графитовому кольцу, которое уплотняет торец крыльчатки. Подшипник заполнен смазочным материалом, удерживаемым сальниками. На ступице *8* винтами *9* закреплены штампованный из

стали шкив *7* для клинового ремня привода и пластмассовый вентилятор *10*. Кроме того, в систему жидкостного охлаждения могут входить устройства, рассмотренные ниже.

Термостаты служат для предупреждения переохлаждения цилиндров и их головок на режимах малых нагрузок и ускорения прогрева двигателя после пуска. При температуре воды на выходе из головок цилиндров ниже 70...75 °С (нормальная температура 85...97 °С) термостат 5 (см. рис. 134) по перепускной трубе *6* направляет воду в насос помимо охладителя или радиатора; при более высокой температуре клапан термостата постепенно перекрывает проход воды к насосу и она начинает поступать в охладитель. Устанавливают термостаты на сборном трубопроводе *4* или на выходе из расширительного бака (см. ниже). Иногда термостаты имеют байпасное устройство, позволяющее перепускать пары воды и воздух при закрытом клапане термостата.

Паровые и паровоздушные клапаны устанавливают в закрытых системах охлаждения двигателей для наземного транспорта в наивысшей точке, как правило, на радиаторе. Паровой клапан при интенсивном парообразовании в полостях охлаждения открывается и выпускает пар и выделяющийся из воды воздух; этим предупреждается чрезмерное повышение давления в системе охлаждения и выход ее из строя. В системах охлаждения форсированных двигателей, где выбросы пара могут быть значительны, устанавливают комбинированный паровоздушный клапан, в котором воздушный клапан открывает вход воздуха в систему охлаждения при ее опорожнении или остывании, что предотвращает создание вакуума в системе и ее разрушение воздухом атмосферного давления. Клапаны регулируют на перепад давлений 0,005...0,050 МПа (паровой) и 0,005...0,010 МПа (воздушный).

Расширительные, или компенсационные, баки устанавливают в самой верхней точки системы охлаждения. При нагревании жидкость из системы заполняет расширительный бак, при охлаждении жидкость из бачка поступает в систему. Эти баки служат также для сбора выделяющегося воздуха и образующегося пара и отвода их в атмосферу или в конденсаторы через вентиляционную (сливную) трубку и для заполнении системы охлаждения водой, количество которой уменьшается вследствие парообразования.

Заливные горловины предназначены для заливки охлаждающей жидкости или промывочных растворов при чистке полостей системы охлаждения. Они расположены в верхней части системы охлаждения на радиаторах или расширительных баках. Нередко в заливных горловинах устанавливают паровые или паровоздушные клапаны.

Сливные краны позволяют сливать из системы охлаждения или ее элементов охлаждающую жидкость или промывочные растворы. Их располагают в самых низких точках системы охлаждения и ее элементов.

Термометры (ртутные в защитных кожухах, дистанционные) служат для контроля теплового состояния двигателя. Их устанавливают на выходе охлаждающей жидкости из головок цилиндров в сборном трубопроводе или на входе в двигатель (судовые двигатели), на входе охлаждающей жидкости или забортной воды в охладители или на выходе из них, а также на выходе из полостей охлаждения турбокомпрессоров, выпускных трубопроводов, «теплых ящиков».

Манометры располагают на входе в двигатель, а также после других элементов системы охлаждения; они предназначены для контроля циркуляции рабочего тела.

Насосы забортной воды (или насосы внешнего круга циркуляции воды через охладители в стационарных установках) предусмотрены в судовых силовых установках с замкнутой принудительной системой охлаждения для прокачки воды через охладители пресной воды, циркулирующей во внутреннем круге циркуляции системы охлаждения.

Полости охлаждения выпускных трубопроводов, турбокомпрессоров или сило-

вых турбин, впускных трубопроводов или смесительных камер карбюраторов служат для охлаждения или подогрева перечисленных элементов.

Масляные охладители предназначены для охлаждения масла, циркулирующего в смазочной системе.

Водовоздушные охладители служат для охлаждения наддувочного воздуха в дизелях с высоким наддувом.

Устройства для охлаждения поршней применяют в форсированных двигателях. Для охлаждения используется масло или вода (в крейцкопфных двигателях). Масло в поршни может поступать из смазочной системы; однако крейцкопфные двигатели для увеличения срока службы смазочного масла нередко оборудуют отдельной системой подачи масла (или воды). В случае использования масла эта система снабжается своим охладителем и фильтром.

Устройства для охлаждения топливных форсунок устанавливают в крупных судовых и стационарных форсированных двигателях, так как охлаждать их прокачиванием излишнего топлива насосами высокого давления невыгодно. В этом случае через охлаждающие полости корпусов форсунок прокачивается пресная вода или масло из системы охлаждения поршней.

Подогревательные устройства служат для прогрева двигателя перед пуском.

«Теплые ящики» или *отстойно-смесительные цистерны* предусматривают в судовых или стационарных двигателях с незамкнутой системой охлаждения. В этом случае используется забортиая (внешняя) вода, температура которой в зависимости от температуры внешней среды может колебаться в широких пределах (2...42°С), поэтому интенсивность охлаждения также будет произвольно меняться. Для устранения указанного недостатка забортную воду смешивают с горячей водой в количествах, обеспечивающих постоянство температуры (>=20 °С) в «теплом ящике», откуда вода поступает в двигатель независимо от его режима работы или температуры забортной воды. В «теплый ящик» горячая вода подводится или из охлаждаемого двигателя, или из вспомогательных двигателей, или из теплофикационной сети судна. Перед смешением забортная вода предварительно очищается от примесей в фильтрах или смесительных емкостях. Избыточная горячая вода спускается за борт.

Регулировочные краны, расположенные между элементами системы охлаждения судовых и стационарных двигателей, являются основными или дополнительными ручными средствами для регулирования температуры воды на входе в двигатель, а также служат для отключения элементов системы во время ее очистки и ремонта при работающем двигателе и предупреждения самопроизвольного слива воды из емкостей, например, из «теплых ящиков» или отстойно-смесительных цистерн (обратные клапаны).

Противокоррозионные устройства (протекторы) в виде цинковых пластин и обручей устанавливают в полостях охлаждения крышек цилиндров и вокруг втулок цилиндров для предохранения основных деталей от электрохимической коррозии, так как охлаждающая вода всегда является электролитом. Цинк, помещенный в электролит, меняет потенциал металли-

Подогревательные устройства в смазочных системах и системах охлаждения позволяют осуществлять нагружение двигателей сразу после пуска.

От коррозии внутренние поверхности систем охлаждения предохраняют бакелитированием, окраской масляными красками и лаками;..... кавитационная коррозия цилиндровых втулок (гильз) может быть предупреждена устранением их вибраций и организованным движением жидкости.

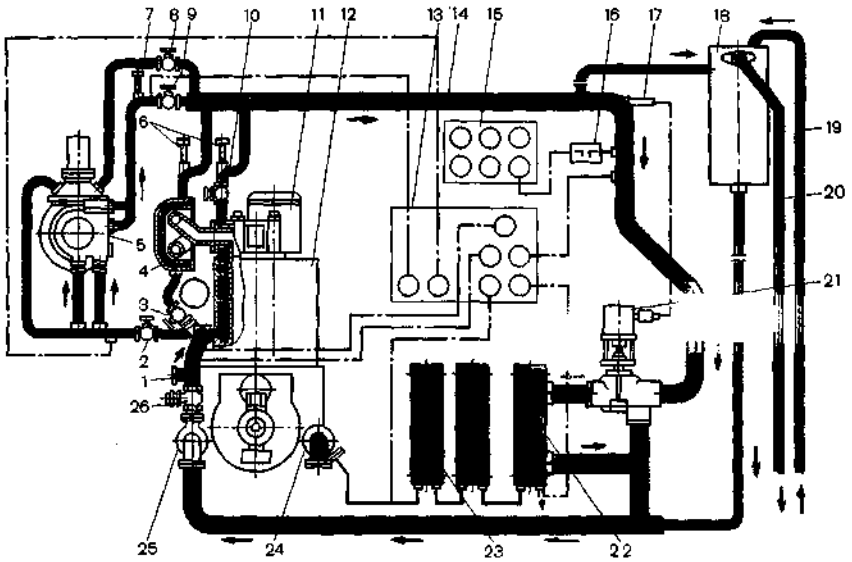
ческих поверхностей так, что ионы цинка переносятся на поверхности других деталей.

Устройства, позволяющие использовать теплоту (до 80 %), отводимую от деталей в систему охлаждения, предназначены для технических и бытовых нужд (подогрев тяжелых вязких топлив в подогревателях до подачи их к насосам, отопление радиаторами служебных помещений и др.).

На рис. 137 показана схема системы охлаждения двигателя 6ЧРН 36/45.

Насос *25* подает пресную воду внутреннего контура в полости охлаждения блока *12* цилиндров и крышек *11* и одновременно в полости охлаждения турбокомпрессора *5* и выпускные трубопроводы *4*. Через патрубок *1* в полости охлаждения можно подвести горячую воду от котельной установки судна для *подогрева двигателя* перед пуском. Из всех полостей охлаждения вода собирается в трубу *14* и направляется к клапану термостата *21*, регулирующему с помощью датчика *17* температуру воды на всасывании в насос *25* (часть воды проходит, минуя охладитель *22)*. Часть воды из трубы *14* вместе с паром и воздухом может поступать в расширительный бак *18*, через трубу *19* которого система пополняется пресной водой. Вода из внутреннего круга циркуляции может сливаться по трубе *20* расширительного бака из охладителя *22*, насоса *25*, полостей охлаждения цилиндров, трубопроводов и турбокомпрессора через специальные краны, вручную охлаждение упомянутых элементов можно регулировать вентилями *26, 2, 3,8,9 и 10*, а тепловое состояние контролировать термометрами *6* и *7* и термометрами контрольного щита *13*. На этом же щите установлен манометр, показывающий давление воды после насоса *25*. Кроме того, на сигнализацион-

Рис. 137.
Схема замкнутой принудительной системы охлаждения двигателя 6ЧРН 36/45:
1 — патрубок; *2, 3, 8, 9, 10* и *26* — вентили; *4* — выпускной трубопровод; *5* — турбокомпрессор; *6 и 7* — термометры; *11* — крышка цилиндра; *12* — блок цилиндров; *13* — контрольный щит; *14, 19* и *20* — трубы; *15* — сигнализационный щит; *16* — температурное реле; *17* — датчик; *18* — расширительный бак; *21* — термостат; *22* — водяной охладитель; *23* — масляный охладитель; *24 и 25* — насосы



ном щите *15* расположены лампа и звонок, включаемые по сигналу температурного реле *16* при температуре волы в сборной трубе *14* более 70 °С.

Циркуляция забортной волы в наружном контуре осуществляется центробежным насосом *24,* засасывающим воду из кингстона через фильтр и обратный клапан и нагнетающим ее в сдвоенный масляный охладитель *23* и водяной охладитель *22.*

Система воздушного охлаждения. Вследствие простоты обслуживания, обеспечения меньшего отвода теплоты от газов внешней среде и большей компактности силовых установок с двигателями, с воздушным охлаждением их применяют в качестве стационарных и транспортных двигателей малой мощности. Причинами, сдерживающими применение двигателей с воздушным охлаждением, являются повышенный шум при работе и трудность охлаждения головок цилиндров и поршней двигателя при форсировании их наддувом.

Для охлаждения цилиндры и их головки снабжаются ребрами, увеличивающими поверхность теплоотдачи воздуху. Авиационные, мотоциклетные и навесные лодочные двигатели удовлетворительно охлаждаются набегающим потоком воздуха при движении.

Стационарные и автомобильные двигатели охлаждаются с помощью вентиляторов, создающих поток воздуха в межреберных каналах. Для уменьшения расхода воздуха на охлаждение и мощности вентилятора, приводимого в движение валом двигателя, движение воздуха организуется дефлекторами из листовой стали или дюралюминия, которые не только образуют межреберные каналы, но и распределяют воздух равномерно по цилиндрам и вдоль них, обеспечивая более интенсив-

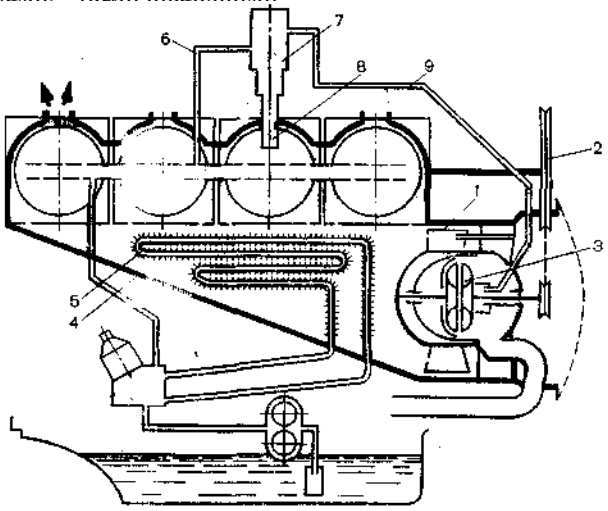


Рис. 138. Схема воздушного охлаждения с автоматическим регулированием дизелей ВТЗ:

1 — вентилятор; *2* — ременная передача; *3* — гидромуфта; *4* — капот; *5* — масляный радиатор; *6 и 9*— маслопроводы; *7* — термоклапан; *8* — датчик

В качестве насосов забортной воды часто используются поршневые и шестеренные насосы.

ное охлаждение головок и верхней части цилиндров.

Интенсивность охлаждения в зависимости от режима работы двигателя и температуры окружающего воздуха регулируется изменением расхода воздуха с помощью специальных устройств, увеличивающих или уменьшающих сечение на выходе нагретого воздуха или на входе его в подкапотное пространство или производительность вентилятора (путем изменения частоты вращения или положения лопастей вентилятора). Если регулирование интенсивности охлаждения автоматизировано, то эти устройства управляются датчиками теплового состояния двигателя, устанавливаемыми, как правило, в головке одного из цилиндров в наиболее нагретой зоне (выпускной канал, форсунка, свеча зажигания). Реже такие датчики располагают в потоке нагретого воздуха.

Охлаждение масла осуществляется обдувом воздухом отлитого из легких сплавов оребренного поддона картера. В форсированных двигателях масло охлаждается в масляном радиаторе, омываемом потоком воздуха, набегающим при движении мотоцикла, самолета, автомобиля, или создаваемым вентилятором. В таких случаях радиатор устанавливают между вентилятором и двигателем.

В некоторых силовых установках нагретый воздух используется для подогрева кабин управления или кают.

На рис. 138 приведена типичная автоматизированная система воздушного охлаждения тракторных двигателей ВТЗ. Вентилятор /, приводимый в движение от коленчатого вала ременной передачей *2* и гидромуфтой *3,* подает воздух под капот *4,* где он охлаждает масляный радиатор *5,* а затем направляется дефлекторами, в межреберные каналы головок и цилиндров. Тепловой датчик *8,* расположенный в головке второго цилиндра, с помощью термоклапана 7 изменяет заполнение полости гидромуфты маслом, поступающим к термоклапану по маслопроводу *6* из магистрали дизеля, а из термоклапана по маслопроводу *9* — к гидромуфте.

§ 24.Пуск и реверсирование двигателей

После ознакомления с принципом действия двигателей внутреннего сгорания становится очевидным, что пуск двигателя возможен только в том случае, если коленчатый вал приводится во вращение вспомогательным устройством. Проворачивание коленчатого вала от постороннего источника энергии — необходимое условие пуска двигателя, так как наполнение цилиндра свежим зарядом, образование горючей смеси, воспламенение и горение топлива происходят в результате перемещения поршня и клапанов, а также работы агрегатов двигателя, приводимых в движение от коленчатого вала.

Источник энергии и пусковое устройство составляют *систему пуска двигателя.*

Независимо от типа двигателя стремятся обеспечить пуск при минимально допустимой частоте вращения коленчатого вала, поскольку чем выше частота вращения, тем больше должны быть мощность источника энергии, габаритные размеры и масса пускового устройства. Минимальная пусковая частота вращения коленчатого вала карбюраторных двигателей равна приблизительно 50 об/мин; автомобильных и тракторных дизелей 120...240 об/мин; судовых и тепловозных дизелей 1/3 номинальной.

Рассмотрим факторы, определяющие выбор минимальной пусковой частоты вращения коленчатого вала. В карбюраторных двигателях учитывают главным образом особенности смесеобразования, так как условия распыливания бензина в карбюраторе и его испарения при низкой — пусковой — частоте вращения коленчатого вала получаются не вполне удовлетворительными. Получить при пуске горючую смесь подходящего состава можно лишь при некоторой определенной скорости потока воздуха в карбюраторе. Обеспечение необходимой мощности электрической искры между электродами свечи зажигания не представляет при пуске каких-либо трудностей.

Минимальная частота вращения коленчатого вала при пуске дизеля зависит не только от условий смесеобразования, но и от условий воспламенения топлива. Температура заряда в конце сжатия в цилиндре дизеля должна быть несколько выше температуры самовоспламенения топлива, равной 230...250 °С. При пуске дизеля, особенно в холодном его состоянии, условия испарения и воспламенения топлива менее благоприятные, чем при нормальной работе. Сказывается значительное увеличение теплоотдачи ввиду низкой температуры стенок цилиндра и увеличения времени цикла, так как частота вращения при пуске невелика. Кроме того в процессе сжатия происходит утечка свежего заряда через зазоры между поршнем и цилиндром, особенно через зазоры в замках поршневых колец. Их доля от массы заряда цилиндра в начале сжатия составляет при пусковых условиях 20...45 %. Дополнительно 10...15 % массы заряда вытекает из цилиндра во впускной трубопровод через впускной клапан, так как он закрывается после НМТ, с запаздыванием на 40...60° угла поворота коленчатого вала.

Увеличение теплоотдачи к стенке и утечка свежего заряда тем больше, чем меньше частота вращения коленчатого вала, поэтому при низкой частоте вращения или при низкой температуре атмосферного воздуха температура заряда в конце сжатия может оказаться ниже температуры самовоспламенения и пуск становится невозможным.

Пусковые устройства

Широко применяют электрические системы пуска и воздушный (или цилиндровый) пуск. Менее распространен пуск вспомогательным поршневым двигателем внутреннего сгорания. Ручной пуск, системы пуска с пневмостартером и инерционным стартером встречаются сравнительно редко. Пуск пневмостартером применяют в основном на двигателях мотовозов, работающих в шахтах и на рудниках, где опасность взрыва рудничных газов от искрения исключает применение электростартеров.

Электрические системы пуска с питанием от аккумуляторной батареи удобны в эксплуатации и требуют минимальных затрат на обслуживание; в этом их главные преимущества. На автомобильных и тракторных двигателях только для пуска предназначены электрические двигатели постоянного тока с последовательным возбуждением — *электростартеры* (рис.139). Крутящий момент с вала *6* привода передается на коленчатый вал двигателя посредством зубчатого колеса *5*, которое на время пуска электромагнитным реле вводится в зацепление с зубчатым венцом на маховике двигателя.

Судовые и тепловозные дизель-генераторы постоянного тока пускают способом обращения силового генератора в режим электродвигателя. По такому же принципу используют для пуска вспомогательные генераторы постоянного тока, которые называют *стартер-генераторами.* Вал стартер-генератора приводится во вращение либо от вала силового генератора, либо от распределительного вала дизеля. Во время работы двигателя вспомогательные генераторы дают ток системе электроснабжения, например судна, и подзаряжают при необходимости аккумуляторную батарею.

Воздушный пуск применяют на дизелях средней и большой мощности. В *системах воздушного пуска* в цилиндры в такте расширения поступает сжатый воздух из пусковых баллонов и приводит в движение кривошипно-шатунный механизм. Объем пусковых баллонов рассчитан на несколько повторных пусков без подачи воздуха.

Система воздушного пуска — пневмостартером — используется на двигателях мотовозов, работающих в шахтах и на рудниках, т. е. там, где существует опасность взрыва и исключается применение электростартеров.

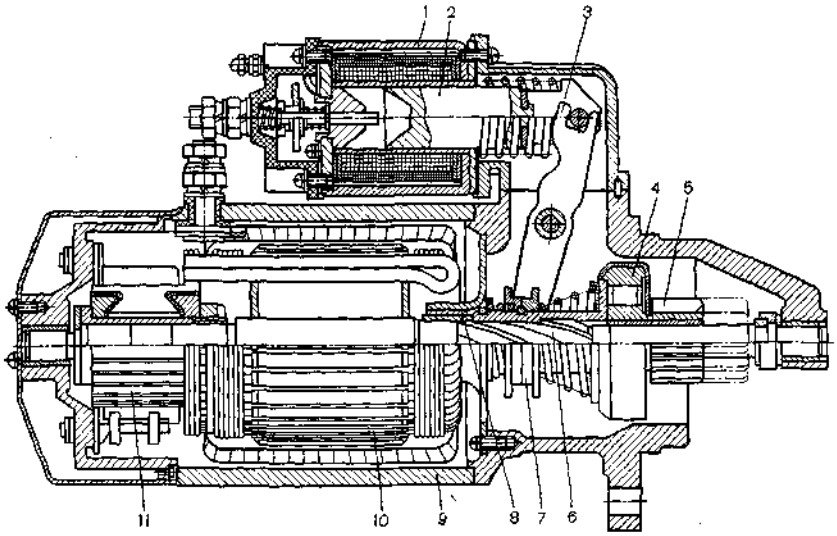


Рис. 139.
Электростартер СТ-212 Б1:
1 — электромагнитное тяговое реле;
2 — сердечник-якорь тягового реле;
3 — вильчатый рычаг; *4* — муфта свободного хода;
5 — зубчатое колесо; *6* — вал привода;
7 — муфта привода; *8* — промежуточный подшипник; *9* — корпус; *10* — якорь стартера;
11 — коллектор

Система воздушного пуска, помимо пусковых баллонов с арматурой, компрессора и воздухопроводов, включает воздухораспределитель и пусковые клапаны, по одному на каждый цилиндр.
В системах пуска судовых двигателей при меняют, кроме того, главный пусковой клапан, который располагают на воздухопроводе от баллонов со сжатым воздухом к двигателю. Он позволяет выполнять несколько последовательных пусков при маневрах судна «передний ход», «за дний ход», не закрывая после каждого пуска вентили пусковых баллонов. Это облегчает управление двигателем и сокращает время маневра.

Через пусковые клапаны, которые устанавливают на крышках цилиндров, сжатый воздух поступает в цилиндры и производит в такте расширения работу, достаточную для проворачивания кривошипно-шатунного механизма. В результате расширения воздуха при истечении из пускового клапана в цилиндр его температура при большом перепаде давлений в клапане может понизиться настолько, что температура в конце сжатия в цилиндре окажется недостаточной для воспламенения топлива. Поэтому целесообразно заполнять баллоны воздухом, который сжимается в компрессоре незадолго перед пуском.

По принципу действия различают управляемые пусковые клапаны и автоматические. *Управляемые клапаны* — с механическим и, чаще, с пневматическим управлением применяют на двигателях со средними и оольшими размерами цилиндров. Преимущество системы с пневматическим управлением пусковыми клапанами заключается в том, что через воздухораспределитель, с помощью которого устанавливают требуемые фазы открытия пускового клапана, проходит лишь небольшое количество воздуха, нужного для воздействия на управляющий поршень пускового клапана. В цилиндры пусковой воздух поступает помимо воздухораспредели-

теля, поэтому размеры воздухораспределителя получаются небольшими и минимальны гидравлические потери в системе подвода воздуха из пусковых баллонов в цилиндры.

Устройство системы с *автоматическими пусковыми клапанами* проще, но гидравлические потери в системе заметно больше, так как через воздухораспределитель проходит весь пусковой воздух Большое распространение получили *дисковые воздухораспределители. Золотниковые воздухораспределители* устанавливают индивидуально на каждый цилиндр на двигателях больших размеров.

Пуск вспомогательным поршневым двигателем находит ограниченное применение на тракторных дизелях. Пусковым двигателем можно проворачивать коленчатый вал в течение длительного времени не опасаясь, как при пуске электростартером, израсходовать запас энергии, ограниченный электрической емкостью аккумуляторной батареи. Число повторных пусков также ничем не ограничено; это свойство пусковой системы с вспомогательным двигателем обеспечивает ей существенные преимущества в автономной эксплуатации.

На отечественных тракторах больше распространена каскадная система пуска: пуск вспомогательного пускового двигателя электростартером и затем пуск дизеля пусковым двигателем. Некоторые пусковые двигатели имеют только ручной пуск. Пусковые двигатели обычно карбюраторные, чаще двухтактные. Передача крутящего момента с коленчатого вала пускового двигателя на зубчатый венец маховика осуществляется через понижающий редуктор и дисковую муфту сцепления Автоматическая муфта центробежного действия выключает зубчатую передачу после пуска.

Ручной пуск требует больших физических усилий, поэтому применяется только на двигателях небольшой мощности: преимущественно на подвесных лодочных двигателях, на мотоциклетных (с помощью ножного пускового устройства) и на двигателях небольших переносных установок.

Пусковые качества двигателей

Пусковые качества двигателей оценивают минимальной температурой пуска, продолжительностью пуска и временем до приема нагрузки.

Минимальная температура пуска соответствует минимальной температуре атмосферного воздуха, при которой возможен пуск холодного двигателя.

Продолжительность пуска оценивают временем прокручивания коленчатого вала до момента отключения пускового устройства на режиме холостого хода.

Время подготовки двигателя к приему нагрузки складывается из времени, затраченного на пуск и прогрев двигателя на режиме холостого хода. По условию надежности работа двигателей под нагрузкой разрешается при температуре воды и масла не ниже 40...45 °С. Работа двигателя с большой нагрузкой при низкой температуре масла и воды может вызвать повреждение подшипников коленчатого вала и недопустимо высокие температурные напряжения в стенках деталей, образующих камеру сгорания.

Такой же нижний предел температуры и воды и масла устанавливают для бензиновых двигателей по условию охраны окружающей среды. Концентрация токсичных веществ в отработавших газах после прогрева двигателей существенно меньше, чем при работе холодного; меньше приблизительно на 30 % и расход бензина.

Поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания отличаются удовлетворительными пусковыми качествами. В теплую погоду пуск и подготовка двигателей к приему нагрузки занимают считанные секунды.

Затруднения с пуском холодного двигателя при отрицательных температурах возникают в связи со значительным увеличением момента сопротивления кривошипно-шатунного механизма при проворачивании коленчатого вала ввиду повышения вязкости масла. При отрицательных температурах заметно падает к тому же работоспособность аккумуляторных батарей. В итоге частота вращения коленчатого

вала может оказаться ниже минимальной для пуска и двигатель не пускается.

Показатели пусковых качеств двигателей назначают с учетом условий эксплуатации двигателей. Тракторные и автомобильные дизели, для смазывания которых применяют обычные масла, пускают при температуре до — 10 °С без затруднений. Продолжительность пуска при такой температуре не превышает 5...10 мин.

Пусковые свойства дизеля зависят от цетанового числа и фракционного состава топлива. Чем раньше закрывается пусковой клапан *после* НМТ, *тем лучше* пускается двигатель, так как уменьшается обратный выброс свежего заряда в начале сжатия.

Пусковые свойства карбюраторного двигателя определяются эффективностью работы пусковых устройств и системы холостого хода карбюратора и мощностью электрической искры.

Пуск судовых и тепловозных дизелей без предварительного подогрева воды и масла разрешается при температуре не ниже + 8 °С во избежание задиров подшипников. Во время длительных остановок двигателя температура воды и масла поддерживается на необходимом уровне подогревательными устройствами.

Средства, обеспечивающие пуск двигателя при низкой температуре, предназначены, с одной стороны, для достижения необходимой минимальной пусковой частоты вращения коленчатого вала, а с другой стороны, для облегчения воспламенения топлива (в дизелях) при неблагоприятных условиях пуска.

Устройства для подогрева охлаждающей жидкости и масла в смазочной системе обеспечивают надежный пуск при очень низкой температуре. Их применяют на машинах, предназначенных для автономной эксплуатации в северных районах страны.

Минимальная пусковая частота вращения при низкой температуре может быть обеспечена двумя способами.

1. Уменьшением момента сопротивления при прокручивании коленчатого вала, которое достигается применением всесезонных масел, вязкость которых при низких

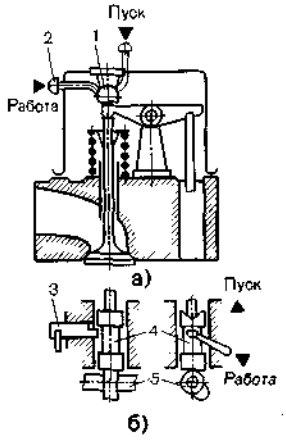


Рис. 140.
Декомпрессионное устройство:
а — с воздействием на коромысло; *б* — с воздействием на толкатель; *1 и 3* — валики с кулачками; *2* — рукоятка; *4* — толкатель; *5* — распределительный вал

температурах заметно меньше, чем обычных масел. На некоторых дизелях применяют с той же целью декомпрессионные устройства, с помощью которых впускные и выпускные клапаны — чаще только впускные — удерживаются в приоткрытом состоянии (рис. 140).

2. Утеплением и подогревом аккумуляторных батарей, что повышает их работоспособность при отрицательных температурах.

Для надежного воспламенения топлива при пуске используют следующее.

Обогащение смеси путем увеличения цикловой подачи топлива в 1,8...2,5 раза, что улучшает условия образования топливно-воздушной смеси горючей концентрации.

Различные способы повышения температуры заряда в дизелях. На дизелях с небольшим объемом цилиндров воздух во впускном трубопроводе нагревается свеча-ми накаливания или электрофакельным устройством — термостартом.

Свечи накаливания с элементом из проволочной спирали устанавливаются в неразделенных и разделенных камерах сгорания. Больше распространены свечи с от-

крытым нагревательным элементом, хотя свечи, в которых нагревательный элемент закрыт оболочкой из жаропрочного сплава, более долговечны. Последние обычно используют на дизелях с разделенными камерами сгорания.

Легко воспламеняющиеся жидкости «Холод Д-40» для дизелей и «Арктика» для карбюраторных двигателей при эксплуатации в районах с суровым климатом.

Реверсирование двигателей

Реверсирование двигателя, т. е. изменение направления вращения коленчатого вала, требуется при маневрах судна, если коленчатый вал главного двигателя соединен с гребным валом непосредственно или через непереключаемый редуктор. В судовых силовых установках большой мощности с прямой передачей мощности на гребной винт используются главным образом средне- и малооборотные дизели с наддувом, как двух-, так и четырехтактные.

Вполне очевидно, что все механизмы, системы и вспомогательные агрегаты реверсивного двигателя должны нормально функционировать при прямом и обратном вращении. При реверсировании должны быть обеспечены надлежащие фазы газораспределения, фазы подачи топлива и пускового воздуха в цилиндры двигателя.

Конструкция привода механизма газораспределения реверсивных двигателей может быть выполнена с двумя или с одним комплектом кулачков на распределительном валу. Два комплекта кулачков — один для прямого хода и один для обратного — размещают на распределительном валу рядом. При реверсировании толкатели привода клапанов (или рычаги) переставляют с одного комплекта кулачков на другой перемещением либо самих толкателей, либо распределительного вала.

В механизме реверса с одним комплектом кулачков на распределительном валу требуемое угловое расположение распределительного вала относительно коленчатого вала достигается при реверсе перестановкой зубчатого колеса в приводе распределительного вала. Такой же метод применяется для реверсирования воздухораспределения в системе воздушного пуска.

Сервомоторы (роторно-лопастные машины, жидкостные или пневматические) исключают необходимость приложения больших физических усилий при перестановке механизмов двигателя во время реверсирования.

§ 25. Фильтрация воздуха

Пыль, попадающая в двигатель, значительно увеличивает износ его трущихся поверхностей. По опытным данным, между износом верхних компрессорных колец и верхней части втулки цилиндров и запыленностью воздуха практически существует прямая зависимость. При одинаковой запыленности воздуха износ возрастает при увеличении расхода воздуха.

Основная масса пыли в двигатель проникает вместе с воздухом, в котором ее содержание зависит от условий работы двигателя. Например, массовая концентрация пыли в воздухе при движении автомобиля в городе или за городом по шоссе с усовершенствованным покрытием может составлять 0,00025...0,001 г/м^3, при движении по грунтовым дорогам — 0,01...0,02 г/м^3. Значительно большее содержание пыли наблюдается при работе двигателей, установленных на тракторы, экскаваторы, карьерные самосвалы и т. п.

Для очистки воздуха от пыли на двигателях применяют воздушные фильтры, которые при работе в условиях сильной запыленности воздуха снижают износ дета-

Для определения времени технического обслуживания сухие воздушные фильтры снабжаются индикаторами запыленности.

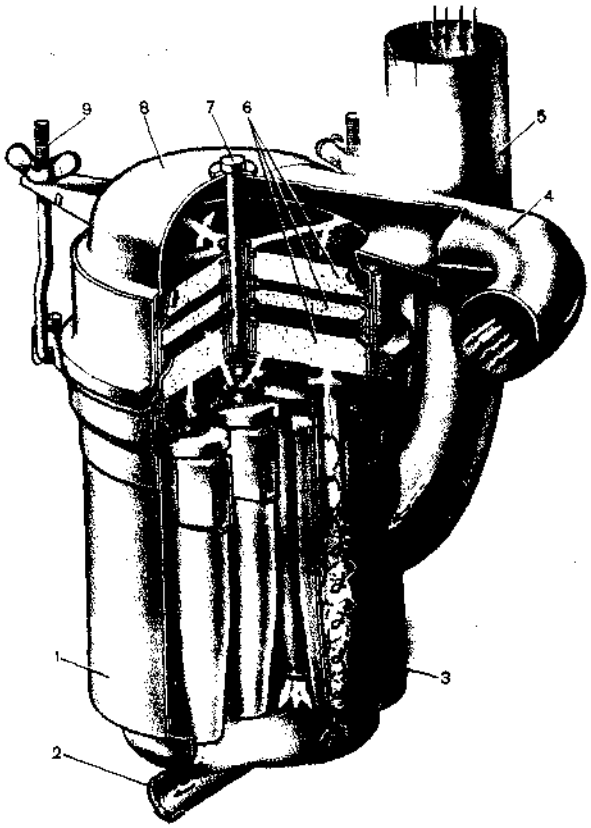
лей в 1,5...2 раза. Любой воздушный фильтр должен эффективно очищать воздух от пыли, обладать малым гидравлическим сопротивлением и необходимой пылеемкостью, быть надежным в работе и удобным для обслуживания, а кроме того, иметь компактную и технологичную конструкцию.

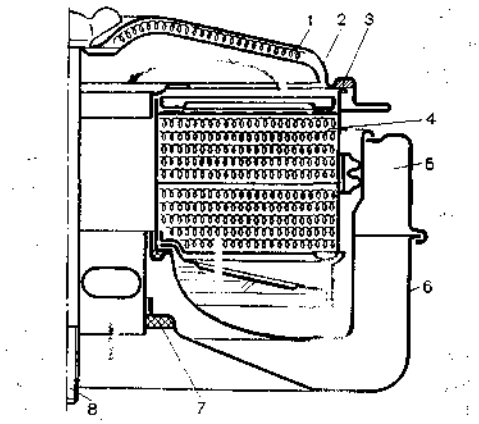
По способу очистки воздуха фильтры делят на инерционные, фильтрующие и комбинированные. Кроме того, инерционные и фильтрующие воздушные фильтры называют сухими, если их поверхности не смачиваются маслом, и мокрыми — если смачиваются. Комбинированные воздушные фильтры могут быть сухими, мокрыми и смешанными.

В *инерционных воздушных фильтрах* движение воздуха организуется так, что он резко изменяет свое направление. Так как плотность частиц пыли больше, чем плотность воздуха, то при изменении направления движения воздуха большая часть частиц пыли продолжает движение по начальной траектории. Эта часть пыли либо собирается в специальную емкость (сухой инерционный фильтр, рис. 141), либо осаждается в масляной ванне (мокрый инерционный фильтр, рис. 142). В инерционных центробежных фильтрах часто используют специальное устройство — циклон, в котором запыленному воздуху придается вихревое движение. Пути

Рис. 141.
Комбинированный сухой воздушный фильтр двигателей типа СМД:

1 — корпус; *2* — патрубок для отсоса пыли; *3* — циклон; *4* — патрубок для отвода воздуха; *5* — патрубок для подвода воздуха; *6* — кассеты фильтрующего элемента; *7* и *9* — стяжные болты; *8* — крышка фильтра





Рис, 142.
Комбинированный мокрый воздушный фильтр двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238:
1— шумопоглотитель; *2*— крышка; *3* и *7* — прокладки; *4* — фильтрующий элемент; *5* камера глушения шума впуска; *6* — корпус; *8* — стержень крепления воздушного фильтра

движения воздуха и частиц пыли показаны на рис. 141.

В фильтрующих воздушных фильтрах частицы пыли оседают или на смоченной поверхности элемента *4* (см. рис. 142), или на волокнах сухого элемента *2* (рис. 143).

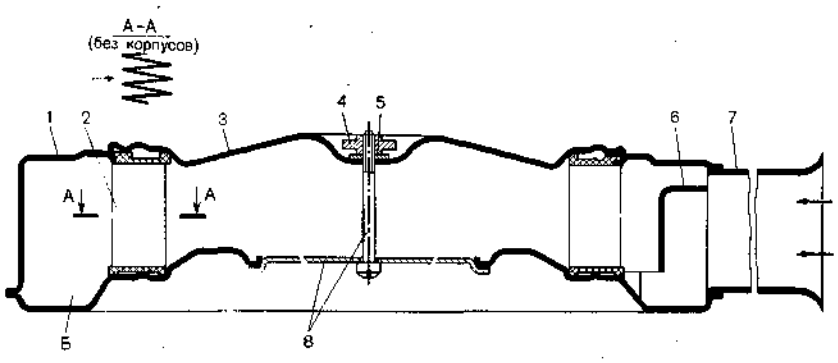
Рис. 143.
Фильтрующий воздушный фильтр типа ВСГ-4:
Б -- кольцевая полость глушения шума; *1* — корпус; *2* — фильтрующий элемент; *3* — крышка; *4* — гайка; *5* — прокладка; *6* отражатель; *7* — воздушный патрубок; *8* — детали (винт и пластина), предохраняющие фильтр при транспортировке

Мокрые фильтрующие элементы изготовляют из проволочной сетки, капроновой или проволочной путанки, стекловолокна, металлической стружки и т. п. Такие элементы используют, как правило, в качестве вторых ступеней очистки в комбинированных воздушных фильтрах.

Сухие фильтрующие элементы делают из специального фильтровального картона, пенополиуретана, нетканых материалов и т. п. В настоящее время сухие фильтрующие элементы получают широкое применение в транспортных двигателях с наддувом. Такие элементы лишены указанных ниже недостатков комбинированных фильтров с мокрыми фильтрующими элементами и просты в обслуживании.

В *комбинированных воздушных фильтрах* применяют рассмотренные выше два способа очистки воздуха. Наиболее часто устанавливают мокрый инерционный фильтр в качестве первой ступени и мокрый фильтрующий элемент в качестве второй ступени (см. рис. 142). В этих фильтрах достигается хорошая очистка воздуха на всех режимах работы двигателя. Однако они требуют частого обслуживания и из них может уноситься масло, что приводит к закоксовыванию карбюратора или компрессора в двигателях с наддувом. Кроме того, эти фильтры должны устанавливаться на двигатель с минимальными отклонениями от вертикального положения.

На двигателях, работающих в условиях повышенной запыленности воздуха, в качестве первой ступени используют циклоны и мультициклоны (см. рис. 141), ко-



торые позволяют эффективно задерживать крупные частицы пыли. Для автоматического удаления пыли применяют эжекторы, работающие на выпускных газах. Второй ступенью является фильтрующий элемент (или несколько элементов). Такая конструкция обеспечивает большую продолжительность работы фильтра без обслуживания при некотором ухудшении очистки воздуха. Для повышения степени очистки воздуха часто после инерционной центробежной ступени воздух очищается в мокрой инерционной ступени, а затем в фильтрующей ступени. Сопротивление таких фильтров больше, чем двухступенчатых.

Сопротивление воздушных фильтров зависит от их принципиальной схемы и для новых фильтров при работе двигателя с полной нагрузкой в зависимости от его типа составляет 0,6...5,5 кПа. По мере осаждения пыли сопротивление воздушных фильтров увеличивается (особенно в бумажных фильтрующих элементах).

§ 26. Глушение шума

Двигатель внутреннего сгорания является источником весьма сильного акустического шума. Акустический шум — это случайные механические колебания звукового диапазона в твердых, жидких и газообразных средах. Частота звукового диапазона колебаний составляет от 16...20 Гц до 16...20 кГц. Звуковой интервал частот делят на меньшие интервалы: низкочастотный — до 300...400 Гц; среднечастотный — от 300...400 до 800... 1000 Гц; высокочастотный— свыше 800...1000 Гц.

Наиболее распространенными характеристиками звуковых колебаний являются звуковое давление *p,* интенсивность (сила) звука и уровни интенсивности звука и звукового давления.

Интенсивность J звука определяется как количество энергии, переносимой в единицу времени через единичную площадку, перпендикулярную направлению распространения колебаний. Для характеристики субъективного восприятия звука существенным является не столько абсолютное значение интенсивности звука (или звукового давления), сколько его отношение к некоторым пороговым значениям. Поэтому введены понятия относительных уровней интенсивности L_i и звукового давления L_p (дБ), которые определяются по следующим зависимостям:

$$L_i = 10 \lg(j/j_0);$$
$$L_p = 20 \lg (p/p_0),$$

где J и p — текущие значения соответственно интенсивности звука (Вт/м^2) и давления (Па); J_0 и p_0 — интенсивности звука (Вт/м^2) и давления (Па); соответствующие порогу слышимости на частоте 1000 Гц ($J_0 = 10^{-12}$ Вт/м^2, $p_0 = = 2 \cdot 10^{-5}$ Па).

Звуковое давление колебаний с частотой 1000 Гц, приблизительно равное 63 Па, воспринимается ухом человека в виде болевого ощущения (порог болевого ощущения). Весь диапазон уровня интенсивности звука между порогами ощущений при частоте 1000 Гц не превышает 130 дБ. Значения пороговых уровней и давлений при других частотах колебаний ввиду субъективности восприятия отличаются от значении этих величин для частоты 1000 Гц (рис. 144).

Совокупность частот, составляющих шум, называется *спектром шума.* Весь звуковой диапазон частот делят на частотные полосы — октавы. Октавой называется полоса частот, у которой верхняя граница в 2 раза больше нижней. Воздействие шума во всем звуковом диапазоне характеризуется величиной общего уровня шума. В дальнейшем вместо термина «общий уровень шума» будет употребляться термин «уровень шума».

Уровень шума

$$L_{общ} = 10\lg \Sigma^{n} 10^{0,1Li}$$

где L_i уровень шума в i-й частотной полосе.

Уровень шума двигателей внутреннего сгорании может достигать 120 дБ. Источ-

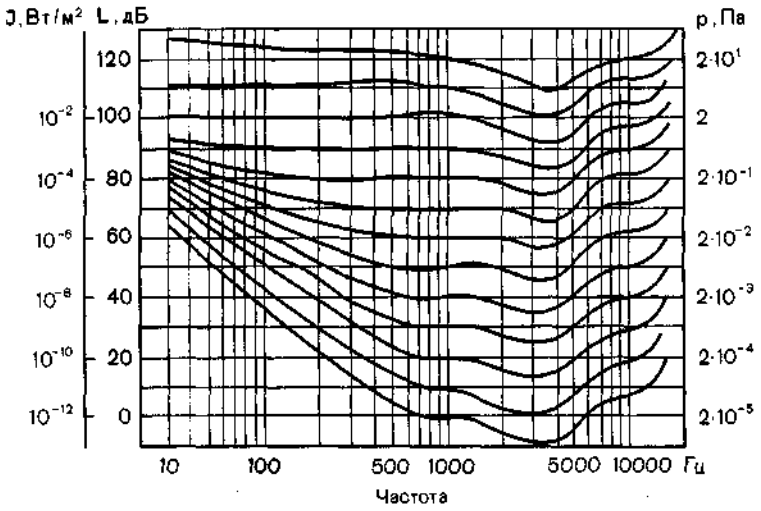


Рис. 144.
Кривые равной громкости звуков равной высоты

никами шума являются узлы и агрегаты двигателя, а также газодинамические (гидравлические) процессы. Уровни шума некоторых источников приведены на рис. 145. Необходимо иметь в виду, что последовательность расположения отдельных источников по уровню шума для двигателей разных типов различна.

Источники шума делят на источники механического и газодинамического (гидравлического) происхождения.

Шум механического происхождения возникает вследствие неуравновешенности вращающихся частей механизмов и устройств, наличия сил инерции и моментов этих сил, соударений деталей в сочленениях и т. п.

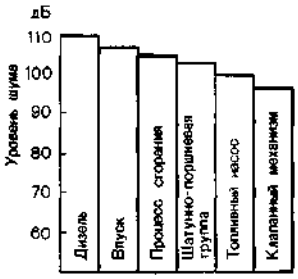


Рис. 145.
Диаграмма уровней шума основных источников

Причинами шума газодинамического (гидравлического) происхождения являются возмущения, проявляющиеся при движении газообразной и жидкой сред в проточных частях механизмов и трубопроводах, при обтекании тел и сгорании топлива.

В окружающую среду шум передается в виде вибраций и колебаний наружных поверхностей двигателя, колебаний воздуха на впуске и выпуске. Наиболее интенсивные составляющие спектра шума находятся в области низких и средних частот и кратны частоте вращения коленчатого вала и числу цилиндров. Колебания деталей двигателя происходят либо с частотой, вынуждающей силы, либо с собственной частотой (при кратковременном воздействии силы). Поэтому в спектре механического шума имеются также менее интенсивные составляющие собственных колебаний в области средних и высоких частот. *Газодинамический шум* вследствие периодичности процессов (в трубопроводах и цилиндре) имеет составляющие колебаний давлений в области низких и средних частот и высокочастотные составляющие вихревого происхождения (в органах га-

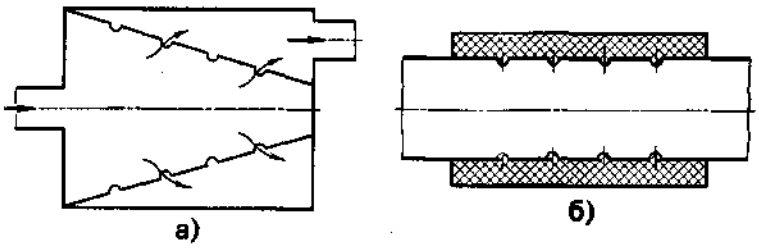


Рис. 146.
Схемы активных глушителей:
а — с перфорированным конусом; *б* — с звукопоглощающим материалом

зораспределения, в проточных частях нагнетателей и турбин).

В двигателях с наддувом вследствие повышенного расхода воздуха уровень интенсивности шума впускных и выпускных отверстий обычно выше соответствующих уровней шума от других источников. Высокочастотные составляющие газодинамического шума компрессоров имеют большую интенсивность по сравнению с интенсивностью соответствующих составляющих механического шума. Несмотря на то, что их уровни интенсивности ниже уровней интенсивности низкочастотной части спектра, они вызывают более неприятные ощущения у человека. Уровень шума на выпуске выше, чем на впуске, так как скорость течения выпускных газов больше.

Уровень шума снижают капотированием (или использованием звукопоглощающих перегородок) двигателя, с помощью конструктивных мероприятий, воздействием на процесс сгорания, установкой глушителей.

Капотирование применяют на автомобильных, тракторных и небольших стационарных двигателях.

Звукоизолирующие перегородки для снижения шума устанавливают в судовых и стационарных двигателях.

К конструктивным мероприятиям относятся: уменьшение зазора между поршнем и цилиндром; увеличение длины юбки поршня; применение дезаксиального кривошипно-шатунного механизма и безударного профиля кулачка распределительного вала; увеличение толщины стенок втулки цилиндра в месте расположения камеры сгорания, использование шумоизолирующих прокладок и т. п. Обеспечение плавного перехода на индикаторной диаграмме от линии сжатия к линии сгорания и снижение скорости нарастания давления способствуют уменьшению уровня шума сгорания.

Уровень шума впуска и выпуска снижают с помощью глушителей. По принципу действия глушители делят на активные и реактивные.

В активных глушителях (рис. 146) звуковая энергия превращается в теплоту при прохождении волны через сопротивления (сетки, перфорированные листы, звукопоглощающие материалы). Эффективность глушителя с перфорированным конусом (рис. 146, *а*) выше, чем глушителя с звукопоглощающим материалом

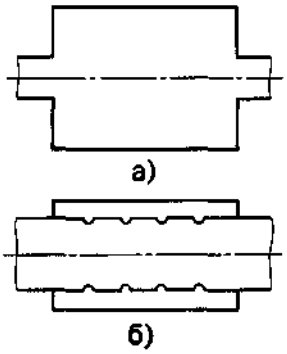


Рис. 147.
Схемы реактивных глушителей:
а — с расширительной камерой; *б* — с резонансными камерами

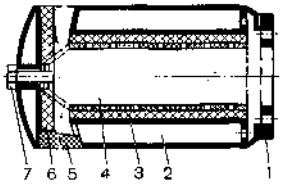


Рис. 148.
Активно-реактивный глушитель впуска:
1 — фланец для крепления к впускному патрубку; *2* — реактивный глушитель; *3* -- звукопоглотитель; *4* — перфорированная трубка; *5* — защитная сетка; *6* — звукопоглотитель на крышке; *7* — винт для регулирования зазора впуска

(рис. 146, *б),* однако сопротивление первого глушителя больше. Глушитель шума на линии всасывания в компрессор (активный) обычно состоит из ряда плоских металлических дисков, оплетенных тонким шерстяным войлоком, или изогнутых металлических дисков, оклеенных тонким войлоком.

Реактивные глушители представляют собой или расширительную камеру (рис. 147, *а),* или ряд резонансных камер (рис. 147, б). В этих глушителях происходит уменьшение амплитуд колебаний вследствие расширения потока газа.

Реактивные глушители эффективно заглушают низкочастотный шум, а активные — высокочастотный. Обычно используют комбинацию глушителей обоих типов. На рис. 148 показан такой глушитель. Активным Элементом является перфорированная трубка *4,* вокруг которой находится звукопоглотитель *3* (стекловойлок, минеральная шерсть, вата, пенопласт). Параллельно активному элементу включен реактивный глушитель *2,* представляющий собой камеру тороидальной формы, закрытую крышкой с отверстиями.

§ 27. Нейтрализация выпускных газов

Снижения уровня выбросов токсичных веществ с выпускными газами двигателей можно достичь воздействием на рабочий процесс с целью уменьшения образования этих веществ в процессе сгорания, оборудованием двигателя системами нейтрализации выпускных газов и применением топлив, в продуктах сгорания которых содержится меньше токсичных веществ. При оценке эффективности перечисленных способов исходят из стремления получить выбросы токсичных веществ в допустимых пределах без снижения мощности и экономичности двигателя при минимальном повышении стоимости силовой установки с двигателем.

Применяемые в настоящее время способы воздействия на рабочий процесс для снижения токсичности двигателя приводят, как правило, к уменьшению его мощности и увеличению расхода топлива, а кроме того, в двигателях с принудительным воспламенением не обеспечивают пока допустимого уровня токсичности выбросов. Поэтому установки с двигателями оборудуют системами нейтрализации, в которых предусматривается снижение концентрации токсичных веществ воздействием на рабочий процесс и применением устройств для нейтрализации и очистки газов в выпускном трубопроводе — нейтрализаторов и очистителей.

В термических и каталитических нейтрализаторах происходят химические реакции, в результате чего уменьшается концентрация газовых компонентов токсичных веществ. Механические и водяные очистители применяют для очистки выпускных газов от механических частиц (сажи) и капелек масла. Последние используются редко.

Термический нейтрализатор представляет собой камеру сгорания, которая размещается в выпускном тракте двигателя для дожигания продуктов неполного сгорания топлива (СН и СО). Он может устанавливаться на месте выпускного трубопровода и выполнять его функции. Реакции окисления СО и СН протекают достаточно быстро при температуре свыше 830° С и при наличии в зоне реакций несвязанного кислорода. Термические нейтрализаторы применяют на двигателях с принудительным воспламенением, в которых необходимая для эффективного осуществления термических реакций окисле-

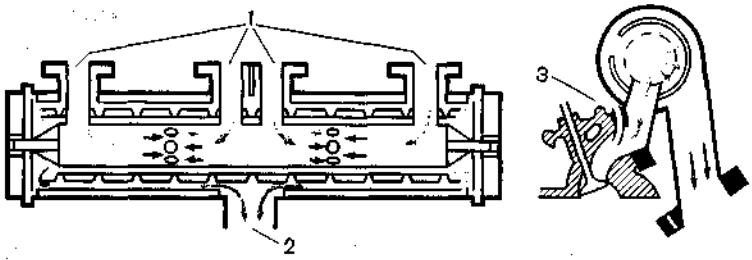


Рис. 149.
Термический нейтрализатор-дожигатель:
1 — выпускные патрубки двигателя; *2* — выход выпускных газов из нейтрализатора; *3* — подвод дополнительного воздуха

ния температура обеспечивается без подачи дополнительного топлива. И без того высокая температура выпускных газов у этих двигателей повышается в зоне реакции в результате догорания части СН и СО, концентрация которых значительно выше, чем у дизелей.

Термический нейтрализатор (рис. 149) состоит из корпуса с подводящими (выпускными) патрубками и одной или двух жаровых труб-вставок из жаропрочной листовой стали. Хорошее перемешивание дополнительного воздуха, необходимого для окисления СН и СО, с выпускными газами достигается интенсивным вихреобразованием и турбулизацией газов при перетекании через отверстия в трубах и в результате изменения направления их движения системой перегородок. Для эффективного догорания СО и СН требуется достаточно большое время, поэтому скорость газов в нейтрализаторе задается невысокой, вследствие чего объем его получается сравнительно большим.

Чтобы предотвратить падение температуры выпускных газов в результате теплоотдачи к стенке, выпускной трубопровод и нейтрализатор покрывают тепловой изоляцией, устанавливают тепловые экраны в выпускных каналах, размещают нейтрализатор по возможности ближе к двигателю. Несмотря на это, для прогрева термического нейтрализатора после пуска двигателя требуется значительное время. Для сокращения этого времени повышают температуру выпускных газов, что достигается обогащением горючей смеси и уменьшением угла опережения зажигания, хотя и то, и другое повышает расход топлива. К таким же мерам прибегают для поддержания стабильного пламени на переходных режимах работы двигателя. Уменьшению времени до начала эффективного окисления СН и СО способствует также жаровая вставка.

В каталитических окислительных нейтрализаторах (при наличии избыточного кислорода в выпускных газах) с катализаторами из благородных металлов — платины, платины и палладия, платины и родия — достаточно высокая скорость окисления СО и СН обеспечивается при сравнительно невысоких температурах, значительно меньших, чем в термическом нейтрализаторе. Оксид углерода окисляется в CO_2 при 250...300° С, углеводороды, бензопирен, альдегиды — при 400...450° С; при этом у выпускных газов почти исчезает неприятный запах. При температуре 580° С сгорает сажа. Катализаторы на базе обычных металлов уступают катализаторам из благородных металлов по активации процессов окисления при невысоких температурах, поэтому в двигателях их не применяют.

Для увеличения поверхности контакта с газами катализатор наносится тонким слоем на поверхность носителя из кремнезема или глинозема в виде шариков (рис. 150, *а)* или на поверхность монолитного носителя с ячейками (рис. 150,*б*). Носитель с катализатором помещают в корпус, который может быть объединен с глушителем шума выпуска. Выпускные

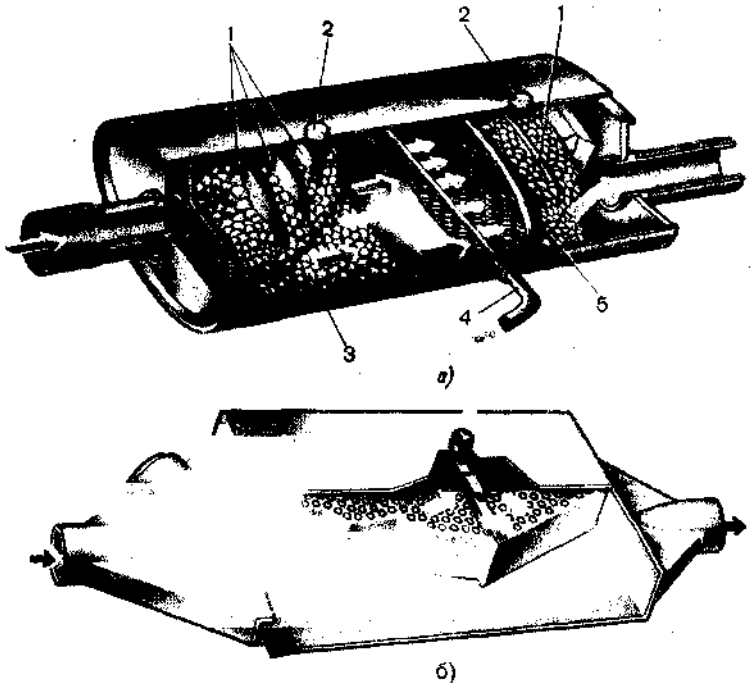


Рис. 150.
Комбинированный каталитический нейтрализатор:

а — с шариковым носителем; *б* — с ячеистым монолитным носителем; *1* — лопатки; *2*—пробка; *3*—камера восстановления NO_x; *4* — подвод дополнительного воздуха; *5* — камера окисления СН и СО

трубопроводы и корпус каталитического нейтрализатора обмазывают теплоизоляцией, чтобы, как и в термических нейтрализаторах, уменьшить теплоотдачу от выпускных газов.

В нейтрализаторах для легковых автомобилей применяют платину и палладий. В случае использования этилированного бензина активность катализатора быстро падает ввиду отложений свинца.

В каталитическом и термическом дожигателях для окисления СН и СО требуется несвязанный кислород в выпускных газах, поэтому в системы нейтрализации двигателей с принудительным воспламенением, которые могут работать на богатых смесях, входит устройство для подвода дополнительного воздуха к выпускным газам. Количество дополнительного воздуха составляет приблизительно 25 % расхода воздуха двигателем.

При наличии кислорода в выпускных газах и при их достаточно высокой температуре окисление СН и СО происходит и в выпускном трубопроводе. Поэтому дополнительный воздух целесообразно подводить в выпускной канал в головке цилиндра. Подвод дополнительного воздуха и тепловая изоляция выпускных трубопроводов позволяют заметно уменьшить выбросы СН и СО и тогда, когда нейтрализатор не применяют.

В случае установки термического или окислительного каталитического нейтрализатора выбросы СН и СО удается снизить до установленных норм. Концентрация оксидов азота не меняется или изменяется очень незначительно. Для уменьшения концентрации оксидов азота в системах с окислительными нейтрализаторами осуществляют рециркуляцию выпускных газов. С этой целью выпускные

газы (до 10 % объема свежего заряда) отбирают из выпускного трубопровода, охлаждают и направляют во впускную систему.

В настоящее время двигатели с принудительным воспламенением на легковых автомобилях оборудуют чаще всего системами нейтрализации, которые включают каталитический окислительный нейтрализатор, систему подачи дополнительного воздуха и систему рециркуляции выпускных газов. Степень нейтрализации СН достигает в окислительном нейтрализаторе с платино-палладиевым катализатором 85 %, а СО — 93 %. Степень нейтрализации оценивают отношением разности концентраций токсичных компонентов на входе в нейтрализатор и на выходе из него к их концентрации на входе.

Каталитические нейтрализаторы с восстановительной средой используют иногда в системах для уменьшения выбросов оксидов азота. Восстановление NO с образованием N_2 возможно при достаточно высоком содержании СО в выпускных газах:

$$2NO + 2CO \Rightarrow N_2 + 2CO_2.$$

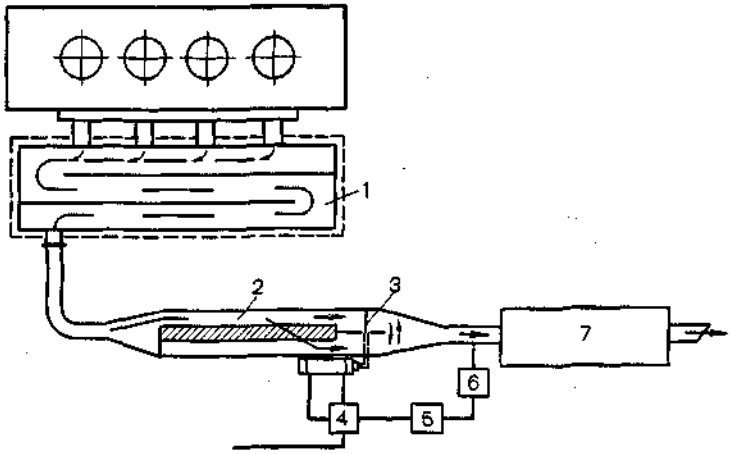
При $\alpha<1$ в выпускных газах содержится водород, поэтому возможна реакция с образованием аммиака:

$$2NO + 5H_2 \Rightarrow 2NH_3 + 2H_2O.$$

Каталитический нейтрализатор с восстановительной средой целесообразно применить в комбинации с окислительным каталитическим нейтрализатором для окисления СН и СО. Дополнительный воздух подводится в этом случае в окислительный нейтрализатор, который устанавливают после восстановительного (рис. 150, *б*).

В каталитическом нейтрализаторе с катализатором из благородных металлов можно снизить до установленных норм выбросы всех трех токсичных газовых составляющих (СН, СО и NO_x), но лишь при условии, что состав горючей смеси отличается от стехиометрического (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$) не более чем на 1 %. Такие *нейтрализаторы* называют *трехкомпонентными.* Наилучшие результаты получены с платинородиевыми катализаторами. Современные карбюраторы и системы впрыскивания бензина с топливными насосами не обеспечивают такого узкого диапазона состава смеси на всех

Рис. 151.
Комбинированный нейтрализатор выпускных газов:
1 — термический нейтрализатор;
2 — каталитический нейтрализатор;
3 — клапан; *4* и *6* — датчики; 5 — замедлитель импульсов; *7*—глушитель



рабочих режимах, поэтому требуется специальная система регулирования подачи топлива.

Возможны также комбинации термического нейтрализатора с каталитическим в двух вариантах: 1) первым устанавливается каталитический нейтрализатор для нейтрализации NO_x, а вторым — термический для дожигания CH и CO; 2) первым устанавливается термический, а вторым — окислительный каталитический для дожигания CH и CO (рис. 151). Дополнительный воздух для окисления CH и CO подводится во второй нейтрализатор.

§ 28. Регулирование и автоматизация двигателей

Регулирование двигателей

Двигатели внутреннего сгорания в большинстве случаев должны работать на заданном установившемся (равновесном) режиме, характеризуемом постоянством частоты вращения, давления наддува, температуры охлаждающей воды и других параметров. Такой режим работы может поддерживаться только при условии равенства крутящего момента двигателя моменту сопротивления потребителя. Однако в процессе эксплуатации это равенство часто нарушается вследствие изменения нагрузки или задаваемого режима, поэтому значения параметров (частоты вращения и др.) отклоняются от заданных. Для восстановления нарушенного режима работы двигателя осуществляют *регулирование* — воздействие на орган управления (рейку топливного насоса, дроссельную заслонку).

Регулирование может быть ручным или *автоматическим.*

Каждый *автоматический регулятор* имеет чувствительный элемент, предназначенный для измерения регулируемого параметра. Если чувствительный элемент кинематически непосредственно связан с органом управления двигателем, то регулятор называют *регулятором прямого действия.* Такие регуляторы устанавливают на дизелях автотракторного типа.

Сила, развиваемая вращающимися грузами *5* (рис. 152, *а),* через муфту *6* и рычаг *7* передается пружине *10,* работающей на растяжение. Другим концом пружина связана с рычагом управления *1*, поворотом которого можно изменять задаваемый скоростной режим работы двигателя. В связи с этим *регулятор* называют *всережимным.*

На топливном насосе УТН-5 устанавливают регулятор, обеспечивающий во время пуска двигателя повышенную цикловую подачу топлива при помощи пружины *16* обогатителя (рис. 152,б). При малой частоте вращения в процессе пуска сила пружины *16* достаточна, чтобы удерживать рейку насоса в положении максимальной подачи топлива. После пуска двигателя при определенной частоте вращения грузы *21* развивают силу, достаточную для деформации пружины *16* и перемещения рейки *13* в положение, соответствующее внешней характеристике двигателя.

Дальнейшее уменьшение цикловой подачи топлива с целью получения регуляторной характеристики возможно только при совместной деформации пружин *15* и *16.*

Автоматические регуляторы увеличивают габаритные размеры и массу топливоподающей аппаратуры, что особенно заметно у топливных насосов распределительного типа. В связи с этим такие топливные насосы часто оборудуют более компактными встроенными регуляторами (рис. 153), составляющими с топливным насосом один агрегат.

Автоматические регуляторы прямого действия обеспечивают статическую регуляторную характеристику двигателя, т. е. поддерживают заданный режим в пределах определенного диапазона изменения регулируемого параметра.

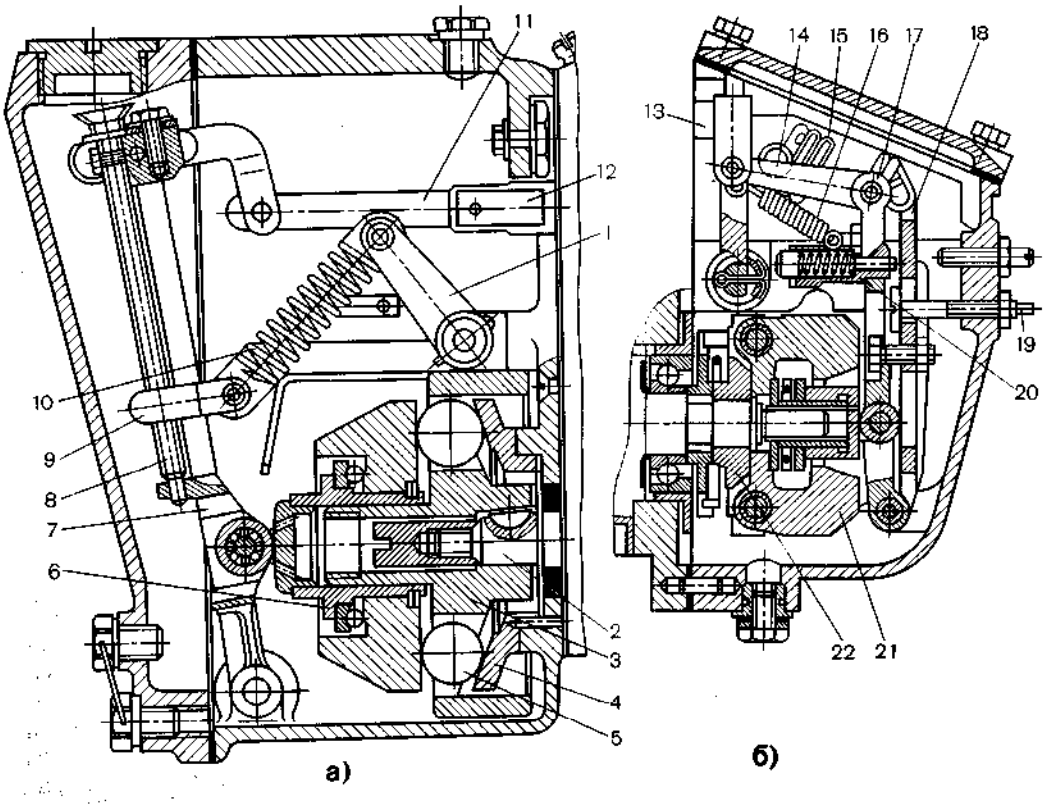


Рис. 152.
Всережимные регуляторы с переменной предварительной деформацией пружин:
а — для дизелей 6Ч 15/18 (типа Д6); б — для транспортных дизелей с топливным насосом УТН-5; *1* — рычаг управления; *2* — кулачковый валик топливного насоса; *3* и *22* — траверсы; *4* — коническая тарелка; *5 и 21* — грузы; *6*— муфта; *7* — рычаг регулятора; *8* — регулировочный винт; *9* — опора пружины; *10 а 15* — пружины регулятора; *11* — шток; *12* и *13* — рейки топливных насосов; *14* — шток; *16* — пружина обогатителя; *17* — промежуточный рычаг; *18* — основной рычаг; *19* — упор; *20* — корректор

Процесс автоматического регулирования может осуществляться путем измерения других параметров, которые зависят от частоты вращения коленчатого вала. К таким параметрам относятся вакуум во впускном трубопроводе двигателя или давление топлива (или масла) после подкачивающего насоса. На этой основе созданы пневматические и гидравлические регуляторы.

Пневматический регулятор прямого действия показан на рис. 154. Впускной трубопровод двигателя трубкой *5* соединен с замкнутой полостью чувствительного элемента, отделенной мембраной *9* от объема, связанного с атмосферой. Мембрана *9* непосредственно связана с рейкой топливного насоса. Автоматическое перемещение рейки осуществляется только при изменении степени вакуума во впускном трубопроводе. При повышении вакуума (т. е. частоты вращения) рейка перемещается в сторону выключения подачи топлива, а частота вращения вала, при которой начинается деформация пружины, определяется положением дроссельной заслонки *1*: чем больше она открыта, тем при большей частоте вращения начинается уменьшение подачи топлива и работа двигателя по регуляторной характеристике.

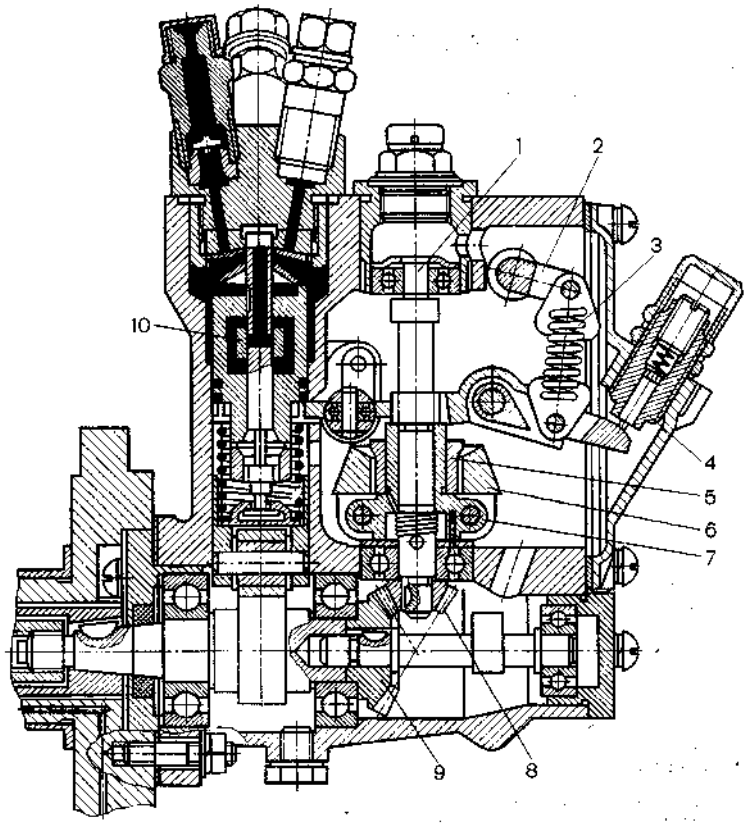


Рис. 153.
Всережимный встроенный механический регулятор с топливным насосом НД 21/4 распределительного типа:
1 — вал регулятора; *2* — рычаг управления; *3* — пружина; *4* — корректор; *5* — муфта; *6* — груз; *7* — траверса; *8* и *9* — зубчатые колеса; *10* — дозатор

Для повышения устойчивости работы регулятора при минимальных скоростных режимах двигателя, близких к холостому, упор *13* регулятора устанавливается на дополнительную пружину *14*.

В процессе эксплуатации двигателей было отмечено, что настройка пневматического регулятора на номинальный скоростной режим со временем изменяется в сторону уменьшения частоты вращения. Такое явление объясняется постепенным засорением фильтрующих элементов в воздухоочистителе и повышением в связи с этим вакуума во впускном трубопроводе. Вследствие этого пневматические регуляторы стали оборудовать атмосферной трубкой *4,* связывающей атмосферную камеру регулятора с впускным трубопроводом.

Автоматические регуляторы непрямого действия устанавливают на двигателях большой мощности (стационарных, судовых, тепловозных); в их конструкцию входят усилительные элементы в виде серводвигателей. На рис. 155 показана схема такого регулятора РН-30. Его чувствительный элемент состоит из грузов *1*, пружины *2* и муфты *3*, представляющей одно целое с золотником *6*. Золотник является органом управления серводвигателем. В регуляторе РН-30 серводвигатель имеет дифференциальный поршень большого

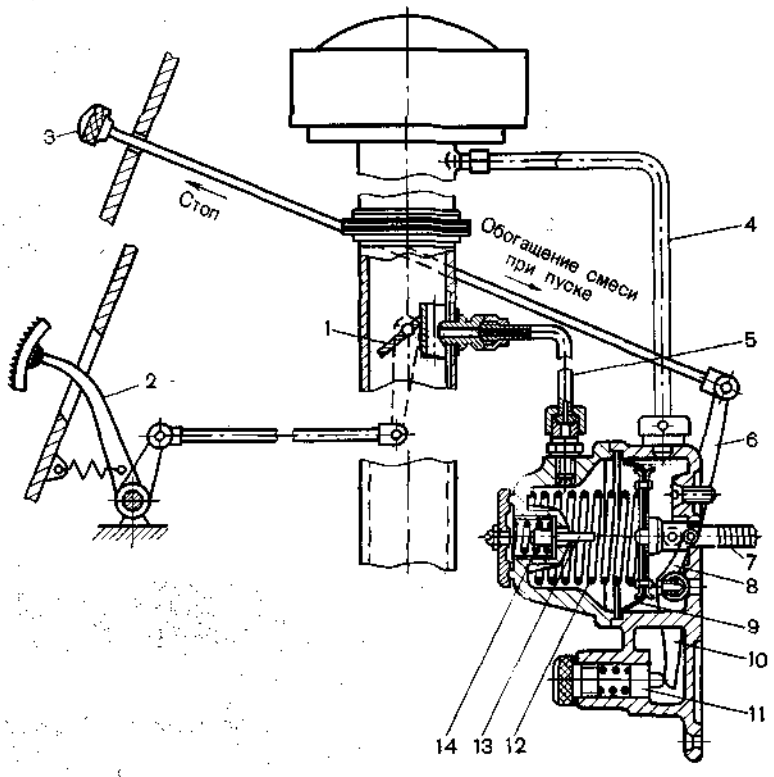


Рис. 154.
Всережимный пневматический регулятор прямого действия:
1 — дроссельная заслонка; *2* — педаль управления дроссельной заслонкой; *3* — рукоятка выключения подачи топлива; *4* — атмосферная трубка; *5* — трубка; *6, 8* и *10* — рычаги; *7* — рейка топливного насоса; *9* — мембрана; *11* — корректор; *12* и *14* — пружины; *13* — упор

17 и малого *19* диаметров. Масло под высоким давлением (около 0,8 МПа) из аккумулятора *16* постоянно подается в полость з. В нижнюю полость *е* масло поступает только через золотник *6* при изменении частоты вращения грузов *1*.

Серводвигатель управляет перемещением реек топливных насосов при помощи пальца *18* и вала *20*. Регуляторы непрямого действия обязательно имеют стабилизирующие элементы в виде жестких или гибких (изодромных) обратных связей. Регулятор РН-30 оборудован изодромной связью. При увеличении нагрузки частота вращении грузов *1* уменьшается, золотник *6* под действием пружины *2* опускается вниз, и масло под высоким давлением из аккумулятора *16* по каналам *в и б* поступает в нижнюю полость серводвигателя с большей (в 2 раза) площадью поршня

Автоматические регуляторы непрямого действия обеспечивают регуляторные характеристики: статическую при наличии жесткой обратной связи и астатическую при наличии изодромной обратной связи. В последнем случае регулируемый параметр сохраняется постоянным при всех нагрузках.

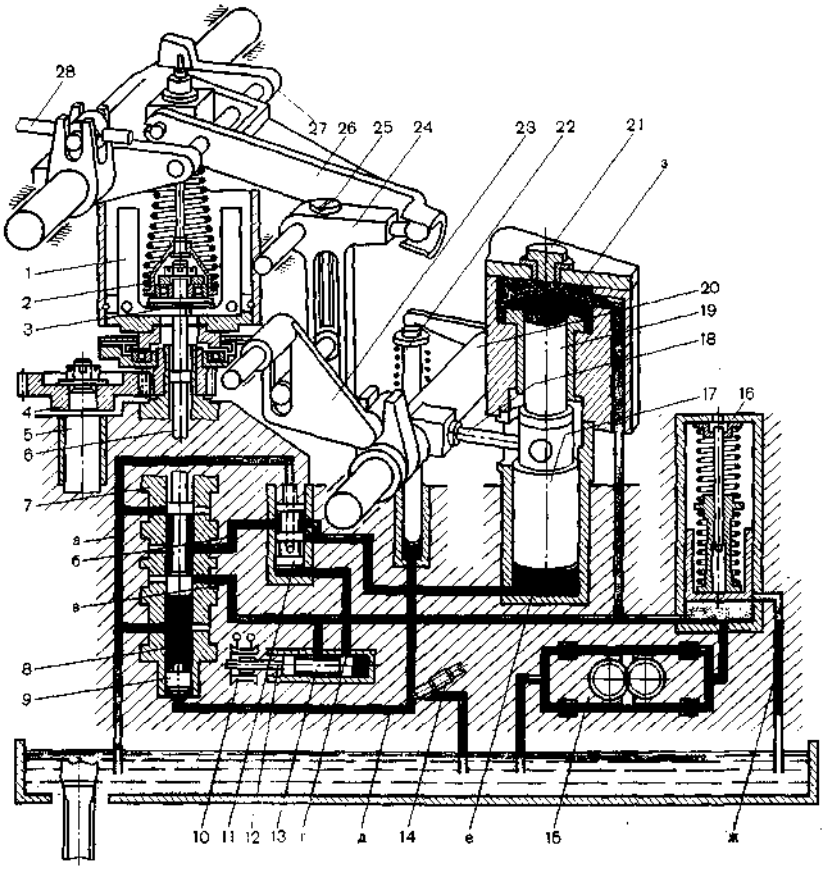


Рис. 155.
Схема автоматического регулятора непрямого действия РН-30:

а — д и *ж* — масляные каналы; е и з —полости серводвигателя; *1* — груз; *2*— пружина; *3* — муфта; *4* — зубчатое колесо; *5* — вал; *6* и *13* — золотники; *7* — гильза; *8* - пружина изодрома; *9* — поршень изодрома; *10* — электромагнит; *11* — стоп-золотник; *12* — шток; *14* — игла изодрома; *15* — подкачивающий реверсивный насос; *16* — масляный аккумулятор; *17* — нижний поршень серводвигателя; *18* — палец; *19* — верхний поршень серводвигателя; *20* — вал; *21* — заглушка; *22* — плунжер; *23, 24, 26 и 27*— рычаги; *25* — винт; *28* — тяга

17. В серводвигателе создается сила, перемещающая поршень вверх. Масло из верхней полости поршнем *19* выжимается в канал *в*.

При подъеме поршня серводвигателя вал *20* поворачивается против часовой стрелки, и плунжер *22,* выдавливающий масло в полость под поршнем *9* изодрома, опускается. Поршень *9* под действием избыточного давления масла поднимается вверх и сжимает пружину *8* изодрома, создавая таким образом силу, способствующую возвращению золотника *6* в исходное положение. Избыточное давление под поршнем *9* постепенно уменьшается, так как масло перетекает на слив через сечение, задросселированное иглой *14* изодрома. Процесс регулирования заканчивается только тогда, когда золотник *6* займет исходное положение, соответствующее нагруженной пружине *8* изодрома. Это может произойти только при восстановлении первоначальной частоты вращения грузов *1* регулятора и, следовательно, скоростного режима двигателя, что обусловливает

точное поддержание заданной частоты вращения коленчатого вала.

При параллельной работе двигателей их регуляторы должны обеспечивать регуляторные характеристики с небольшим наклоном. Получение такой характеристики достигается жесткой обратной связью, которая в этих случаях включается в работу. При повороте против часовой стрелки вала *20* поворачиваются рычаги *23, 24* и *26,* вследствие чего уменьшается предварительная деформация пружины *2.* Это приводит к меньшей частоте вращения грузов, поэтому каждой нагрузке двигателя (т. е. каждому положению поршня *17* серводвигателя) соответствует определенная частота вращения, тем меньшая, чем больше нагрузка. Изменение скоростного режима двигателя осуществляется тягой *28,* поворачивающей рычаг *27* для изменения предварительной деформации пружины *2.* Перемещается тяга *28* вручную или дистанционно.

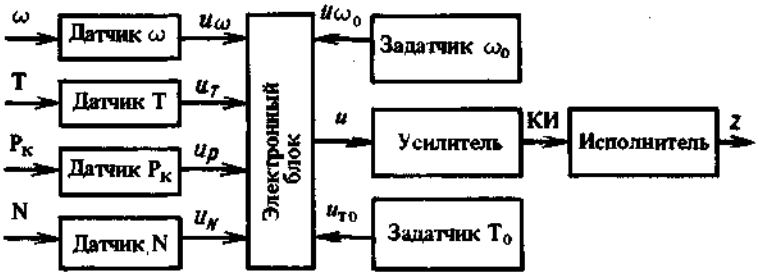
В регуляторе предусмотрено устройство, прекращающее подачу топлива, что можно осуществить дистанционно включением электромагнита *10.* В этом случае масло под высоким давлением из канала *в* поступает в нижнюю полость стопзолотника *11.* Золотник, сжимая пружину, поднимается вверх, и его осевое отверстие соединяет полость серводвигателя со сливным каналом *а.* Поршень *19* под действием высокого давления в полости з опускается вниз и выключает подачу топлива. Двигатель останавливается.

Двухимпульсные регуляторы устанавливают в тех случаях, когда предъявляют повышенные требования к точности поддержания заданного режима работы двигателя. Чувствительные элементы этих регуляторов измеряют и вырабатывают регулирующее воздействие в зависимости от двух параметров. Одним из этих параметров является регулируемый (например, частота вращения коленчатого вала), а другим — угловое ускорение, нагрузка, давление воздуха на входе в цилиндр и др. Наиболее часто используются двухимпульсные регуляторы по скорости и ускорению, по скорости и нагрузке.

Электрические (электронные) регуляторы используют для регулирования двигателей, имеющих электрическую энергию (дизель-генераторы, бензиновые двигатели с искровым зажиганием). В структуру таких регуляторов включаются датчики (см. рис. 156 и 157), задатчики, электронный блок, усилительные и исполнительные элементы.

Датчики (рис. 157) предназначены для выработки электрического импульса (u_ω, u_T и т. д.), соответствующего значению измеряемого параметра (частоты вращения, температуры и т.д.). Датчиком частоты вращения может быть тахогенератор (рис. 157, а), вырабатывающий напряжение *U,* пропорциональное частоте ω вращения его ротора. Выработка аналогичного импульса частоты вращения может быть осуществлена электронным устройством, состоящим из генератора *1* посто-

Рис. 156.
Структурная схема электрического (электронного) регулятора



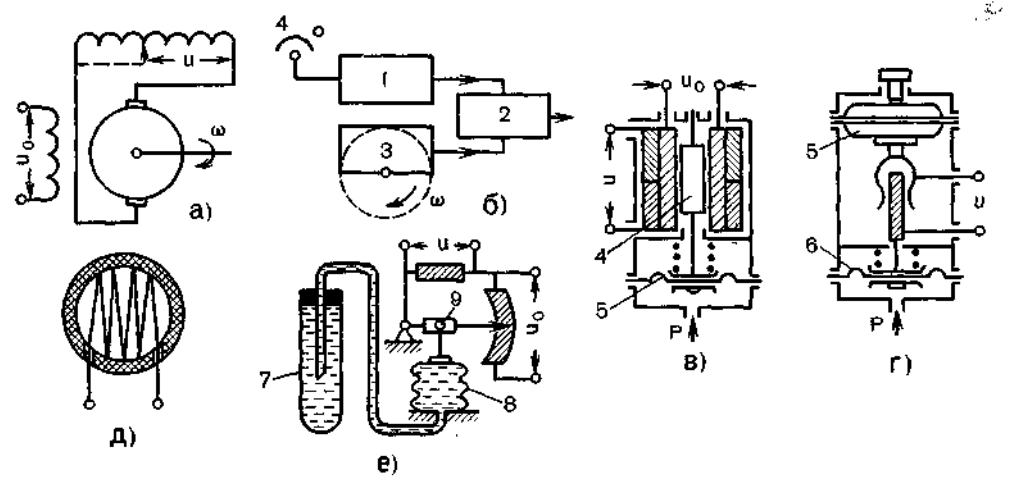


Рис. 157.
Датчики различных параметров двигателей внутреннего сгорания

янных положительных импульсов напряжения тока, частота которых определяется задатчиком (рис. 157,б). Эти импульсы воспринимаются сумматором 2, на который поступают также отрицательные импульсы мультивибратора с индуктивным датчиком *3* частоты вращения, которые гасят часть положительных импульсов генератора и в зависимости от частоты вращения изменяют среднюю силу тока на выходе сумматора.

Датчики давления (рис. 157. *в, г)* состоят из мембраны *4,* изменение прогиба которой при изменении давления (например, давления наддува) вызывает перемещение якоря 5, в результате чего изменяется напряжение *U* выходного тока. Датчик на рис. 157, *г* имеет, кроме того, анероидную коробку *6,* что обеспечивает коррекцию импульса по давлению в зависимости от атмосферного давления.

На рис. 157, *д* показана схема датчика температуры наддувочного воздуха, представляющего собой тонкую проволоку с высоким удельным сопротивлением, увеличивающимся по мере роста температуры. Проволока укреплена на текстолитовом кольце, установленном во впускном коллекторе.

Температура охлаждающей воды может измеряться датчиком (рис. 157, *е),* состоящим из термобаллона *7* и сильфона *8.* По мере увеличения температуры сильфон деформируется, ползушка *9* поворачивается и изменяет значение выходного напряжения *U.*

Число датчиков, измеряющих те или иные параметры, характеризующие работу двигателя, может быть значительно больше. Электрические импульсы, вырабатываемые ими, поступают в электронный блок, в котором обрабатываются по определенной программе. Появление интегральных микросхем существенно расширило возможности использования электроники в системах автоматического регулирования двигателя. Микропроцессор, дополненный запоминающими устройствами и устройствами ввода-вывода, образует микроЭВМ, которая обеспечивает возможность целевого программирования процедур обработки данных, получаемых от датчиков и задатчиков, и формирования соответствующего управляющего воздействия, которое после усилителя (например, трансформатора) воспринимается исполнительным устройством (например, электромагнитом, с сердечником которого связан орган управления двигателем).

Знание результатов комплексного воздействия на качество работы двигателя, совокупности многих параметров рабочих

тел, внешней среды и режимов работы самого двигателя создает условия для разработки таких программ для микро-ЭВМ, которые обеспечат оптимизацию управляющих воздействий с целью, например, минимизации расхода топлива, токсичности отработавших газов и т. п., что значительно сложнее реализуется в механических, пневматических и гидравлических регуляторах.

Существуют два способа связи электрических (электронных) регуляторов с органом управления двигателем. На транспортных двигателях используют традиционную топливоподающую аппаратуру, при которой регулятор связан с рейкой топливного насоса высокого давления. На мощных стационарных двигателях могут применяться аккумуляторные системы топливоподачи, в которых функции дозирования выполняют электромагнитные форсунки (рис. 158).

Система управления двигателем через форсунку обеспечивает возможность более гибкого управления процессом впрыскивания по сравнению с управлением через рейку топливного насоса высокого давления. Однако необходимость высокого быстродействия срабатывания форсунки требует образования электрических командных импульсов большой мощности, что обусловливает больший расход энергии и, следовательно, увеличение мощности и емкости источника питания.

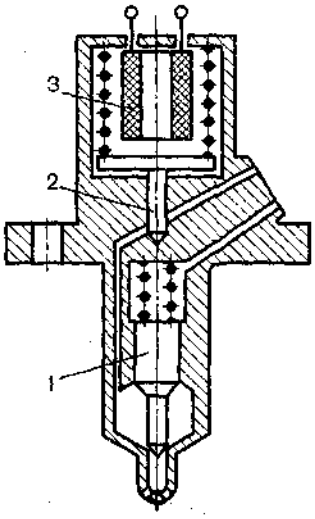


Рис. 158. Электромагнитная форсунка:
1 — игла; *2* — клапан; *3* — электромагнит

Кроме регуляторов частоты вращения, на двигателях иногда устанавливают регуляторы температуры охлаждающей воды, автоматы угла опережения впрыскивания, давления воздуха или смеси на входе в цилиндр и др.

Автоматизация двигателей

Автоматизация управления, обслуживания и регулирования двигателей увеличивает производительность и улучшает условия труда обслуживающего персонала на установках с двигателями внутреннего сгорания.

Автоматизированные двигатели широко применяют на судах морского и речного флота, ретрансляционных станциях теле- и радиосвязи, морских маяках, газоперекачивающих станциях, бурильных установках, аварийных энергоустановках, передвижных энергоустановках и т. п.

Применение средств автоматизации позволило повысить надежность двигателей и устранить поломки и аварии от несвоевременности принятия мер, предупреждающих развитие аварийной ситуации.

В нашей стране установлены четыре *степени автоматизации.*

Первая степень автоматизации предусматривает регулирование частоты вращения, температуры воды и наддувочного воздуха; контроль с помощью аварийно-предупредительной сигнализации и аварийную защиту двигателя.

Вторая степень автоматизации, кроме указанного выше, предусматривает автоматический пуск и останов двигателя с автоматической его предпусковой подготовкой; автоматический ввод под нагрузку и синхронизацию напряжения электрического тока при наличии нескольких генераторов, работающих на одну сеть; автоматическое поддержание в норме всех па-

раметров установки в течение не менее 15 ч для двигателей мощностью 110 кВт и 24 ч для двигателей мощностью свыше 110 кВт.

Третья степень автоматизации дополнительно к рассмотренной выше предусматривает полное автоматическое обслуживание двигателя и его вспомогательных агрегатов в течение 150 ч для двигателей мощностью менее 110 кВт и 240 ч для двигателей мощностью свыше 110 кВт.

Четвертая степень автоматизации предусматривает автоматизацию по третьей степени и дополнительно операции централизованного управления (с помощью управляющих машин) и диагностирования технического состояния двигателя в целом и отдельных его частей.

В последнее время до 85 % всех двигателей, выпускаемых промышленностью, являются автоматизированными. Большинство автоматизированных двигателей имеет автоматическую сигнализацию и защиту, оповещающую обслуживающий персонал о нарушениях в работе двигателя или о выполнении команд, поданных с дистанционного пульта управления.

Аварийно-предупредительными называются *системы автоматической сигнализации,* предупреждающие об отклонении параметров, характеризующих работу двигателя, от нормальных и приближении их к значениям, близким к аварийным.

Система автоматической сигнализации состоит: из измеряющего устройства, объединенного с выключателем тока или золотником, или клапаном воздушной системы; преобразователя; передающего устройства — передающих коммуникаций (электрических, пневматических или гидравлических); усилительных и сигнализирующих устройств.

Сигнализирующие устройства могут быть выполнены на базе световых или звуковых сигналов. Возможно одновременное применение световых и звуковых сигнализирующих устройств.

Световые сигналы полаются зелеными, желтыми и красными лампами; белыми мигающими лампами и белыми подсвечивающими табло с расшифровывающими надписями. Световые лампы расположены на пульте в определенном порядке и снабжены расшифровывающими сигнал надписями.

Звуковые сигналы — звонки, колокола, гудки, свистки, сирены. Тип звукового сигнала выбирают в зависимости от звукового фона, доминирующего в машинном отделении. Звуковой сигнал по тональности и громкости должен резко отличаться от звукового и шумового фона, создаваемого работающим двигателем и его агрегатами в машинном отделении.

Число световых сигнализирующих ламп зависит от сложности конструкции двигателя. Для двигателей мощностью до 100 кВт сигнализация организуется по трем параметрам: увеличение температуры воды выше 100 °С; падение давления масла ниже минимально допустимого; чрезмерное повышение частоты вращения коленчатого вала двигателя. Для двигателей мощностью свыше 100 кВт число световых сигнализирующих ламп увеличивается и может превышать 20.

В автомобильных установках получают распространение сигнальные системы, показывающие экономичность выбираемого режима работы двигателя.

Небольшая вычислительная машина, в память которой заложены сведения об экономичности всех режимов работы двигателя, сравнивает показатели работы с эталонными и выносит на экран сведения об экономичности или неэкономичности выбранного режима работы.

На рис. 159 показан сигнализационный пульт СПБ-127-5 с пятью расшифровывающими сигнализирующими лампами и тремя лампами, сигнализирующими об аварийном состоянии двигателя, нормальном состоянии двигателя и о включении или отключении звукового сигнала. Реле, расположенные внутри пульта, принимают электрический сигнал преобразователя небольшой мощности и включают сигнализационные лампы в цепь повышенной мощности.

При включении аварийных ламп одно временно включается аварийный звуковой сигнал.

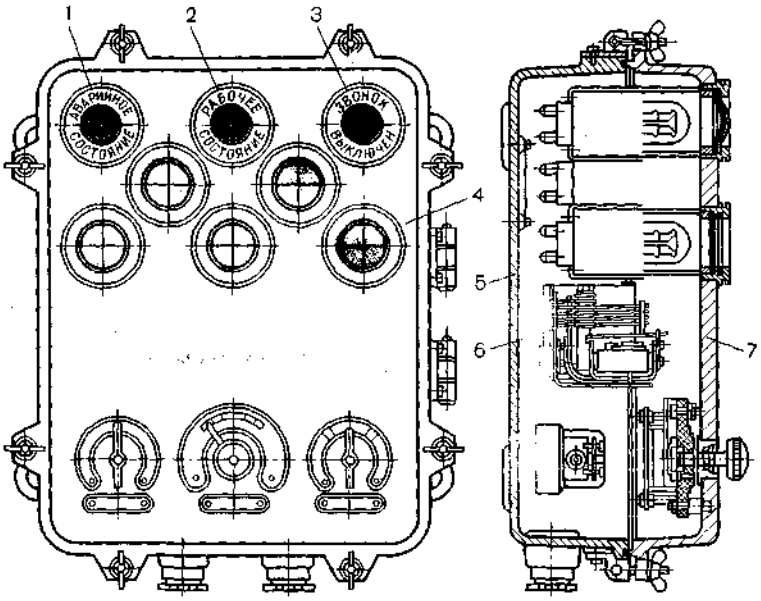


Рис. 159.
Сигнализационный пульт СПБ-127-5:
1...3 — сигнальные лампы; *4* —табло; *5*— корпус; *6*— полка крепления реле; *7* — крышка

Для обнаружения изменения параметров в двигатель встраиваются измерительные устройства — преобразователи.

Преобразователи делят на температурные, давления, частоты вращения, уровня жидкости, наличия струи жидкости, полноты сгорания и др. В двигателях мощностью до 100 кВт обычно устанавливают только преобразователи температурные, давления и частоты вращения.

Температурные преобразователи служат для измерения температуры охлаждающей жидкости, масла, газов, деталей двигателя. При достижении предельных значений приводятся в действие сигнализирующие устройства. Конструкции преобразователей разнообразны. В качестве примера на рис. 160 показан температурный преобразователь манометрического типа. При увеличении температуры в замкнутом объеме манометрического сосуда *1*, помещенного в среду, температуру которой необходимо измерять, возрастает давление паров легкоиспаряющейся жидкости, залитой в сосуд. Под действием этого давления деформируется упругий элемент — сильфон *3;* при определенной температуре стержень, соединенный с сильфоном, нажимает на микровыключатель *5*, и в исполнительное устройство подается ток.

Преобразователь давления, показанный на рис. 161, наиболее часто применяют при автоматизации двигателей. Он состоит из мембраны *1*, нагруженной калиброванной пружиной 2, и выключателя тока. Под действием давления измеряемой среды мембрана *1* деформируется и при достижении давления, на которое настроен преобразователь, включает исполнительное устройство.

Преобразователи частоты вращения расположены обычно на торцовых крышках двигателя и приводятся в движение от его вращающихся деталей. Для уменьшения размеров преобразователя его присоединяют к наиболее быстро вращающимся деталям. На рис. 162 показан предельный преобразователь частоты вращения вала двигателя, состоящий из чувствительного элемента центробежного ти-

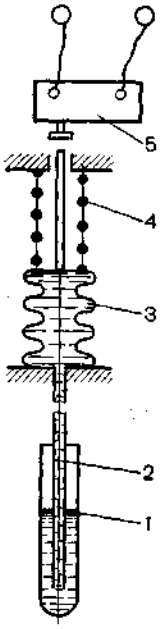


Рис. 160.
Температурный преобразователь манометрического типа:
1 — манометрический сосуд с легкоиспаряющейся жидкостью; *2* — капиллярная трубка; *3* — сильфон; *4* — калиброванная пружина; *5* — микровыключатель

па и механизма включения исполнительного устройства.

Аварийно-предупредительная сигнализация часто дублируется *аварийным стоп-устройством,* которое при наступлении аварийного состояния работы двигателя останавливает его. Двигатели с принудительным воспламенением останавливают выключением зажигания, дизели — прекращением подачи топлива, перекрытием воздушного впускного трубопровода или воздействием на то и другое одновременно. Последний способ остановки применяют в двухтактных дизелях при аварийном, чрезмерном увеличении частоты вращения (разносе), когда двигатель вследствие неисправности смазочной системы начинает работать на масле, попадающем в камеру сгорания из ресивера вместе с продувочным воздухом. В этом случае прекращением подачи топлива остановить двигатель невозможно.

Развитие автоматизированных двигателей привело к автоматизации процессов управления предпусковыми операциями, пуском и выводом двигателя под нагрузку; синхронизацией по напряжению генераторов; к автоматическому обслуживанию всех систем двигателя, подзаправке топливом и маслом; к автоматической остановке двигателя по какому-либо сигналу. В ав-

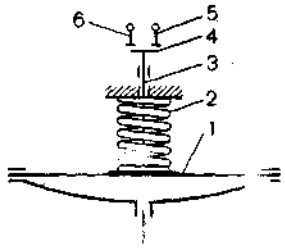


Рис. 161.
Мембранный преобразователь давления:
1 — мембрана; *2* — калиброванная пружина; *3* — шток; *4* — подвижный контакт; *5* и *6* — неподвижные контакты

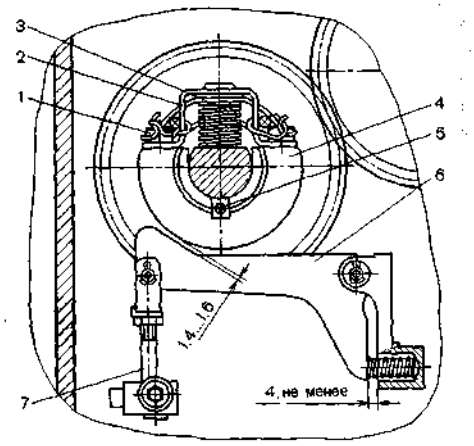


Рис. 162.
Центробежный предельный преобразователь Д-100:
1 — болт; *2* — скобка; *3* — прокладка; *4* — груз регулятора; *5* — палец регулятора; *6* — рычаг; *7* — тяга

томатизированных двигателях все больше применяют логические схемы управления, которые сами выбирают и определяют наиболее рациональный порядок проведения автоматических действий. Например, двигатель не получает разрешения на пуск, пока не будут проведены операции по прокачиванию и прогреву охладителя масла.

Системы автоматического управления могут строиться с различными системами передач и исполнительных устройств. По роду применяемого носителя энергии системы могут быть электрическими, пневматическими, гидравлическими и смешанными (электропневматическими, электрогидравлическими и т.д.). Установки небольшой мощности с быстроходными двигателями целесообразно автоматизировать на базе электрических систем. При автоматизации малооборотных двигателей большой мощности, требующих для управления их агрегатами больших усилий, чаще применяют пневматические и гидравлические системы автоматического управления. Исполнительные механизмы управления этих систем получаются компактнее, и при их изготовлении не требуются цветные металлы, которые применяют в электрических схемах.

Для управления двигателями, скомпонованными в стесненных условиях или в местах, неудобных для обслуживания, а также двигателями, расположенными вдали от пульта управления, созданы автоматизированные системы дистанционного управления двигателями.

Автоматизированные системы дистанционного управления в отличие от неавтоматизированных систем дистанционного управления выполняют последовательно несколько различных операций при получении одной команды. Например, при команде «пуск» автоматизированные дистанционные системы обеспечивают предпусковую подготовку двигателя без вмешательства оператора, автоматически, после проверки состояния всех систем двигателя, производят его пуск.

§ 29. Технические диагностирование двигателей

В процессе эксплуатации происходит как естественное, так и случайное изменение *технического состояния* узлов, агрегатов и систем двигателя (износ деталей, узлов, разрегулирование, поломки и т.п.), что ухудшает его показатели, снижает ресурс работы и может привести к аварийному выходу двигателя из строя. Для поддержания исправного состояния двигателя и продления его срока службы проводятся техническое обслуживание и ремонт.

Мероприятия по техническому обслуживанию (уходу) и ремонту двигателя могут осуществляться либо в планово-предупредительном порядке (регулярно, через определенный период работы двигателя и в заданном объеме), либо в зависимости от фактического состояния. Проведение технического обслуживания и ремонта на основании фактического технического состояния двигателя более целесообразно, так как в этом случае уменьшается возможность случайных простоев и повышается гарантированная безотказность работы двигателя. Ремонту и уходу подлежат лишь те узлы и детали, которые действительно в этом нуждаются, и в результате полнее используется ресурс каждого конкретного узла и двигателя в целом.

Оценкой технического состояния двигателя и прогнозированием ресурса его без-

:: иерви'...,»! информации и формирование законои л и ю и . ...гедметом
;ихничеекой диагностики.

отказной работы занимается *техническая диагностика. Техническое диагностирование* — процесс определения технического состояния двигателя с определенной точностью — базируется на изучении признаков неисправного состояния его деталей и узлов, а также на разработке методов и оборудования, позволяющих дать заключение о их состоянии. Техническое диагностирование проводят без разборки двигателя. На основании результата оценки технического состояния двигателя ведется его прогнозирование.

В технической диагностике используются понятия прямого (структурного) и косвенного (функционально зависимого от структурного) *диагностического параметров.* Прямой (структурный) параметр — это, как правило, характеристика (мера) технического состояния детали или узла двигателя (размер, форма, чистота поверхности, сопряжение деталей и т.п.) При диагностировании двигателя диагностические параметры используются для проверки работоспособности и поиска дефектов как двигателя в целом, так и его составных частей. В двигателе диагностическими параметрами могут служить параметры, характеризующие характер сопряжения основных деталей (зазор между цилиндром и поршнем, зазор между шейками коленчатого вала и подшипниками — коренными и шатунными, износ направляющих втулок клапана и т.п.), а также параметры, характеризующие работу двигателя (мощность, расход топлива, давление, температура деталей и газов, уровень шума и вибрации, состав выпускных газов и т. п.).

Для обеспечения высокой достоверности диагноза параметр двигателя, используемый в качестве диагностического, должен отвечать следующим требованиям:

однозначно изменяться в соответствии с изменением технического состояния двигателя;

иметь достаточно широкий диапазон изменения при изменении технического состояния (в этом случае легче и точнее можно оценить относительное изменение параметра);

быть удобным для измерения.

Техническое диагностирование двигателей может проводиться как в процессе его эксплуатации при нормальной работе — функциональное техническое диагностирование, так и при отрыве от выполнения полезной работы. В первом случае все операции диагностирования проводят непрерывно или с любой периодичностью, двигатель оборудован *встроенными средствами диагностирования* (датчиками), а аппаратура для приема и обработки информации диагностирования размещена на объекте, на котором установлен данный двигатель. При этом система диагностирования может быть полностью автоматизирована и представлять собой единый информационный комплекс с ЭВМ. Во втором случае диагностирование проводится с заданной периодичностью (по времени работы двигателя, по пробегу транспортной установки) или по потребности на специальных стендах. Стенд оборудован измерительной аппаратурой и аппаратурой обработки информации и имеет комплекс средств диагностирования, присоединяемых к двигателю. На двигателе для

Техническая диагностика использует методы теории двигателей внутреннего сгорания и теории надежности, математическое моделирование, термо-, аэро- и гидродинамические закономерности и т. п.

Система технического диагностирования — совокупность средств и объекта диагностирования и, при необходимости,
исполнителей, подготовления к диагностированию и осуществляющая его по правилам, установленным соответствующей документацией.

этой цели должны быть предусмотрены устройства сопряжения (разъемы, выводы, штуцера, переходники и др.). Иногда двигатель имеет определенное количество встроенных средств диагностирования, также подключаемых к измерительной аппаратуре стенда.

Чем больше деталей и узлов двигателя подвергнуто диагностированию, тем достовернее общий диагноз и прогноз. Число деталей, охватываемых диагностированием, и точность информации об их техническом состоянии в большой мере определяются конструкцией двигателя, его размерами и назначением. В этом отношении крупные судовые, тепловозные и стационарные двигатели имеют определенное преимущество по сравнению с автотракторными двигателями, поскольку на них проще и в большем количестве можно установить датчики информации (до нескольких сотен), что позволяет проводить локальное (поэлементное) диагностирование двигателя.

Как правило, системы диагностирования, например, судовых двигателей позволяют определять техническое состояние воздушных и газовых трактов, включая турбокомпрессор и охладитель воздуха, по давлению и температуре соответствующих сред; цилиндропоршневой группы с помощью термопар (проволочных, высокотемпературных пленочных), датчиков износа зеркала цилиндра, поршневых колец; топливной аппаратуры, включая систему впрыскивания топлива, с измерением расхода топлива и мощности в отдельных цилиндрах; смазочной системы и системы охлаждения с помощью датчиков давления и температуры.

Для автотракторных двигателей в связи с трудностями размещения на двигателе датчиков и преобразователей и установки измерительной аппаратуры более широко используется в настоящее время диагностирование на стендах, так как информация контрольно-измерительных приборов (например, давление и температура охлаждающей жидкости, масла) недостаточна для полноты оценки технического состояния двигателя.

При диагностировании двигателей на стендах используются методы, позволяющие оценивать как общее техническое состояние двигателя, так и методы локального (поэлементного) диагностирования. Технические диагностирование двигателя, в целом часто заключается в оценке технического состояния с информацией: «исправен» или «неисправен». При этом в практике диагностирования автотракторных двигателей техническое состояние оценивают по таким выходным параметрам, как максимальная эффективная мощность двигателя, расход топлива, состав и температура выпускных газов, расход масла на угар.

Эффективная мощность двигателя является объективным показателем его общего технического состояния. Однако изменение мощности вследствие увеличения в процессе изнашивания зазоров в сопряженных деталях за период эксплуатации двигателя довольно незначительно (около 7%), что снижает ценность этого параметра как диагностического. Большее падение мощности двигателя связано с нарушением регулировок систем зажигания и питания. Поэтому часто эффективная мощность используется как комплексный

При диагностировании двигателей могут быть использованы как стационарные, так и передвижные стенды.

Крупные судовые и тепловозные двигатели более приспособлены для диагностирования в процессе нормального функционирования на объекте, а автотракторные — на диагностических стендах

Диагностирование по элементам в отличие от диагностирования двигателя в целом дает более точную оценку места, причины и характера неисправности.

параметр, отражающий согласованность настройки указанных систем двигателя. При этом качество регулировок оценивают по развиваемой двигателем мощности. Если двигатель развивает наибольшую мощность, то регулировки оптимальны.

Износ трущихся поверхностей деталей и состояние систем двигателя существенно влияют на его расход топлива. Увеличение удельного расхода топлива непосредственно отражает снижение КПД двигателя. Поэтому расход топлива, как и эффективная мощность, служит важным параметром, характеризующим общее состояние двигателя.

Важными показателями общего технического состояния двигателя являются также состав и температура выпускных газов, которые отражают полноту сгорания топлива. Полнота сгорания топлива зависит от технического состояния цилиндропоршневой группы, от исправности систем питания воздухом и топливом, системы зажигания. Состав выпускных газов определяется специальными газоанализаторами, и по результатам анализа делается заключение о коэффициенте избытка воздуха, условиях и характере сгорания топлива.

Расход масла на угар в результате проникновения масла в камеру сгорания, обусловленного насосным эффектом поршневых колец и вентиляцией картера, используется для контроля технического состояния цилиндропоршневой группы и двигателя в целом, поскольку этот параметр зависит от износа поршня, колец, а также от теплового и нагрузочного режимов работы двигателя.

В качестве основных методов *локального диагностирования* автотракторных двигателей можно отметить методы: определения количества газов, прорывающихся в картер; оценки утечки сжатого воздуха из камеры сгорания; акустический и вибрационный; оценки параметров картерного масла и др.

Определяя количество газов прорывающихся в картер за единицу времени, можно достаточно точно оценить состояние поршневых колец и зеркала цилиндра. Для измерения количества прорвавшихся газов используют газовые расходомеры.

Техническое состояние цилиндра, поршневых колец, клапанов и уплотнений газовых стыков оценивают по величине утечки сжатого воздуха из камеры сгорания. Сжатый воздух под определенным давлением подается в цилиндр от внешнего источника через отверстие для свечи зажигания или форсунки при положении поршня в ВМТ (иногда и в НМТ). Снижение давления в цилиндре характеризует износ деталей цилиндропоршневой группы. Метод достаточно прост и объективен.

Количественная оценка зазоров в сопряжениях работающего двигателя может быть получена измерением уровня, либо шума, либо вибрации, если для двигателя данного типа исследована зависимость между этими величинами.

Метод оценки концентрации металлических примесей в картерном масле позволяет оценить техническое состояние любой трущейся детали двигателя. Концентрация металла данной детали в картерном масле свидетельствует об ее износе и является величиной, отвечающей всем требованиям, предъявляемым к диагностическим параметрам, особенно по широте диапазона изменения. Ценность метода состоит также в том, что он позволяет обнаружить неисправность до ее внешнего проявления.

Описанные методы дают возможность с большей или меньшей точностью прогнозировать работоспособность двигателя с момента диагноза. Остаточный ресурс двигателя может быть достаточно просто определен при известных начальных и предельных значениях параметров состояния основных деталей и при измерении диагностического параметра в момент прогнозирования. За начальное значение параметра принимают среднее статистическое, а за предельное — указанное в технических условиях. В этом случае прогнозирование ведется по одному определению текущего значения диагностического параметра. Однако этот метод не учитывает индивидуальные особенности двигателя и условия его эксплуатации и дает боль-

шую погрешность прогноза (до 60%). Более достоверно прогнозирование, основанное на использовании многократного диагноза, поскольку в качестве начального значения параметра берется конкретное значение, соответствующее первому диагнозу, а многократность диагноза позволяет выявить и учесть зависимость диагностических параметров от величины использованного ресурса для конкретных условий эксплуатации.

При создании системы диагностирования для двигателей какого-либо типа необходимо выполнить следующие работы.

Исследовать двигатель как объект диагностирования с построением математической модели, содержащей зависимость диагностических параметров от технического состояния.

Построить *алгоритм технического диагностирования* с выделением наиболее предпочтительного состава контролируемых диагностических параметров и с использованием для этого математической модели двигателя.

Построить алгоритм прогноза.

Разработать технические требования к комплексу средств диагностирования и подготовить двигатели к установке этих средств.

Испытать систему диагностирования и разработать документацию на эксплуатацию системы диагностирования.

Непрерывное диагностирование в процессе эксплуатации показывает динамику изменения диагностических параметров и обеспечивает более точный прогноз.

Прогнозирование — предсказание технического состояния двигателя в определенный момент эксплуатации.

Система диагностирования включает четыре составные части: двигатель (объект); комплект средств диагностирования (первичных преобразователей); блок переработки первичной информации в выходную диагностическую и прогностическую и блок информации для представления на выходе диагноза и прогноза.

Глава 6

КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 30. Автомобильные двигатели

Карбюраторный четырехтактный двигатель

Карбюраторный четырехтактный четырехцилиндровый двигатель 4Ч 7,6/7,1 с водяным охлаждением, рядным расположением цилиндров устанавливают на переднеприводном автомобиле ВАЗ-2108. Продольный и поперечный разрезы двигателя приведены на рис. 163.

Блок 1 цилиндров отлит из серого чугуна. Для получения высокой жесткости нижняя плоскость блока опущена на 55 мм ниже оси коленчатого вала, а в картерной части имеются поперечные ребра, расположенные в зонах опор коренных подшипников коленчатого вала. С целью уменьшения деформаций цилиндров верхняя плита блока сделана более жесткой.

Цилиндры растачиваются в блоке цилиндров и на поверхности цилиндров при обработке создается сетка шероховатостей с высотой неровностей 0,5. ..0.8 мкм, что способствует удержанию масляной пленки.

В нижней части блока цилиндров расположены пять опор коренных подшипников коленчатого вала с тонкостенными сталеалюминиевыми вкладышами. Чугунные крышки коренных подшипников крепят к картеру самостопорящимися болтами.

В блоке цилиндров просверлен магистральный канал смазочной системы, от которого отходят пять каналов к коренным подшипникам и один канал для подвода масла к распределительному валу.

В рубашке цилиндров протоки для охлаждающей жидкости сделаны по всей высоте цилиндра. Полости охлаждения блока цилиндров и головки сообщаются через отверстия в верхней части блока.

Головка 2 цилиндров отлита из алюминиевого сплава АК6МЗ и отличается повышенной жесткостью, для чего в нижней части расположены ребра. В головке находятся камеры сгорания клинового типа с выпускными и впускными каналами. Клапаны *3* наклонены от вертикали на угол 14°. Соответствующее сочетание размеров камеры сгорания обеспечило уменьшение сопротивления движению заряда.

В головку запрессованы седла *4* клапанов, изготовленные из специального чугуна.

Направляющие чугунные втулки *5* клапанов запрессованы с натягом в головку. На наружной поверхности втулок имеются проточки, в которые вставлены стопорные кольца. На направляющие втулки надеты маслоотражательные колпачки *6* из фтор-каучука со стальным армирующим кольцом. Колпачки предотвращают проникновение масла в камеру сгорания через зазор между втулкой и стержнем клапана и тем самым способствуют снижению угара масла.

В верхней части головки цилиндров установлен механизм привода клапанов, который закрыт крышкой *7*. По периметру стыка между головкой и крышкой помещена прокладка *8*.

Прокладка *10* головки цилиндров изготовлена из безусадочного материала с герметизирующим покрытием вокруг каналов

Двигатель 4Ч 7,6/7,1 (ВАЗ-2108): D = 76 мм; S = 71 мм; ε = 9,9; *n* = 5600 об/мин; Ne=46,8 кВт; ge = 275 г/(кВт · ч).

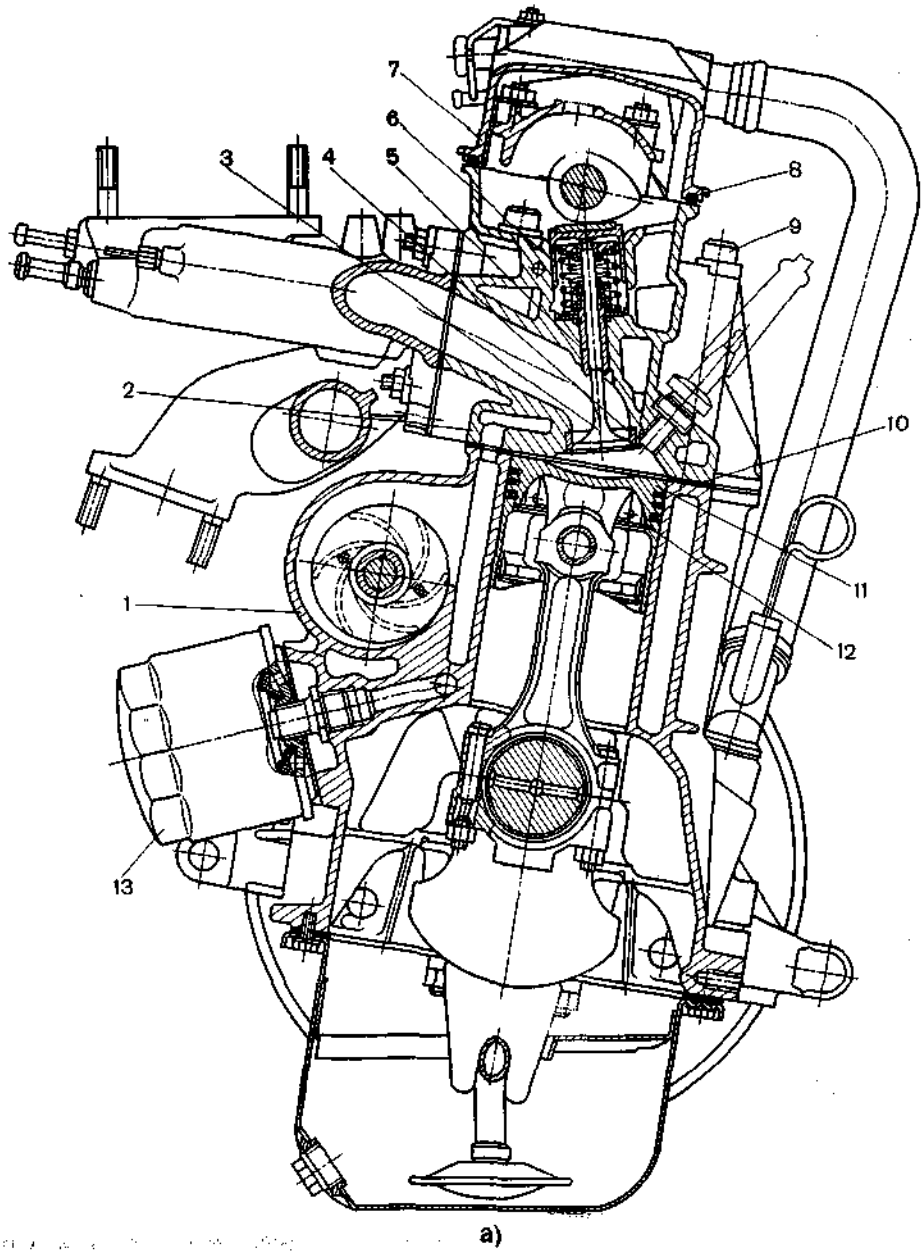


Рис. 163.
Двигатель автомобиля ВАЗ-2108:
а — поперечный разрез; б — продольный разрез; *1* — блок цилиндров; *2* — головка цилиндров; *3* — клапан; *4* — седло клапана; *5* — направляющая втулка клапана; *6* — маслоотражательный колпачок; *7* и *20* — крышки; *8* — прокладка; *9* — болт крепления головки цилиндров; *10* — прокладка головки цилиндров; *11* — поршень;

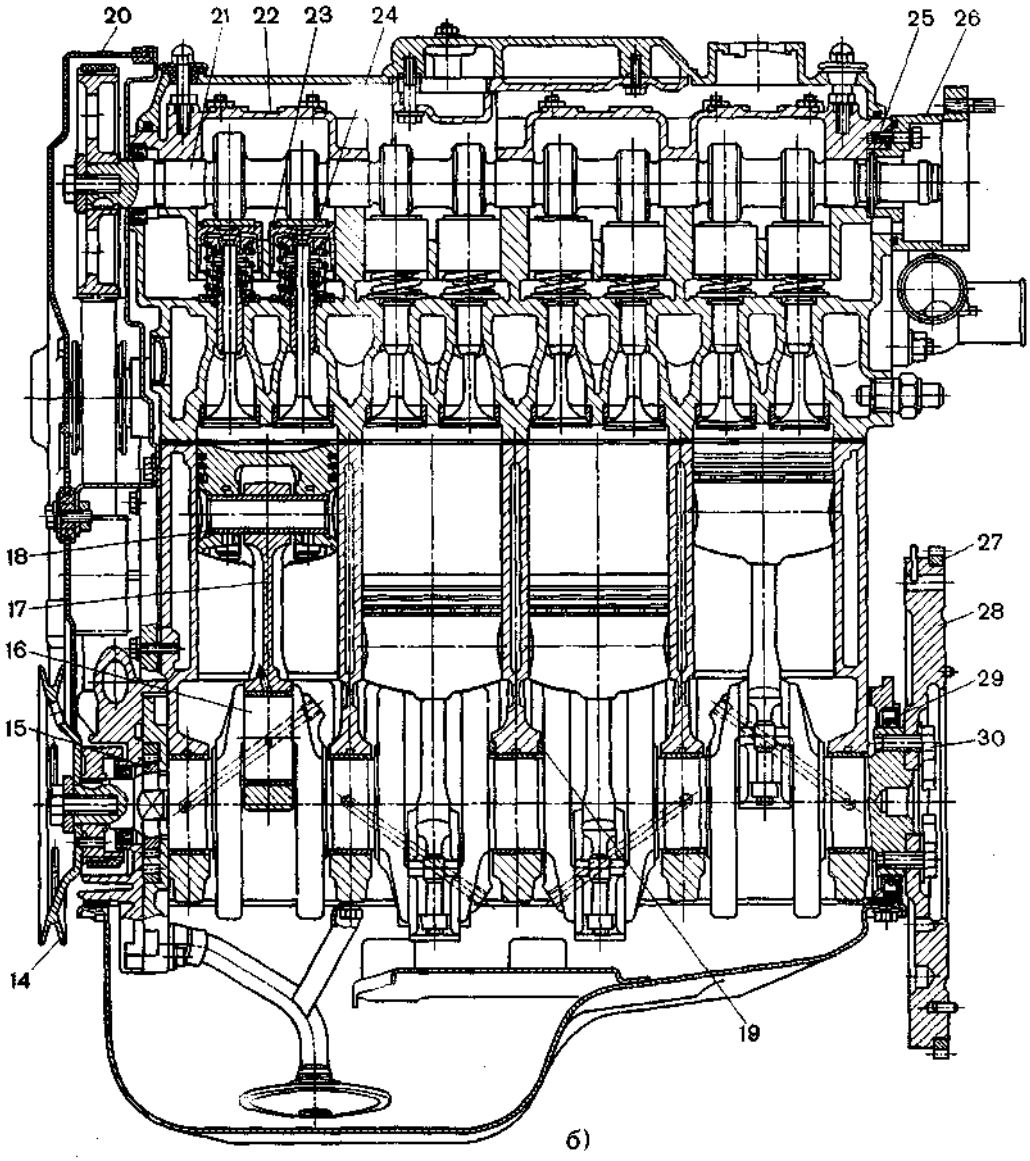


Рис. 163. (Продолжение)

12 — термофиксирующее кольцо; *13* — масляный фильтр; *14* — шкив; *15* — шестерня масляного насоса; *16* — коленчатый вал; *17* — шатун; *18*—поршневой палец; *19* — полукольцо; *21* — распределительный вал; *22*— корпус подшипников; *23* — толкатель; *24* — сменная шайба; *25* — бурт распределительного вала; *26* — корпус крепления датчика-распределителя; *27* — зубчатый обод; *28* — маховик; *29* — сальник; *30* — болт крепления маховика

для прохода масла в виде валика из натурального каучука шириной 2 и высотой 0,035 мм. Головка цилиндров прикреплена к блоку цилиндров болтами *9,* изготовленными из стали 38ХТНМ. Болты затягивают в четыре приема до предела текучести материала. Такая операция в сочетании с материалами болтов и прокладки делает возможной эксплуатацию двигателя без подтягивания болтов.

Поршни 11 отлиты из алюминиевого сплава. Для уменьшения износа и шума юбка поршня имеет бочкообразный профиль по образующей и овальный профиль в поперечном сечении. Рабочая поверхность юбки поршня отличается повышенной высотой неровностей (3,0...4,3 мкм). Для компенсации неравномерной тепловой деформации поршень снабжен термофиксирующим кольцом *12.*

Днище поршня имеет выемку, а в бобышках сделаны отверстия для прохода масла к поршневому пальцу. Отверстие под поршневой палец смещено от оси симметрии поршня на 2 мм в правую сторону.

Поршневые кольца изготовлены из чугуна. Верхнее компрессионное кольцо имеет хромированную бочкообразную наружную поверхность. Нижнее компрессионное кольцо — скребкового типа с выемкой внизу для сбора масла с поверхности цилиндра при движении поршня вниз. Маслосъемное чугунное кольцо имеет симметричный профиль, хромированную рабочую поверхность и расширительную пружину.

Поршневой палец *18* — стальной. Для повышения износостойкости его наружную поверхность цементируют и закаливают. В верхнюю головку шатуна палец установлен с натягом.

Шатун *17* — стальной кованый, двутаврового сечения. В нижней головке шатуна выполнено отверстие, через которое масло разбрызгивается на поверхность цилиндра. В нижней головке устанавливают сталеалюминиевые вкладыши.

Коленчатый вал 16 отлит из высокопрочного чугуна со сфероидальным графитом. Для улучшения внутренней уравновешенности вал имеет восемь противовесов, выполненных как одно целое с валом. Отверстия в теле вала соединяют первую, вторую, четвертую и пятую коренные шейки с шатунными. Выходы каналов закрыты запрессованными и зачеканенными в трех точках технологическими заглушками. Поверхности шеек закалены токами высокой частоты.

На переднем конце коленчатого вала установлены шкив *14* клиноременной передачи привода генератора, ведущий шкив зубчатой ременной передачи привода распределительного вала и водяного насоса, а также шестерня *15* масляного насоса с внутренним зацеплением.

Для предотвращения осевых перемещений коленчатого вала на третьей коренной опоре предусмотрены два упорных сталеалюминиевых полукольца *19.*

Задний и передний концы коленчатого вала уплотнены самоподжимными сальниками *29* из фторкаучука.

Маховик *28* прикреплен к фланцу заднего конца коленчатого вала шестью болтами *30* и имеет напрессованный стальной зубчатый обод *27* с закаленными зубьями для пуска двигателя стартером.

Распределительный вал 21 отлит из серого чугуна. Рабочая поверхность его кулачков отбелена способом переплава, что обеспечивает высокую прочность и твердость отбеленного слоя. Для крепления распределительного пятиопорного вала на головке цилиндров установлен отлитый из алюминиевого сплава корпус *22* подшипников.

Распределительный вал приводится во вращение ремнем с 111 зубьями, которые не требуют смазывания. Ременный привод защищен от грязи и пыли крышками *20.* Фиксация вала от осевого перемещения осуществляется буртом *25* распределительного вала на заднем его конце, входящим в кольцевую полость между корпусом подшипника и корпусом *26* крепления датчика-распределителя.

Распределительный вал действует на клапан через легкие толкатели, движущиеся в направляющих с развитой опорной поверхностью. Для регулировки зазора в приводе клапана служат сменные шайбы, вкладываемые в углубление на толка-

теле. Сменные шайбы изготовлены из стали 40Х и подвергнуты нитроцементации.

Смазочная система — комбинированная. Масло под давлением поступает к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, опорам распределительного вала. Цилиндры, поршни, поршневые пальцы и кулачки смазываются разбрызгиванием. Масляный насос с зубчатой парой трохоидального зацепления установлен на переднем конце коленчатого вала. Трохоидальное зацепление обеспечивает снижение механических потерь на привод. Зубчатая пара изготовлена из порошкового материала, корпус насоса чугунный.

Масляный фильтр *13* — полнопоточный, неразборный, с фильтрующим элементом из специального картона. Герметичность обеспечивает резиновая уплотнительная прокладка.

Система охлаждения — жидкостная, за крытого типа, с расширительным бачком. Охлаждающая жидкость — ТОСОЛ А-40 или А-65 с противокоррозионными антивспенивающими присадками. Термостат с твердым наполнителем поддерживает требуемый тепловой режим двигателя. Водяной насос — центробежного типа, приводится той же зубчатой ременной передачей, что и распределительный вал.

Трубчато-пластинчатый разборный радиатор имеет пластмассовые бачки и алюминиевую сердцевину. Вентилятор — четырехлопастный, пластмассовый, с электроприводом.

Система питания состоит из воздушного сухого фильтра со сменным фильтрующим элементом из специального картона с предварительным очистителем из нейлоновой ваты, топливного насоса диафраг-менного типа с сетчатым фильтром, топливного бака, фильтра тонкой очистки и карбюратора.

Карбюратор — эмульсионного типа, двухкамерный, с падающим потоком, с последовательным открытием дроссельных заслонок и сбалансированной поплавковой камерой. Оснащен экономайзером мощностных режимов с пневматическим приводом, диафрагменным ускорительным насосом, экономайзером принудительного холостого хода, пусковым устройством с пневмоприводом, системой холостого хода, переходной системой, эконостатом. Карбюратор имеет подогрев зоны дроссельной заслонки, блокировку второй камеры, если воздушная заслонка полностью не открыта, и систему отсоса картерных газов.

Система зажигания — электронная, бесконтактная, высокой энергии. Датчик-распределитель зажигания — четырехискровой, с вакуумным и центробежным регуляторами опережения зажигания. Датчик — бесконтактный, микроэлектронный, основан на использовании эффекта Холла, приводится от распределительного вала.

Двигатель имеет закрытую принудительную систему вентиляции картера, обеспечивающую отсос из картера газов и паров бензина в выпускной трубопровод. Система отсасывает картерные газы в корпус маслоотделителя, в сетке которого происходит отделение масла от газов. Далее газы могут попадать в двигатель двумя путями: в задроссельное пространство через калиброванное отверстие (при закрытых дроссельных заслонках) или в воздушный фильтр (при открытых заслонках).

Комбинированный четырехтактный двигатель

Комбинированные четырехтактные двигатели 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н и ЯМЗ-238Ф) ПО «Автодизель» устанавливают на автомобилях большой грузоподъемности и седельных тягачах.

Двигатели 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Ч и ЯМЗ-238Ф): D = 130 мм; S = 140 мм; $\varepsilon = 15{,}2$; $n = 2100$ об/мин; $N_e = 220$ кВт (ЯМЗ-238Н); $N_e = 250$ кВт (ЯМЗ-238Ф).

Восемь цилиндров двигателя расположены в два ряда под углом 90°. По сравнению с шестицилиндровыми V-образными двигателями восьмицилиндровые имеют преимущества как в отношении уравновешенности, так и равномерности чередования вспышек. Поэтому восьмицилиндровые V-образные двигатели с углом развала 90° широко применяют на автомобилях значительно чаще шестицилиндровых.

Двигатель 8ЧН 13/14 (рис. 164) выполнен с газовой связью; один турбокомпрессор устанавливают на заднем торце двигателей над маховиком. Конструкция остова, деталей и систем двигателей ЯМЗ-238Н и ЯМЗ-238Ф в основном одинакова; они отличаются только конструкцией систем впуска и выпуска.

Турбокомпрессор ТКР-14 на двигателе ЯМЗ-238Н установлен так, что ось ротора параллельна оси коленчатого вала. Выпускные патрубки цилиндров каждого ряда объединены в один трубопровод *3* с относительно небольшой площадью поперечного сечения. Таким образом, выпускных трубопроводов два, расположены они с наружной стороны двигателя. Выпускные газы по трубопроводам подводятся раздельно в двухзаходную улитку радиальной центростремительной турбины *16* с лопаточным сопловым аппаратом. Центробежный компрессор *15* имеет лопаточный диффузор и два выхода из улитки. Воздух после компрессора не охлаждается; он подводится по двум впускным трубопроводам *6,* раздельно к каждому ряду цилиндров. Давление во впускных трубопроводах 0,16...0,18 МПа.

Турбокомпрессор ТКР-П на двигателе ЯМЗ-238Ф расположен перпендикулярно продольной плоскости двигателя. Улитка турбины однозаходная, два выпускных трубопровода объединены в один перед входом в улитку радиальной центростремительной турбины с безлопаточным направляющим аппаратом. Центробежный компрессор имеет щелевой диффузор и однозаходную улитку. Подшипники турбокомпрессора смазываются маслом из смазочной системы двигателя, которое перед турбокомпрессором проходит через дополнительный фильтр.

Блок-картер для повышения жесткости и уменьшения деформации имеет ребра на боковых стенках, поперечных перегородках и на нижней плите блока цилиндров. Плоскость разъема картера опущена немного ниже оси коленчатого вала. Снизу картер закрыт легким поддоном, выштампованным из листовой стали. В поддон залито масло для смазывания трущихся деталей двигателя.

Гильзы цилиндров, отлитые из высокопрочного чугуна, вставлены в расточки блок-картера и прижаты по верхнему бурту головкой блока. Между наружными поверхностями гильз и стенками блока образуется полость охлаждения, для уплотнения которой на каждой гильзе снизу установлены два резиновых кольца.

В головке цилиндров расположены клапаны механизма газораспределения — по одному впускному и одному выпускному на каждый цилиндр — и форсунка. К верхней плите головки цилиндров прикреплены стойки с коромыслами привода клапанов, сверху она закрыта колпаком; к торцу головки — водосборный трубопровод, по которому вода из полости охлаждения отводится к радиатору.

Клапаны изготовлены из жаропрочной стали. На посадочную фаску выпускного клапана наплавлен слой твердого сплава. Седла выпускных клапанов, изготовленные из жаропрочного чугуна, запрессованы в головку цилиндров. Направляющие втулки клапанов из пористого порошкового материала обладают хорошими антифрикционными свойствами при высокой температуре поверхностей трения. Каждый клапан снабжен двумя пружинами. Тарелка пружины соединена с клапаном специальным замком, который обеспечивает принудительное поворачивание клапана во время работы двигателя, что повышает надежность клапана и седла.

Распределительный вал 8 — один на два ряда цилиндров, стальной, штампованный, расположен в верхней части картера в продольной плоскости двигателя. Движение от кулачков, индивидуальных для

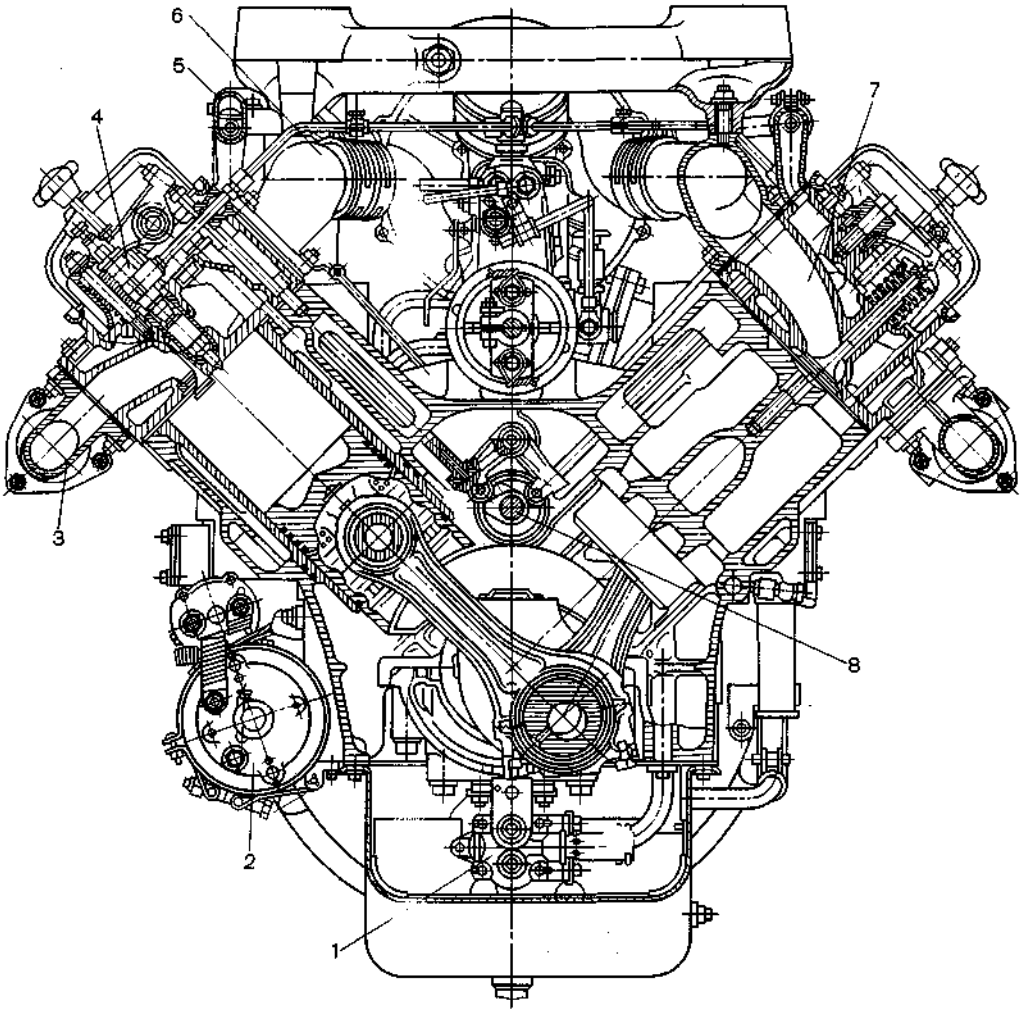
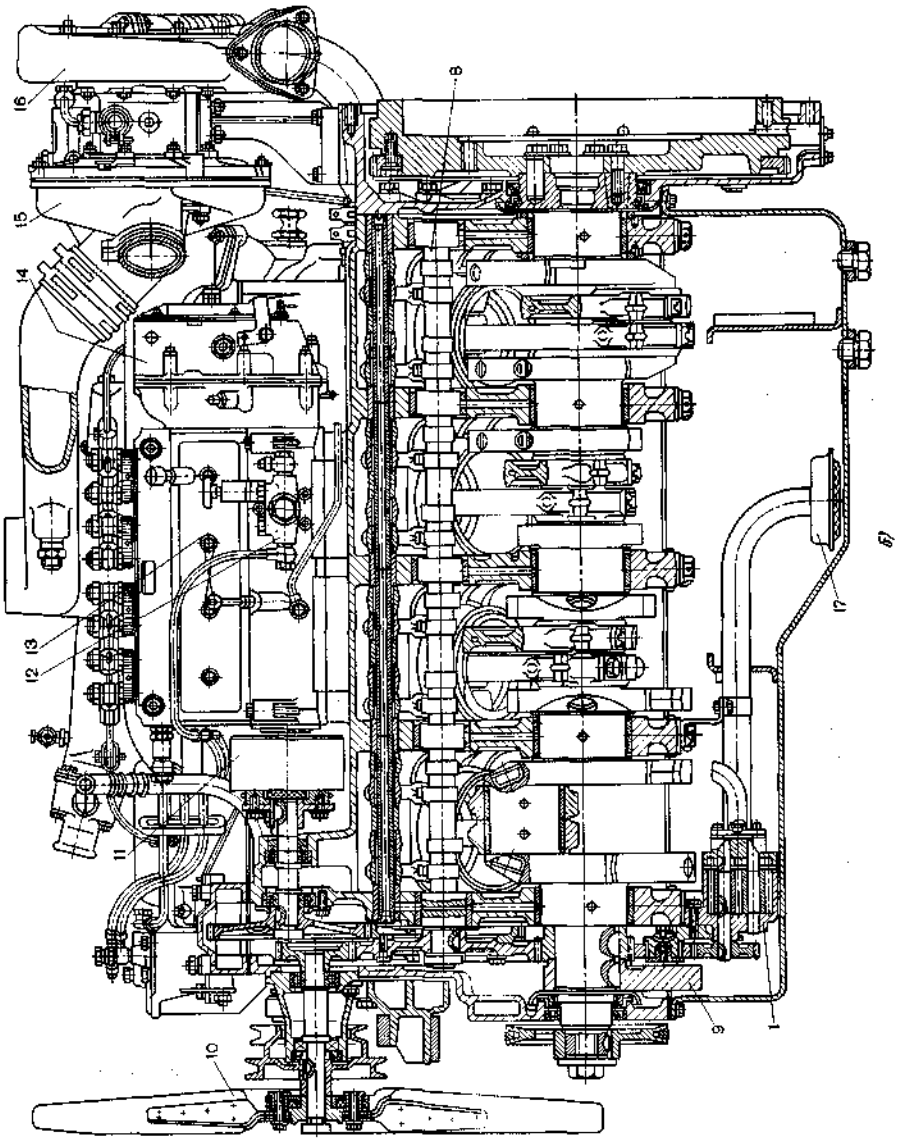


Рис. 164. (см. стр. 218 и 219). Автомобильный комбинированный двигатель 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н):

а — поперечный разрез; б — продольный разрез; *1* — масляный насос; *2* — электростартер; *3* — выпускной трубопровод; *4* — форсунка; *5* — водяной трубопровод; *6* — впускной трубопровод; *7* — впускной патрубок; *8* — распределительный вал; *9* — противовес; *10* — крыльчатка вентилятора; *11* — центробежная муфта опережения впрыскивания топлива; *12* — топливоподкачивающий насос; *13* — топливный насос; *14* — регулятор; *15* — компрессор; *16* — турбина; *17* — маслозаборник

каждого клапана, передается к клапанам роликовыми качающимися толкателями.

Коленчатый вал изготовлен горячей штамповкой из стали. Первый и четвертый кривошипы расположены под углом 180° в плоскости, перпендикулярной плоскости второго и третьего кривошипов, смещенных между собой тоже на 180°. В восьмицилиндровых двигателях с таким коленчатым валом и V-образным расположением


16
15
14
13
12
11
10
8
9
1
17

цилиндров под углом 90° вспышки равномерно чередуются, все силы инерции второго порядка уравновешены, а моменты сил инерции первого порядка уравновешены противовесами на коленчатом валу. На двигателях 8ЧН 13/14 установлены съемные противовесы на шести крайних щеках и на свободном конце коленчатого вала. Еще один противовес выполнен в виде прилива на маховике. К заднему торцу коленчатого вала прикреплен болтами чугунный маховик, который фиксируется на валу двумя призонными штифтами.

Крышки коренных подшипников толщина которых увеличена в поперечном направлении, крепят к поперечным перегородкам блок-картера четырьмя болтами, чем достигается необходимая жесткость опор коленчатого вала. Поверхность стыка крышек с опорами в блоке плоская.

Вкладыши коренных и шатунных подшипников изготовлены из стальной ленты с антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы. В верхнем вкладыше подшипников проточена канавка для подвода масла. От проворачивания и осевого смещения вкладыши фиксируются обычным способом — выштампованными на вкладышах выступами, которые входят в пазы, выфрезерованные в опорах. Две пары бронзовых полуколец, расположенных на пятой опоре, образуют упорный подшипник коленчатого вала.

Шатуны двутаврового сечения штампуют из стали. Поршневой подшипник шатуна представляет собой две запрессованные в его верхнюю головку втулки из антифрикционной бронзы. Масло для смазывания подшипника подводится от подшипника по каналу в стержне шатуна. Нижняя головка шатуна имеет косой разъем под углом 55°. Крышку этой головки шатуна крепят двумя болтами, которые стопорятся замковыми шайбами. Поверхность стыка крышки с шатуном плоская.

Поршни отливают из высококремнистого алюминиевого сплава. С шатуном поршень соединен пальцем плавающего типа, который предохраняется от осевого смещения стопорными пружинными кольцами. Три компрессионных кольца трапецеидального сечения и еще одно маслосъемное расположены в верхней части поршня. Трущаяся поверхность верхнего кольца покрыта слоем пористого хрома. Выемка в поршне образует камеру сгорания. Тангенциальное направление впускного канала создает в процессе наполнения вихревое движение заряда в камере сгорания, что улучшает смесеобразование и сгорание. Поршни двигателей ЯМЗ-238Н неохлаждаемые, а на двигателях ЯМЗ-238Ф они охлаждаются струей масла, вытекающей из форсунки, закрепленной на блоке цилиндров со стороны нижней части гильзы.

Топливные форсунки 4 закрытого типа смещены относительно оси цилиндра для повышения термической прочности перемычек головки между клапанами.

Топливный насос 13 — восьмиплунжерный, размещен между рядами цилиндров. Его привод осуществляется центробежной муфтой *11* с автоматическим регулированием опережения впрыскивания топлива. Топливо проходит две ступени очистки — фильтры грубой и тонкой очистки.

Шестилопастный вентилятор приводится во вращение от коленчатого вала зубчатой передачей.

Масляный насос — двухсекционный, шестеренный, с приводом от коленчатого вала.

Комбинированный двухтактный двигатель

Комбинированные двухтактные двигатели 6ДН 9,8/11,4 (GMC6V53T) с неразделенной камерой сгорания и прямоточной

Двигатель 6ДН 9,8/11,4 (GMC6V53T): D = 98 мм; S=114,3 мм; ε =17,5; n = 2800 об/мин; N_e = 220,8 кВт.

клапанно-щелевой схемой газообмена имеют шесть V-образно расположенных цилиндров. Эти двигатели устанавливают на автомобилях и других транспортных средствах.

Блок 1 цилиндров (рис. 165) литой, из алюминиевого сплава. Между рядами цилиндров стенки блока образуют воздушный ресивер *36* и полость для охлаждающей жидкости. Пространство картера четырьмя перегородками разделено на три отсека. В перегородках установлены коренные подшипники, один из которых (расположенный около маховика) одновременно является и упорным. Снизу блок-картер закрыт поддоном *21.* В блоке сделаны каналы для подвода масла к подшипникам. В верхней части блока просверлены три прямоугольных отверстия, по которым воздух поступает из компрессора *35* в воздушный ресивер. Стык между блоками и компрессором уплотнен прокладками. В средней части блока имеются окна для осмотра полостей ресивера. С правой стороны блока расположены отверстия, соединяющие полости охладителя масла и масляного фильтра с соответствующими полостями двигателя.

Гильзы 12 цилиндров, отлитые из чугуна, вставлены в блок-картер. В средней части гильзы имеют впускные окна прямоугольной формы, расположенные по окружности с наклоном в тангенциальном направлении для обеспечения вращательного движения заряда в цилиндре. Гильзы фланцами опираются на плоскость в расточке блока.

Головка 10 цилиндров общая для трех цилиндров. В ней расположены насос-форсунки *9,* выпускные клапаны *30* (по четыре клапана на каждый цилиндр), толкатели *7* с пружинами и штангами *6.* На головке установлены стойки *5* с валиками и рычагами *4* привода клапанов и насос-форсунок, стойки с валиком и рычагами привода реек насос-форсунок, а также топливопроводы низкого давления. В головку запрессованы седла *29* клапанов и стаканы *8* насос-форсунок. Выпускные каналы, седла клапанов и стаканы насос-форсунок охлаждаются водой. Для интенсификации охлаждения наиболее нагретых участков головки между каждой парой цилиндров во входном отверстии установлены двухсопловые форсунки, направляющие воду на эти участки. Стык между головкой и блоком цилиндров уплотнен отдельными для каждого цилиндра металлическими прокладками *11.* В головке выполнены топливные каналы. Канал *2* служит для подвода топлива от топливоподкачивающего насоса к насос-форсункам, а канал *3* — для слива избытка топлива от насос-форсунок в топливный бак. Головка крепится к блоку цилиндров восемью болтами, сверху она закрыта штампованным колпаком *33.*

Коленчатый вал 19, изготовленный из высокоуглеродистой стали, подвешен к блок-картеру на четырех подшипниках с тонкостенными вкладышами. Крышки *20* коренных подшипников крепятся двумя шпильками. Коленчатый вал имеет шесть противовесов. Поверхности шеек вала закалены. На задний конец вала напрессована и зафиксирована шпонкой шестерня привода распределительных валов; к торцу заднего конца вала болтами прикреплен маховик. Для подвода смазочного материала к поверхностям шатунных шеек в коленчатом валу имеются каналы. На каждой шатунной шейке рядом установлены шатуны левого и правого цилиндров.

Шатун 24, изготовленный штамповкой из стали, имеет неразъемную верхнюю и разъемную нижнюю головки. В нижней головке шатуна установлены два вкладыша. Крышка *23* нижней головки шатуна крепится к его телу двумя болтами *22.* В верхнюю головку шатуна запрессованы две втулки с винтовыми канавками на внутренней поверхности. Между втулками образуется кольцевой зазор, по которому масло для охлаждения поршня подводится к форсунке *14,* орошающей днище поршня. Масло для смазывания поршневого пальца и охлаждения поршня поступает по каналу, выполненному в теле шатуна.

Поршень 13 литой, из специального чугуна. С внутренней стороны днища поршень имеет ребра для увеличения

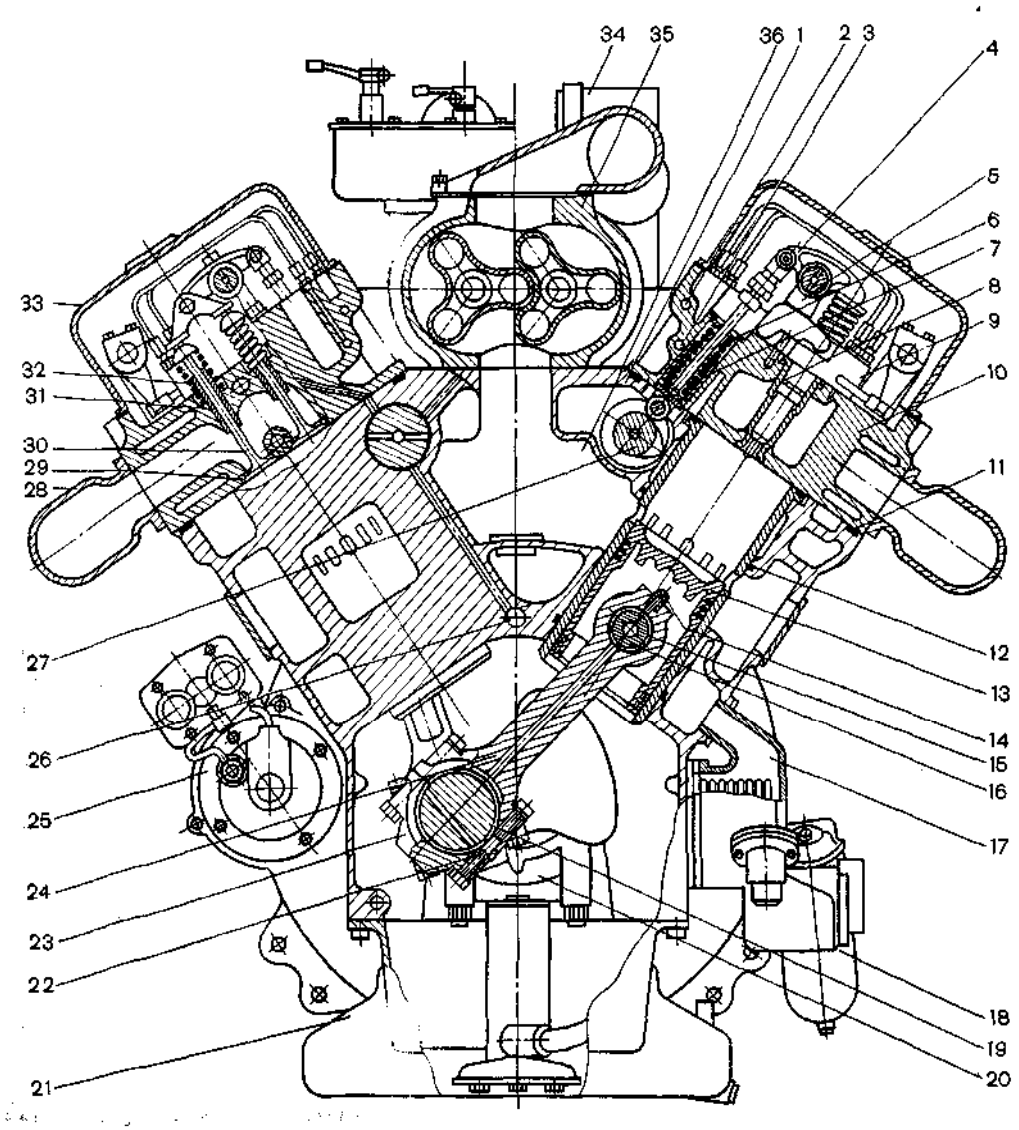


Рис. 165.
Поперечный разрез автомобильного комбинированного двухтактного двигателя 6ДН 9,8/11,4:

1 — блок цилиндров; *2* — канал подвода топлива к насос-форсункам; *3*—канал для слива топлива; *4* — рычаг; *5* — стойка; *6*—штанга; *7* — толкатель; *8*— стакан насос-форсунки; *9*— насос-форсунка; *10*— головка цилиндров; *11* — прокладка; *12* — гильза; *13* — поршень; *14* — форсунка для охлаждения поршня; *15* — втулка; *16* — поршневой палец; *17* — охладитель масла; *18* — масляный фильтр; *19*— коленчатый вал; *20*—крышка коренного подшипника; *21* — поддон; *22* — шатунный болт; *23* — крышка нижней головки шатуна; *24* — шатун; *25* — электростартер; *26* — масляный канал блока; *27* — распределительный вал; *28* — выпускной трубопровод; *29* — седло клапана; *30* — выпускной клапан; *31* — втулка выпускного клапана; *32* — клапанная пружина; *33* — колпак; *34* — турбокомпрессор; *35* — приводной объемный компрессор; *36* — воздушный ресивер

жесткости и поверхности охлаждения. В бобышки поршня запрессованы бронзовые втулки *15* с винтовыми канавками на внутренней поверхности. Поршневой палец *16* плавающего типа защищен от осевых перемещений пружинными кольцами и заглушками. Заглушки также служат для предупреждения попадания масла в ресивер.

Поршень имеет четыре компрессионных кольца, расположенных выше поршневого пальца, и два маслосъемных кольца, установленных в нижней части юбки поршня. Дренажные отверстия в поршневых канавках обеспечивают удаление избытка масла из канавок.

Распределительных вала 27 — два. Они находятся в верхней части блока цилиндров с внутренней стороны и вращаются в четырех подшипниках скольжения в разных направлениях. На задних концах валов на шпонках установлены шестерни, а на передних концах — шкивы привода водяного насоса и вентилятора. Балансировочные грузы на шестернях и шкивах служат для уравновешивания моментов сил инерции первого порядка от возвратно-поступательно движущихся масс. Масло для смазывания подшипников крайних опор распределительных валов подводится по каналам *26* в блоке, а к подшипникам промежуточных опор — по центральным каналам" в валах. Левый распределительный вал приводится во вращение от шестерни коленчатого вала через промежуточную шестерню, правый — от шестерни левого распределительного вала. Кулачки распределительных валов приводят в действие насос-форсунки и выпускные клапаны при помощи толкателей с пружинами, штанг и рычагов.

Выпускные клапаны 30 изготовлены из жаропрочных сплавов на основе никеля. Верхняя часть клапана для уменьшения износа закалена. Клапан движется в чугунной втулке *31,* в закрытом состоянии удерживается пружиной *32.*

Система воздухоснабжения двигателя состоит из воздухоочистителя, турбокомпрессора *34,* приводного компрессора *35,* ресивера *36,* впускных окон, выпускных клапанов и выпускных трубопроводов *28.* Воздух предварительно сжимается в центробежном компрессоре турбокомпрессора и компрессоре *35,* приводимом во вращение от коленчатого вала двигателя передачей с передаточным отношением 2,25:1. Приводной компрессор *35* роторно-шестеренчатого типа установлен в верхней части блока между рядами цилиндров. Подшипники компрессора смазываются маслом, поступающим по каналам в блоке и корпусе компрессора.

Турбокомпрессор 34, состоящий из центробежного компрессора и центростремительной турбины, крепится к блоку на кронштейне, расположенном над корпусом маховика. Подшипники турбокомпрессора смазываются маслом, поступающим из смазочной системы двигателя по гибким шлангам.

Топливная система состоит из топливоподкачивающего насоса, топливного фильтра, насос-форсунок и топливопроводов. Для поддержания постоянного давлении в топливной системе в головке цилиндров смонтированы перепускные топливные трубки. Топливный насос подает топливо из топливного бака через фильтры, каналы в головке цилиндров и трубопроводы к насос-форсункам. Избыток топлива, проходя через насос-форсунки, охлаждает их и по сливной магистрали возвращается в топливный бак.

Смазочная система — принудительная, включает маслозаборник, масляный насос роторного типа, регулятор давления, масляные фильтры, перепускной клапан и охладитель. Масляный насос роторного типа, установленный на переднем торце двигателя, приводится во вращение непосредственно от коленчатого вала. Из насоса масло под давлением подается по системе каналов в блоке к масляному фильтру *18.* После фильтра масло входит в охладитель, а затем в главную масляную магистраль в блок-картере. При засорении масляного фильтра масло через перепускной клапан, расположенный в корпусе масляного фильтра, проходит охладитель масла, минуя фильтр. Если засорен масляный охладитель, масло через перепускной

клапан, установленный в перечней плите двигателя, поступает непосредственно в масляную магистраль блок-картера, минуя охладитель. Давление в смазочной системе регулируется клапаном, расположенным в нижней части передней плиты двигателя.

Система охлаждения — замкнутая, циркуляционного типа, состоит из радиатора, водяного насоса, полости охладителя масла, термостата, полостей охлаждения дизеля. Охлаждающая жидкость циркулирует через радиатор, водяной насос, установленный на фланце охладителя масла, термостат, полости блока цилиндров и головок. При прогреве дизеля охлаждающая жидкость циркулирует по малому контуру (насос, охладитель масла, двигатель). При достижении охлаждающей жидкостью температуры 60 °С термостат подключает к контуру охлаждения радиатор.

Пуск двигателя осуществляется электростартером *25*. Для облегчения пуска двигателя в холодную погоду воздух подогревается при сгорании топлива, впрыскиваемого в воздушный ресивер и воспламеняемого при помощи электрической свечи.

Двигатель оборудован двухрежимным центробежным регулятором.

§ 31. Тракторные двигатели

Четырехтактный двигатель с воздушным охлаждением

Двигатель 4Ч 10,5/12 (Д-144) с воздушным охлаждением (рис. 166) и его модификации с четырьмя вертикально расположенными цилиндрами устанавливают на пропашных тракторах с силой тяги 9 кН.

На двигателе применяют плоский коленчатый вал с расположением кривошипов под углом 180°, обеспечивающий равномерное чередование рабочих ходов. При такой схеме вала неуравновешенными остаются лишь силы инерции второго порядка. Противовесы на первой, четвертой, пятой и восьмой щеках частично разгружают коленчатый вал и его коренные подшипники от воздействия внутреннего изгибающего момента, создаваемого силами инерции первого порядка и центробежными силами.

Цилиндры и головки цилиндров двигателей с воздушным охлаждением для увеличения поверхности теплоотдачи снабжены ребрами. Каждый цилиндр и каждая головка изготовлены отдельно.

Цилиндр вместе с головкой крепится к картеру четырьмя шпильками. Цилиндры центрированы по расточке в верхней плите картера, для чего обработана их наружная поверхность ниже опорного фланца. Уплотнение стыка фланца цилиндра с картером достигается посредством тонкой прокладки. Стык между головкой и цилиндром уплотнен без прокладки благодаря высокой точности и соответствующей обработке контактных поверхностей фланца цилиндра и головки.

Головка цилиндра отлита из алюминиевого сплава, твердость которого значительно меньше твердости чугунного цилиндра. Поэтому при сборке возможны небольшие пластические деформации материала головки, которые компенсируют неточность изготовления поверхностей стыка. В головке цилиндра расположены впускной и выпускной клапаны и форсунка. В головку запрессованы чугунные седла для клапанов, так как твердость материала головки невелика.

Охлаждение двигателя осуществляется воздухом, нагнетаемым в межреберные каналы. Воздух подается осевым вентилятором *2* под распределительный кожух, откуда он по каналам между ребрами цилиндра и головки выходит в атмосферу. При такой схеме циркуляции воздуха уменьшаются размеры вентилятора, поскольку в него поступает ненагретый воз-

Двигатель 4Ч 10,5/12 (Д-114): D=105 мм; S=120 мм; ε = = 16,5; n = 2000 об/мин; Ne = 46,4 кВт; g_e = 245 г/(кВт·ч).

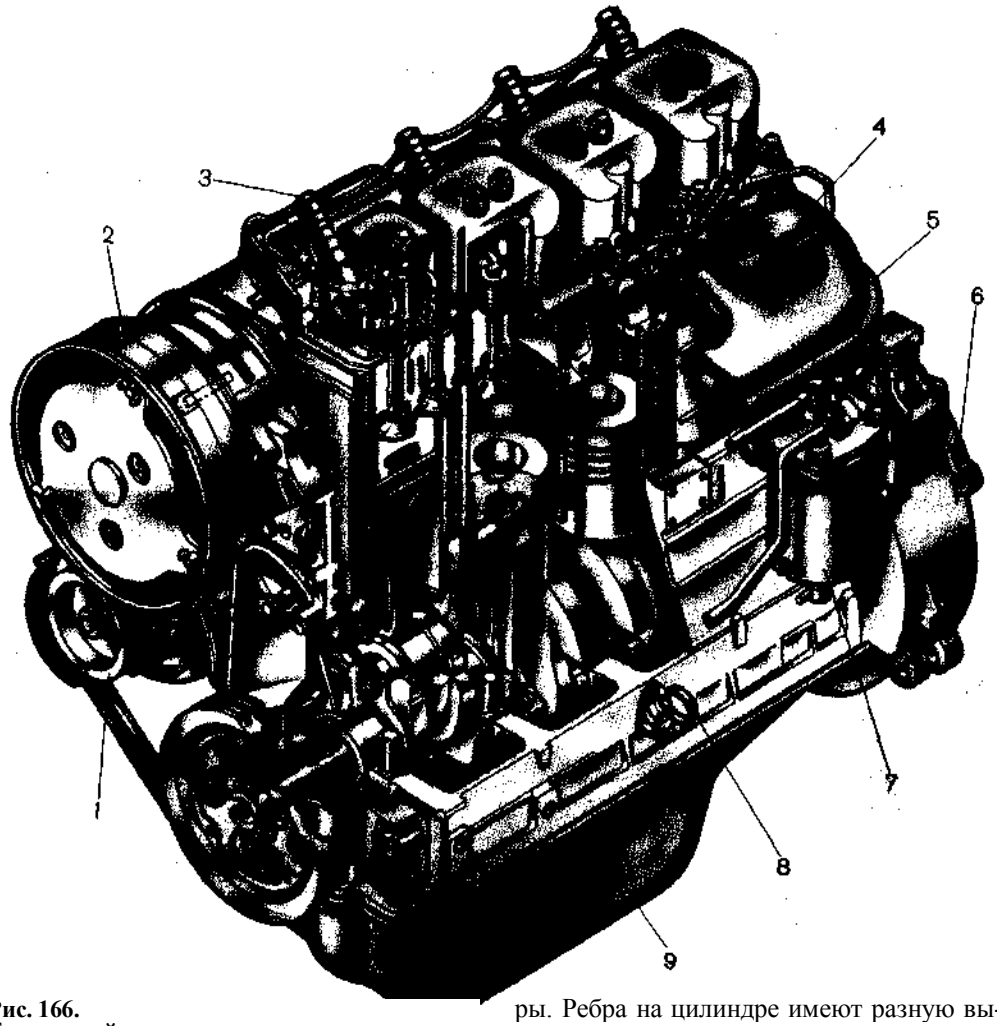


Рис. 166.
Тракторный дизель с воздушным охлаждением 44 10,5/12 (Д-144):

1 — генератор тока; *2* — вентилятор; *3* — форсунка; *4* — впускной трубопровод; 5 — выпускной трубопровод; *6* — картер маховика; *7* — топливный фильтр; *8* — указатель уровня масла (щуп); *9* — поддон

дух, и реже засоряются межреберные каналы (на входе в вентилятор установлена сетка).

Для лучшего использования воздуха и обеспечения равномерного охлаждения цилиндров и головок применяют дефлекторы. Ребра на цилиндре имеют разную высоту — со стороны входа охлаждающего воздуха они ниже. В продольной плоскости ребра цилиндра выполнены невысокими для уменьшения длины двигателя.

Вал вентилятора приводится во вращение с частотой 5100 об/мин от коленчатого вала клиноременной передачей с двумя ремнями. Он же служит для привода генератора, установленного на подвижном кронштейне для регулирования натяжения ремней.

Тепловое состояние двигателя Д-144 не регулируется. Во избежание переохлажде-

ния масла и деталей двигателя в холодную погоду (при температуре ниже — 5 °С) отключается масляный радиатор и понижается производительность вентилятора, на входе в рабочее колесо которого установлен диск, уменьшающий площадь проходного сечения.

На двух модификациях двигателя (Д-144-01 и Д-144-06) тепловое состояние регулируется автоматически гидромуфтой, встроенной в привод вентилятора. Заполнение гидромуфты жидкостью, а следовательно, частота вращения вала вентилятора регулируются терморегулятором, который состоит из чувствительного элемента с легкоиспаряющейся жидкостью и золотника. Терморегулятор установлен на головке третьего цилиндра. Удельный эффективный расход топлива двигателя с автоматическим регулированием частоты вращения вала вентилятора снижается на 2...5 % вследствие уменьшения затрат на привод вентилятора и потерь на трение, так как температура масла поддерживается близкой к рекомендуемой. Экономия топлива получается при низкой температуре атмосферного воздуха и малых нагрузках двигателя, когда для охлаждения требуется небольшое количество воздуха или вообще он не нужен. Вентилятор на этих режимах автоматически отключается, или его частота вращения и расход воздуха, а следовательно, затраты мощности на привод вентилятора существенно уменьшаются.

Картер *6* маховика отлит из чугуна. Конструкция картера отличается достаточной прочностью и необходимой жесткостью при относительно небольшой массе. Стенки и поперечные перегородки картера усилены ребрами, разъем картера с поддоном выполнен ниже оси коленчатого вала. Дополнительную жесткость картеру сообщает стальной лист, закрепленный на его переднем торце, и картер маховика. Картер двигателя закрыт снизу стальным штампованным поддоном.

Крышки опор коленчатого вала крепят двумя шпильками. От поперечных смещений они фиксируются боковыми поверхностями пазов в верхней половине опор в виде приливов на перегородках картера, у передней и задней его стенок. Крышки опор снимают при разборке с помощью болта или съемника, которые ввертываются в отверстия в крышках.

Коленчатый вал изготовлен из улучшенной стали 45Х. Коренные и шатунные шейки закалены токами высокой частоты. Вкладыши коренных и шатунных подшипников — тонкостенные, стальные, с тонким слоем антифрикционного сплава на алюминиевой основе. Упорный подшипник коленчатого вала установлен на средней опоре. Две пары упорных полуколец из антифрикционной бронзы стопорятся штифтами.

Стержни шатунов — двутаврового сечения. Крышка нижней головки шатуна, имеющая плоский разъем, крепится двумя призонными болтами с корончатыми гайками. В верхней головке шатуна запрессована втулка из антифрикционной оловянистой бронзы. Через отверстие, просверленное в стержне шатуна, подводится масло для смазывания поршневого подшипника шатуна и охлаждения поршня.

Поршень отлит из алюминиевого сплава. Поршневой палец плавающего типа от осевого смещения предохранен стопорными кольцами. На головке поршня расположены четыре поршневых кольца — три компрессионных и одно маслосъемное. Верхнее кольцо хромировано. Наружные боковые поверхности второго и третьего колец обработаны с очень небольшой конусностью; кольца устанавливают большим основанием конуса вниз. Маслосъемное кольцо комбинированное и изготовляется в двух вариантах: тройным, составленным из двух чугунных колец скребкового типа и стального кольца между ними; двойным с расширителем. На чугунных кольцах трущаяся поверхность хромирована. Применение колец рациональной конструкции позволило, несмотря на уменьшение числа колец с пяти до четырех, снизить расход масла до 1 % расхода топлива.

Камера сгорания полусферической формы расположена в поршне. Топливо впрыскивается через форсунку *3* закрыто-

го типа с тремя отверстиями в распылителе. Для улучшения смесеобразования воздуху в камере сгорания сообщается вращательное движение благодаря тангенциальному направлению впускного канала.

Передаточный механизм от распределительного вала к клапанам состоит из толкателя, штанги и коромысла с винтом для регулировки зазора. Штанги из дюралюминия со стальными закаленными наконечниками расположены в тонкостенных кожухах-трубах, которые уплотнены по концам кольцами из маслостойкой резины. По этим трубкам в поддон сливается масло, вытекающее из подшипников коромысел. Чугунные направляющие толкателей клапанов изготовлены в виде отдельных втулок и установлены в приливах верхней плиты картера.

Распределительный вал вращается в трех подшипниках — чугунных втулках, запрессованных в приливы перегородок картера. Кулачки распределительного вала имеют безударный профиль. Распределительный вал и вал топливного насоса приводятся в движение от коленчатого вала цилиндрическими косозубыми колесами. Осевому смещению распределительного вала в сторону маховика препятствует буртик на переднем подшипнике, в который упирается торец ступицы шестерни распределительного вала. Перемещение вала в обратном направлении ограничено бобышкой на крышке привода зубчатых колес и головкой штифта, установленного с натягом в распределительном валу.

Масляный насос — односекционный. Он крепится к передней стенке картера. Масло очищается от механических примесей в полнопоточной центрифуге и затем охлаждается в охладителе, который расположен под кожухом распределителя охлаждающего воздуха. По каналу в перегородке масло подводится к третьему коренному подшипнику, а по каналам в коленчатом валу — к остальным коренным и шатунным подшипникам.

Под давлением масло подводится также к подшипникам распределительного вала и промежуточному зубчатому колесу, а от третьего подшипника распределительного вала по трубке — к подшипникам коромысел.

Топливный насос УТН-5 — четырехсекционный золотникового типа, малогабаритный, легкий. На его корпусе из алюминиевого сплава закреплены подкачивающий насос с насосом ручной прокачки топлива и всережимный механический центробежный регулятор прямого действия. Топливный насос крепится на переднем торцовом листе и приводится во вращение валом с шлицевой муфтой. Вместо насоса УТН-5 может быть установлен топливный насос НД-21/4-20 распределительного типа.

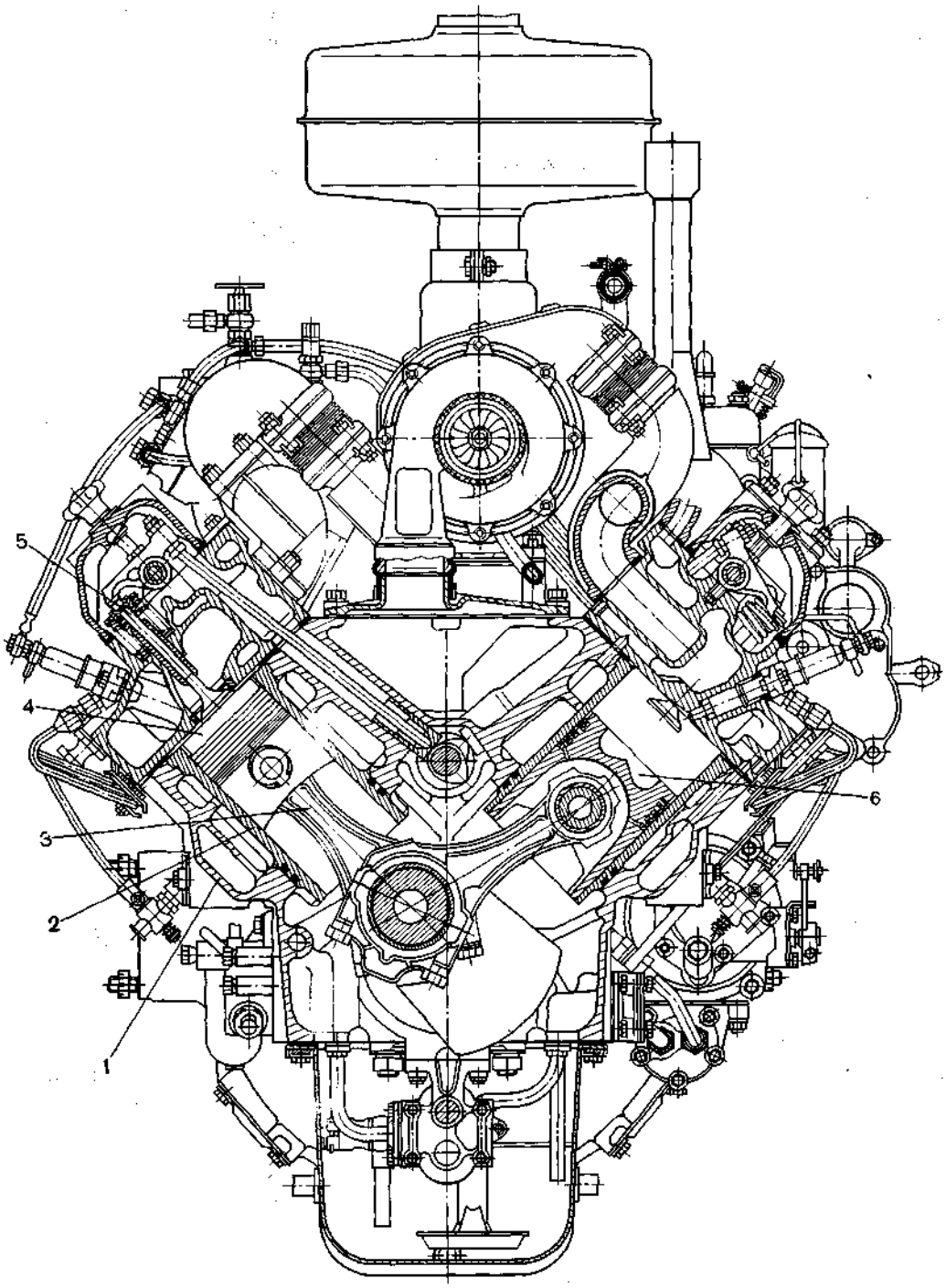
Пуск двигателя осуществляется электростартером. Для облегчения пуска в холодную погоду служат декомпрессионное устройство и электрическая свеча, с помощью которой подогревается воздух во впускном трубопроводе. Двигатель снабжен генератором переменного тока мощностью 400 Вт с встроенным выпрямителем.

Комбинированный четырехтактный двигатель

Комбинированный четырехтактный двигатель 6ЧН 13/11,5 (СМД-60) предназначен для энергонасыщенного пахотного гусеничного трактора Т-150 тягового класса 30 кН (рис. 167).

Комбинированный шестицилиндровый двигатель выполнен по схеме с газовой

Двигатель 6ЧН 13/11,5 (СМД): D=130 мм; S= 115 мм; ε = =16,5; ge = 245 г/(кВт · ч). Для СМД-60: n = 2000 об/мин; N_e = 118 кВт. Для СМД-62: n = 2100 об/мин; N_e= 129 кВт. Для СМД-64: n = 1900 об/мин; N_e = 118 кВт.



а)

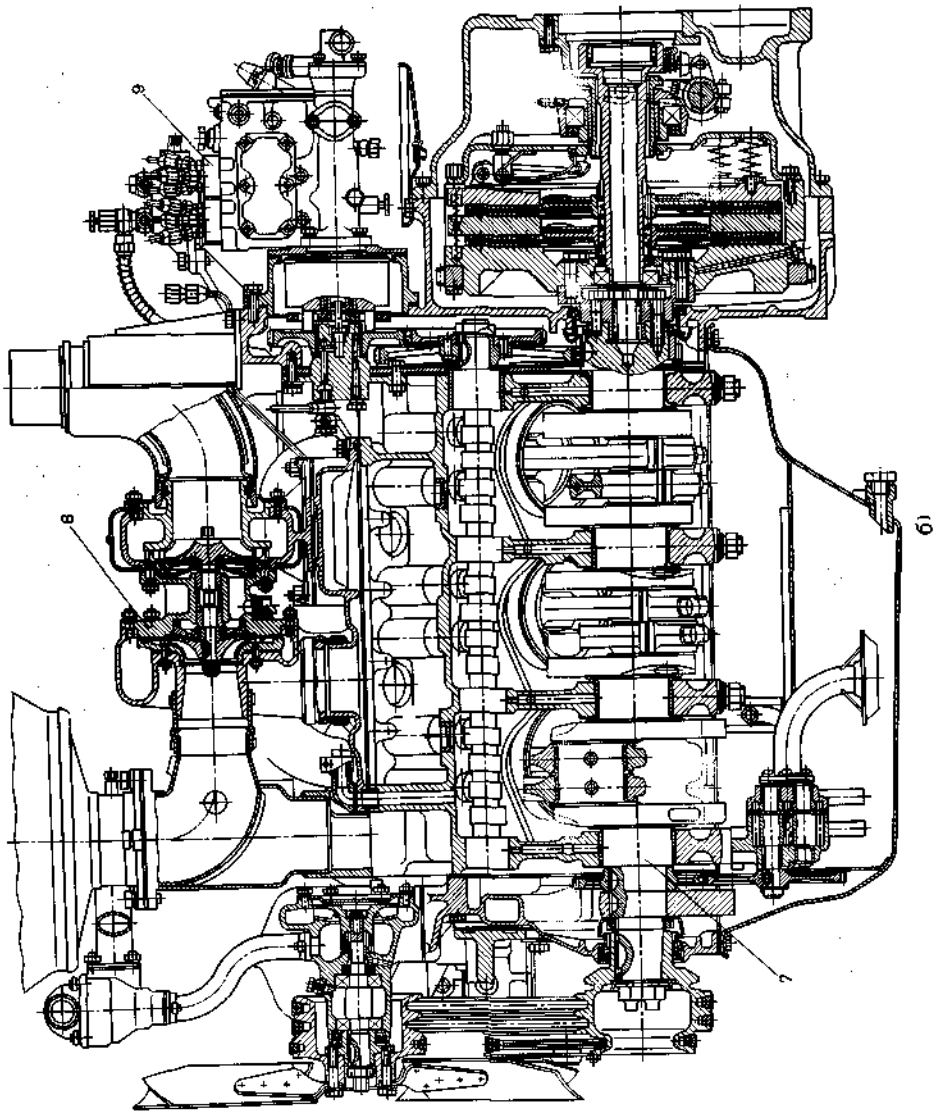

9
8
61
7

Рис. 167. (см. стр. 228 и 229).
Тракторный комбинированный двигатель 6ЧН 13/11,5 (СМД-60):
а — поперечный разрез; *б* — продольный разрез

связью и состоит из поршневого двигателя — дизеля и турбокомпрессора ТКР-11Н-1.

Модификации двигателя устанавливают на колесные тракторы Т-150К такого же класса (СМД-62), на зерноуборочный комбайн «Колос» и свеклоуборочный КС-6 (СМД-64).

V-образное положение цилиндров под углом 90°, короткий ход поршня (отношение $S/D < 1$ встречается у комбинированных двигателей редко), удачное расположение турбокомпрессора и агрегатов обеспечили небольшие габаритные размеры двигателя.

Корпус двигателя с таким расположением цилиндров имеет достаточно высокую жесткость, тем не менее в данном двигателе принят ряд дополнительных конструктивных мер для ее повышения. Крышки коренных подшипников, кроме обычного крепления двумя шпильками, стянуты с обеих сторон со стенками блок-картера *1* поперечными винтами, что существенно уменьшает деформацию и искажение формы опор коленчатого вала. Поперечные перегородки чугунного блок-картера, усиленные ребрами жесткости, проходят по всей высоте и связывают верхние и нижние плиты и стенки блока, образуя коробчатые отсеки. Дополнительную жесткость придает горизонтальная стенка, соединяющая верхние грани обоих рядов цилиндров.

Гильза цилиндра 2 — чугунная, крепится по верхнему буртику. Уплотнение водяной полости в сопряжении гильзы с блоком осуществляется двумя резиновыми кольцами, надетыми на гильзу.

Впускной ресивер представляет собой отделенное горизонтальной стенкой пространство между рядами цилиндров. Воздух поступает во все цилиндры через отлитые в головке цилиндров впускные клапаны с поворотом под углом 180°. Головка цилиндров, единая для трех цилиндров одного ряда, имеет вследствие этого увеличенные ширину и массу. Применение на двигателе впускного ресивера большого объема улучшает наполнение цилиндров и заметно повышает равномерность их наполнения.

Система наддува — импульсная; на ее эффективность в значительной мере влияют диаметр и длина выпускных трубопроводов. Размещение турбокомпрессора *8* в развале блока цилиндров и удачное в целом конструктивное решение выпускной системы позволили сделать выпускные трубопроводы очень короткими, вследствие чего уменьшились потери энергии при перетекании выпускных газов из цилиндра в турбину и повысилась мощность последней.

С этой же целью выпускные газы от трех цилиндров каждого ряда подведены к двум раздельным подводящим патрубкам турбины так, что в турбине потоки газа не смешиваются.

Во избежание поломок ввиду чрезмерных термических напряжений выпускные трубопроводы соединены с подводящими патрубками турбины сильфонами — упругими элементами в виде короткой двухстенной гофрированной трубы из жаропрочной стали. Компенсатор температурных удлинений с разрезными упругими кольцами установлен и в соединении выпускного патрубка турбины с выпускной трубой.

Топливный насос 9 распределительного типа благодаря малым габаритным размерам удобно размещен между двигателем и кабиной. Он прикреплен к крышке шестеренчатого привода, отлитой совместно с картером маховика. Расположение шестеренчатого привода на заднем торце объясняется стремлением уменьшить нежелательные искажения кинематики клапанного механизма, включая фазы газораспределения, вследствие крутильных колебаний коленчатого вала. В одном агрегате с топливным насосом выполнены всережимный механический центробеж-

ный регулятор прямого действия, центробежная автоматическая муфта изменения угла опережения впрыскивания топлива и топливоподкачивающий насос.

Коленчатый вал 7 имеет три кривошипа, расположенных под углом 120°. Центробежные силы от вращающихся масс и силы инерции первого порядка на двигателях с такой схемой полностью уравновешены. Моменты центробежных сил и сил инерции первого порядка уравновешиваются на двигателях типа СМД противовесами на всех шести щеках, изготовленными как одно целое с последними, и дополнительными противовесами на переднем конце коленчатого вала и на маховике в виде прилива. Неуравновешенным остается момент сил инерции второго порядка, и чередование рабочих ходов происходит неравномерно (через 90 и 150°), что присуще всем шестицилиндровым двигателям с описанной схемой расположения цилиндров.

К заднему торцу коленчатого вала крепится фланец с внутренними шлицами для передачи крутящего момента на вал отбора мощности. Упорный подшипник коленчатого вала расположен на пятой опоре рядом с маховиком и представляет собой две пары стальных полуколец с тонким слоем антифрикционного сплава на алюминиевой основе.

Шатуны 3 левого и правого рядов цилиндров расположены на кривошипной шейке рядом. Разъем нижней головки шатуна выполнен косым — под углом 55°30', иначе ввиду больших размеров головки шатун не прошел бы через цилиндр при разборке двигателя. Крышка крепится к. нижней головке шатуна двумя винтами, под головки которых подложены плоские каленые шайбы. От поперечного смещения крышка удерживается треугольными шлицами на поверхности разъема, а от осевого — центровочным штифтом. В стержне шатуна просверлен канал для подвода масла к поршневому подшипнику — запрессованной в головку шатуна бронзовой втулке.

Поршень 4, отлитый из высококремнистого алюминиевого сплава, снабжен тремя чугунными компрессионными кольцами и одним (нижним) маслосъемным. В сечении компрессионные кольца имеют форму прямоугольной трапеции. Трущаяся поверхность верхнего кольца покрыта тонким слоем пористого хрома. Под маслосъемным кольцом установлен расширитель. Для облегчения поршня его юбка со стороны бобышек укорочена.

Камера сгорания 6 тороидальной формы расположена в поршне. Топливо впрыскивается форсункой закрытого типа с четырьмя отверстиями в распылителе. Для улучшения смесеобразования и сгорания обеспечивается организованное движение заряда в камере сгорания в результате вытеснения заряда с периферии цилиндра к оси при движении поршня в процессе сжатия и направления потока воздуха на выходе из впускного канала лопатками-ширмами, установленными над седлами клапанов.

Механизм газораспределения включает по два клапана *5* на каждый цилиндр — по одному впускному и одному выпускному.

Смазочная система выполнена по двухконтурной схеме. Одна секция двухсекционного масляного насоса подает масло из поддона в масляный радиатор, откуда оно сливается обратно в поддон. Другая секция с шестернями большей ширины также забирает масло через маслозаборник из поддона и нагнетает его в главную масляную магистраль, откуда масло поступает в подшипники двигателя. На пути к главной магистрали все масло проходит через центрифугу и очищается от механических примесей.

Система пуска — каскадная: двигатель пускается двухтактным карбюраторным двигателем с кривошипно-камерной схемой газообмена мощностью 10 кВт, а последний — электростартером. На случай разряда аккумуляторных батарей предусмотрена возможность пуска двигателя от руки: система зажигания пускового двигателя работает от магнето. Во время работы пускового двигателя соединенный с его валом специальный («предпусковой») масляный насос подает масло в смазочную

систему дизеля. Однако специальный масляный насос редко применяют на двигателях подобного типа, хотя при его работе уменьшается износ подшипников коленчатого вала и исключается возможность их задира при пуске в сильные морозы.

Электроснабжение трактора осуществляется от двух источников тока — свинцовой аккумуляторной батареи постоянного тока и трехфазного генератора переменного тока мощностью 1000 Вт с встроенным выпрямителем.

§ 32. Тепловозный комбинированный четырехтактный двигатель

Коломенский тепловозостроительный завод им. В. В. Куйбышева производит комбинированные четырехтактные двигатели семейства 16ЧН 26/26 (Д-49) для магистральных и маневровых тепловозов и буровых установок. Двигатели имеют восемь, двенадцать или шестнадцать цилиндров, расположенных в два ряда V-образно под углом 42°, мощность 600...2942 кВт.

Шестнадцатицилиндровый двигатель 16ЧН 26/26, предназначенный для пассажирских и грузовых магистральных тепловозов с электрической передачей, выпускается в одном агрегате с генератором тока (дизель-генератор 1А-5Д-49). Среднее эффективное давление двигателя соответствует давлению лучших образцов тепловозных двигателей.

Цилиндры двигателя (рис. 168) расположены в два ряда под углом 42°. Двигатель вместе с генератором установлен на одну общую сварную раму. На раме с одной стороны расположены масляные охладитель *10* и центрифуга *9,* а с другой — маслооткачивающий насос и топливные фильтры *1*.

Двигатель выполнен по схеме с газовой связью: коленчатый вал дизеля не связан механической передачей с валом турбокомпрессора.

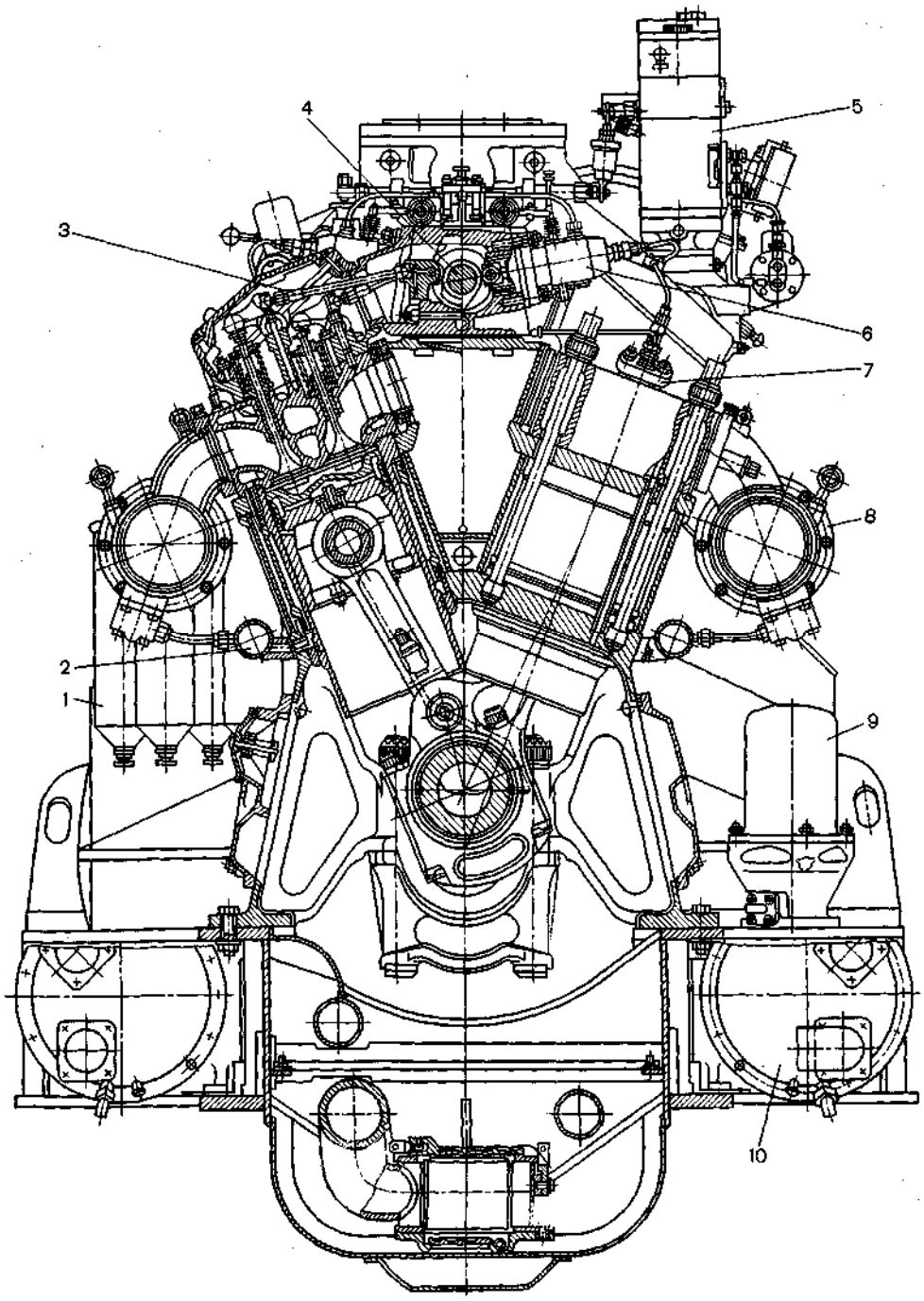
Турбокомпрессор ТК-38 (6ТК), имеющий одноступенчатую осевую турбину и одноступенчатый центробежный компрессор с лопаточным диффузором, установлен на кронштейне на переднем торце двигателя. Под компрессором расположен водяной охладитель, в котором охлаждается воздух после сжатия в компрессоре. Из охладителя воздух поступает во впускной трубопровод, занимающий пространство между рядами цилиндров. На номинальном режиме давление во впускном трубопроводе составляет 0,275 МПа. Давление газов на входе в турбину равно 0,237 МПа, а температура 620 °С. Турбина развивает мощность 853 кВт, что составляет 29 % мощности двигателя. С турбины мощность подается на рабочее колесо компрессора.

Система наддува — с постоянным давлением перед турбиной, ее особенность заключается в конструктивной схеме выпускного трубопровода *8:* его поперечное сечение сделано достаточно большим, чтобы амплитуда волн давления на входе в турбину была по возможности небольшой. Выпускные патрубки от цилиндров подсоединены в таком случае к одному выпускному трубопроводу; на двигателе 16ЧН 26/26 два выпускных патрубка, по одному на каждый ряд цилиндров, и расположены они по бокам двигателя. Вы-

Рис. 168.
Поперечный разрез тепловозного комбинированного двигателя 16ЧН 26/26 (1А-5Д-49):

1 — топливный фильтр; *2* — водяной трубопровод; *3* — штанга привода клапанов; *4* — распределительный вал; *5* — регулятор частоты вращения; *6* — топливный насос; *7* — форсунка; *8* — выпускной трубопровод; *9* — масляная центрифуга; *10* — масляный охладитель

Двигатель 16ЧН 26/26 (Д-49): D = 260 мм; $S_л$ = 260 мм; $S_п$ = = 262 мм; ε = 13,5; *n* = 1000 об/мин; N_e = 2942 кВт; g_e = 204,2 г/(кВт · ч)


1
2
3
4
5
6
7
8
9
10

пускные газы поступают из трубопроводов в двухзаходную улитку турбины и после расширения в турбине вытекают в атмосферу.

Блок-картер, сваренный из стальных листов и плит, отличается высокой прочностью, жесткостью и небольшой массой. Применение отлитых из стали поперечных перегородок, имеющих сложную конфигурацию, существенно сокращает объем сварочных работ. В производстве сварных блок-картеров семейства двигателей 16ЧН 26/26 унификация заготовок деталей остова достигает 70...80 %.

На продольных стенках картера имеются люки для осмотра и ремонта кривошипно-шатунного механизма. На люках установлены предохранительные клапаны, которые срабатывают в случае резкого повышения давления картерных газов (при взрыве).

Крышки коренных подшипников образуют вместе с приливами в поперечной перегородке опоры коленчатого вала. Крышки крепят двумя призонными болтами, которые вставляются снизу, с гайками, что повышает жесткость картера и опор коленчатого вала. От поперечных смещений крышки фиксируются треугольными зубцами на поверхности стыка. Прилегание стыковых поверхностей на зубцах обеспечивается точной обработкой и притиркой.

Остов двигателя выполнен по схеме с подвесным коленчатым валом так, что рама двигателя не воспринимает нагрузки от давления газов. Рама сварной конструкции. К ней приварен поддон, в который заливают масло для смазывания двигателя. Сверху поддон закрыт сеткой. В передней части поддона расположен маслозаборник.

Втулка цилиндра не имеет упора в блоке в осевом направлении, она крепится (подвешивается) к отдельной для каждого цилиндра крышке восемью шпильками. Втулки цилиндров отливаются из чугуна, легированного хромом, никелем и молибденом. Износостойкость рабочей поверхности втулки повышается фосфатированием. Напрессованная на втулку «рубашка» образует полость охлаждения.

Каждая *крышка цилиндра* присоединена к блоку четырьмя анкерными шпильками, которые воспринимают силы от давления газов в цилиндре, а на шпильки крепления втулки эти силы не действуют. Давление на поверхности в месте стыка крышки цилиндра с втулкой не зависит, таким образом, от давления газов в цилиндре, и уплотнение стыка получается более надежным. Для уплотнения стыка используют стальную омедненную прокладку. Анкерные шпильки крепления крышек цилиндров ввернуты в нижнюю плиту блока цилиндров. При этом сварные швы и блок разгружаются частично от растягивающих сил, повышается прочность блока.

В крышке цилиндра, отлитой из высокопрочного чугуна, установлены форсунка *7,* два выпускных и два впускных клапана с направляющими втулками. На каждом клапане — по две пружины. Сверху на крышке находятся рычаги привода клапанов — по одному на два впускных и два выпускных. Привод клапанов закрыт колпаком. Обращенная к камере сгорания плита крышки цилиндра в зоне выпускных клапанов выполнена относительно тонкой для уменьшения термических напряжений.

Посадочная фаска *впускного клапана* сделана непосредственно в крышке цилиндра, а выпускной клапан садится на седло из жаропрочной стали, которое в холодном состоянии устанавливается в крышку с зазором. От выпадания седло предохраняется пружинным стопорным кольцом. Диаметральный зазор между седлом и крышкой подобран с таким расчетом, чтобы при нагревании во время работы кольцо прилегало к крышке, но термические напряжения в кольце не превышали бы предела упругости.

Распределительный вал расположен над впускным ресивером. Он вращается в разъемных подшипниках из алюминиевого сплава, в отдельном корпусе, похожем по форме на лоток с крышкой. Кулачки разъемные, они устанавливаются на валу на шпонке и зажимаются двумя гайками. К лотку крепятся индивидуальные для каждого цилиндра топливные насосы.

Всего кулачков 24 (по три на каждые два цилиндра правого и левого ряда). От одного кулачка приводятся в действие выпускные клапаны, от другого — впускные и от третьего топливные насосы. Шестеренчатый привод распределительного вала расположен на торце двигателя, со стороны маховика.

Коленчатый вал отлит из высокопрочного чугуна. Кривошипы расположены в двух плоскостях под углом 90°, что обеспечивает равномерное чередование вспышек в цилиндрах каждого ряда с угловым интервалом 90°; цилиндры правого ряда работают со сдвигом 42°. На переднем конце коленчатого вала установлен комбинированный гаситель крутильных колебаний, который состоит из гасителя колебаний маятникового типа и демпфера вязкого трения. С генератором коленчатый вал соединен полужесткой муфтой.

Тонкостенные вкладыши коренных и шатунных подшипников трехслойные: на стальную основу залит тонкий слой свинцовистой бронзы, который покрыт слоем оловянисто-свинцового сплава толщиной несколько микрометров.

Прицепной шатун связан с главным пальцем, который двумя болтами жестко соединен с прицепным шатуном и поворачивается в проушинах главного шатуна. Поршневыми подшипниками главного и прицепного шатунов служат запрессованные в верхние головки шатунов стальные втулки с заливкой из свинцовистой бронзы. Крышка нижней головки шатуна крепится четырьмя вкладными призонными болтами. Трапециевидные зубцы на поверхности стыка крышки с шатуном фиксируют крышку в поперечном направлении.

Поршень комбинированного двигателя подвергается высоким тепловым и механическим нагрузкам, поэтому он выполнен со съемной головкой из жаропрочной стали и охлаждается маслом. Головка поршня крепится к его корпусу четырьмя шпильками. В корпусе поршня установлен палец плавающего типа, который фиксируется от осевых перемещений пружинными стопорными кольцами. Масло для охлаждения поршня подводится по каналу в шатуне; оно движется от центра поршня к периферии. Масло не полностью заполняет полость охлаждения, при движении поршня оно взбалтывается, что обусловливает охлаждение элементов поршня.

В головке поршня установлены три компрессионных кольца трапециевидной формы и одно маслосъемное. Второе маслосъемное кольцо с пружинным расширителем расположено на верхней части корпуса поршня. Для повышения износостойкости компрессионных колец трущиеся поверхности их хромированы.

Система охлаждения имеет два контура: один для охлаждения дизеля и турбокомпрессора, другой для охлаждения воздуха после компрессора.

Пуск двигателя осуществляется стартером-генератором, который вращает коленчатый вал через шестерни привода распределительного вала.

Устройства аварийной защиты автоматически останавливают двигатель в случае падения давления масла, повышения давления газов в картере, увеличения частоты вращения коленчатого вала свыше 1180 об/мин.

§ 33. Комбинированные двухтактные двигатели с противоположно движущимися поршнями

Судовой двигатель

Комбинированный двухтактный двигатель 16ДРПН 23/2Х30 (61Б-3) с противоположно движущимися поршнями устанав-

Двигатель 16ДРПН 23/2Х30 (61Б-3): D = 230 мм; S = 2Х Х300 мм; ε = 16,6; n = 850 об/мин; N_e = 4400 кВт; g_e = = 230 г/(кВт · ч).

ливают на судах с непосредственным приводом гребного винта.

Двигатель 61Б-3 (рис. 169) имеет шестнадцать цилиндров, расположенных вертикально двумя параллельными рядами в едином остове. Мощность передается четырьмя коленчатыми валами через торсионы и главную передачу на фланец отбора мощности.

Остов двигателя представляет собой стальной сварной блок. Вертикальными поперечными стенками, воспринимающими основные нагрузки при работе двигателя, он разделен на восемь отсеков, в которых попарно установлены втулки цилиндров. К этим стенкам приварены коренные опоры. Остов по торцам имеет фланцы для крепления главной передачи и привода крупных вспомогательных механизмов.

Втулка 1 цилиндра чугунная, съемным фланцем она крепится четырьмя шпильками к верхней горизонтальной полке остова. Верхняя часть втулки расположена в воздушном ресивере и охлаждается воздухом. На наружной поверхности средней части втулки отлиты продольные ребра, которые повышают жесткость втулки и образуют каналы для прохода охлаждающей воды. На эти ребра напрессован стальной силовой бандаж. В средней части бандажа сделаны три овальных отверстия, через которые в стенку втулки ввертывают штуцера пускового клапана и форсунки. В штуцере пускового клапана просверлен канал для установки индикаторного крана.

В верхней части втулки имеется 19 впускных окон *3* прямоугольной формы с тангенциальным и небольшим осевым наклонами. В нижней части втулки расположено 13 выпускных окон *4* с осевым наклоном. В перемычках между выпускными окнами вдоль оси втулки просверлены каналы для прохода охлаждающей воды. Вода из полости охлаждения выпускного трубопровода поступает в каналы в перемычках окон, затем проходит между ребрами втулки и бандажом и через отверстие в верхней части последней направляется в отводящий трубопровод. Все водяные полости уплотнены резиновыми кольцами.

Коленчатые валы 2, изготовленные из легированной стали, одинаковы по конструкции и отличаются только комплектацией задних и передних концов. Два коленчатых вала установлены в верхнем картере и два — в нижнем. Кривошипы расположены под углом 45° друг к другу. Коленчатый вал опирается на девять коренных подшипников, а от продольных перемещений фиксируется упорным подшипником. В теле вала имеются полости и каналы для подвода масла к подшипникам. Коренной подшипник состоит из двух разъемных стальных вкладышей, залитых свинцовистой бронзой. Нижний вкладыш верхней опоры и верхний вкладыш нижней опоры на внутренней поверхности имеют кольцевую проточку и отверстие для подвода масла. Шатунные подшипники представляют собой два бронзовых вкладыша, покрытые тонким слоем антифрикционного сплава.

Верхние коленчатые валы связаны с поршнями, управляющими открытием и закрытием впускных окон; нижние — с поршнями, управляющими выпуском.

Для обеспечения необходимых фаз газораспределения нижние коленчатые валы при вращении на 9° опережают верхние. К переднему фланцу всех коленчатых валов крепятся гасители крутильных колебаний. С переднего конца левого (если смотреть со стороны главной передачи) нижнего коленчатого вала происходит отбор мощности на привод двухсекционного масляного насоса, водяных насосов внешнего и внутреннего контуров и турбокомпрессора. В приводе имеется специальный механизм, обеспечивающий постоянное направление вращения масляного и водяных насосов и турбокомпрессора независимо от направления вращения коленчатых валов, которое меняется при реверсировании двигателя. Привод обоих кулачковых валов топливных насосов высокого давления осуществляется от верхних коленчатых валов со стороны главной передачи.

На торце корпуса главной передачи установлено *валоповоротное устройство* для проворачивания валов двигателя. Валоповоротный механизм приводится в дей-

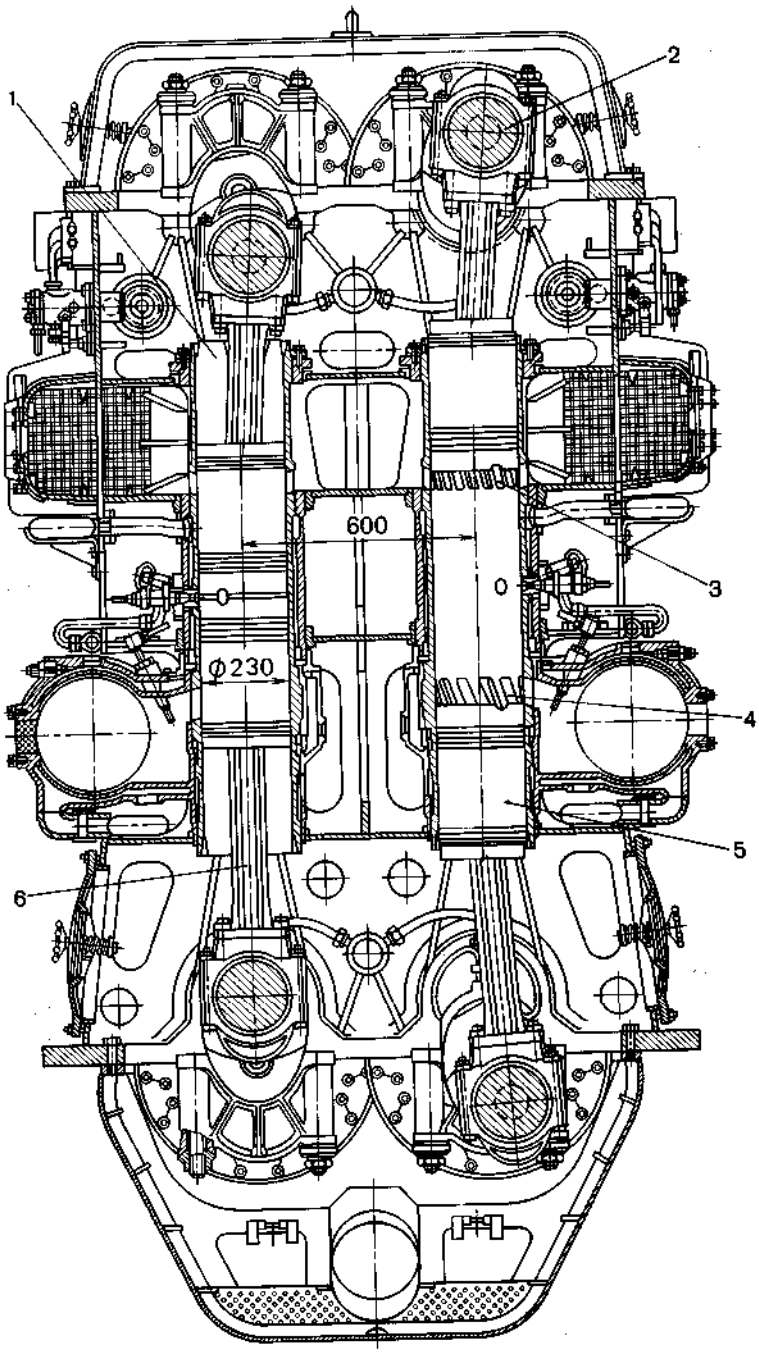


Рис. 169.
Поперечный разрез судового комбинированного двигателя с противоположно движущимися поршнями 16ДРПН 23/2Х30 (61Б-3)

ствие от электродвигателя; он снабжен стопором для предотвращения случайного включения и блокировкой пуска двигателя при включенном механизме.

Шатуны 6, штампованные из легированной стали, имеют стержень двутаврового сечения с каналом подвода масла для смазывания поршневого пальца и охлаждения поршня. Кривошипная головка прикреплена к стержню шатуна четырьмя шпильками. Между стержнем и кривошипной головкой установлена прокладка для регулирования степени сжатия В поршневые головки шатунов запрессованы втулки, состоящие из наружной стальной обоймы и внутренней бронзовой втулки с прямыми канавками. Для удобства монтажа шатунные болты всех шатунов установлены головками вниз.

Поршни 5, одинаковые по конструкции, состоят из наружного стакана, отлитого из высокопрочного чугуна, и стальной вставки, стянутых четырьмя стальными шпильками, ввернутыми в днище стакана. Охлаждение поршня осуществляется маслом, взбалтываемым в полости внутри поршня под действием сил инерции. Масло для охлаждения поступает через отверстие в поршневой головке шатуна под днище поршня и затем в полость между днищем стакана и вставкой Нагретое масло вытекает из поршня через отверстие во вставке.

Сферическая вогнутая поверхность днища поршня и цилиндрическая поверхность на длине 30 мм от днища покрыты хромом, а остальная боковая поверхность поршня — тонким слоем олова.

На поршне установлены шесть поршневых колец из высокопрочного чугуна: четыре компрессионных с косым замком; два маслосъемных с прямым замком. Первое компрессионное кольцо фиксируется от проворачивания вокруг поршня, что предохраняет кольцо от поломок при попадании замка в отверстие окон. Компрессионные кольца для лучшей приработки покрыты тонким слоем олова и имеют бронзовый поясок на рабочей поверхности.

Поршневой полый палец изготовляют из легированной стали и его поверхность полируют. Палец стопорится от проворачивания и осевого перемещения шпильками крепления вставки.

Топливная система двигателя состоит из топливоподкачивающего насоса, двух топливных фильтров, насосов высокого давления, форсунок и трубопроводов. Топливоподкачивающий насос приводится в действие от шестерни главной передачи. Насосы высокого давления золотникового типа получают движение от распределительных валов со съемными кулачковыми шайбами Симметричного . профиля. На каждый цилиндр приходятся по два насоса и две форсунки закрытого типа.

Турбокомпрессор расположен на переднем торце двигателя. Так как мощность, потребляемая компрессором, превышает мощность, развиваемую газовой турбиной, то турбокомпрессор имеет дополнительный механический привод от коленчатого вала через гидромуфту. Турбокомпрессор состоит из одноступенчатого центробежного компрессора и одноступенчатой осевой турбины, расположенных на одном валу. Наддувочный воздух охлаждается в охладителях, установленных с каждой стороны двигателя и соединенных с воздушным ресивером. Охлаждение осуществляется забортной водой.

Смазочная система двигателя — циркуляционная, с сухим картером. Масло из поддона откачивающей секцией шестеренного насоса подается через фильтр и охладитель в цистерну. Нагнетающая секция насоса забирает масло из цистерны и подводит его через фильтр к двигателю и турбокомпрессору. Система снабжена насосами с автономным электроприводом для прокачивания масла через двигатель при пуске и реверсировании.

Система охлаждения двухконтурная. Замкнутый контур, заполненный пресной кипяченой, хорошо отстоявшейся водой, . служит для охлаждения двигателя и турбокомпрессора. Внешний контур проточной (забортной) воды обеспечивает охлаждение пресной воды, масла и поступающего в двигатель наддувочного воздуха. *Пуск* двигателя осуществляется сжатым воздухом, подаваемым из пусковых балло-

нов через пусковые клапаны и пусковые воздухораспределители в цилиндры двигателя в соответствии с порядком их работы.

Газовый двигатель

На базе описанного выше двигателя выпускается газовый двигатель 16ДПН 23/2Х30 (6ЧГА), предназначенный для привода синхронного генератора переменного тока. Двигатель (рис. 170) имеет форкамерно-факельное зажигание. На каждом цилиндре *1* в средней его части с помощью резьбового штуцера установлена форкамера *3,* оборудованная автоматическим клапаном подачи газа и двумя свечами зажигания. В верхнюю часть втулки, ниже впускных окон, ввернут штуцер для установки газового клапана 2 с дозатором для подачи газа в цилиндр двигателя. Газовый клапан цилиндра приводится в движение от распределительного вала *6* через толкатели *5* и штангу *4.* Дозатор расположен непосредственно на газовом клапане и тягами связан с регулятором частоты вращения коленчатого вала двигателя. Газовый клапан определяет фазы подачи газа в цилиндр, а дозатор регулирует количество подаваемого газа.

В период выпуска и продувки, как только давление в цилиндре становится меньше давления в системе подачи газа в форкамеру, автоматический клапан форкамеры открывается под давлением газа и происходит очистка форкамеры от продуктов сгорания. Газовый клапан цилиндра открывается раньше впускных окон (опережение составляет 35° угла поворота коленчатого вала), и газ поступает в цилиндр, образуя со свежим воздухом рабочую смесь. В начале процесса сжатия под действием давления в цилиндре клапан форкамеры закрывается, и подача газа в нее прекращается. Газ перестает поступать в цилиндр через газовый клапан при положении поршня, соответствующем 83° угла поворота коленчатого вала до внутренней объемной мертвой точки. В момент, когда поршень не доходит на 7,5° угла поворота коленчатого вала до внутренней объемной мертвой точки, подается напряжение на свечи форкамеры, и обогащенная газовоздушная смесь в форкамере воспламеняется. Давление в форкамере резко возрастает и из нее в цилиндр выбрасывается горящий факел, который воспламеняет основной заряд.

Газовая система, кроме форкамер и газовых клапанов, включает трубопроводы, фильтры для осушения газа, а также редукторы для регулирования давления подаваемого газа в зависимости от режима работы двигателя. Редуктор цилиндрового газа используется при пуске двигателя. После первых оборотов коленчатых валов при провертывании их сжатым воздухом пусковой системы дозаторы газовых клапанов устанавливаются в положение полного открытия, а количество газа, поступающего в цилиндры, ограничивается редуктором цилиндрового газа. Последний устроен так, что с увеличением частоты вращения коленчатых валов во время пуска возрастает давление газа на выходе из редуктора. При достижении валами частоты вращения 260...265 об/мин газ начинает постепенно поступать в трубопроводы подачи газа в цилиндры, минуя редуктор, и редуктор выключается. По мере повышения давления газа в трубопроводах подачи газа в цилиндры в работу включается регулятор частоты вращения двигателя, постепенно прикрывая дозаторы и обеспечивая заданную частоту вращения коленчатых валов на холостом ходу.

На двигателе применена контактно-транзисторная система зажигания. В со-

Двигатель 16ДПН 23/2Х30 (64ГА): $D = 230$ мм; $S = 2 \times 300$ мм; $\varepsilon = 16{,}6$; $n = 710$ об/мин; $N_e = 3675$ кВт; $g_e = 10\,540$ кДж/(кВт · ч).

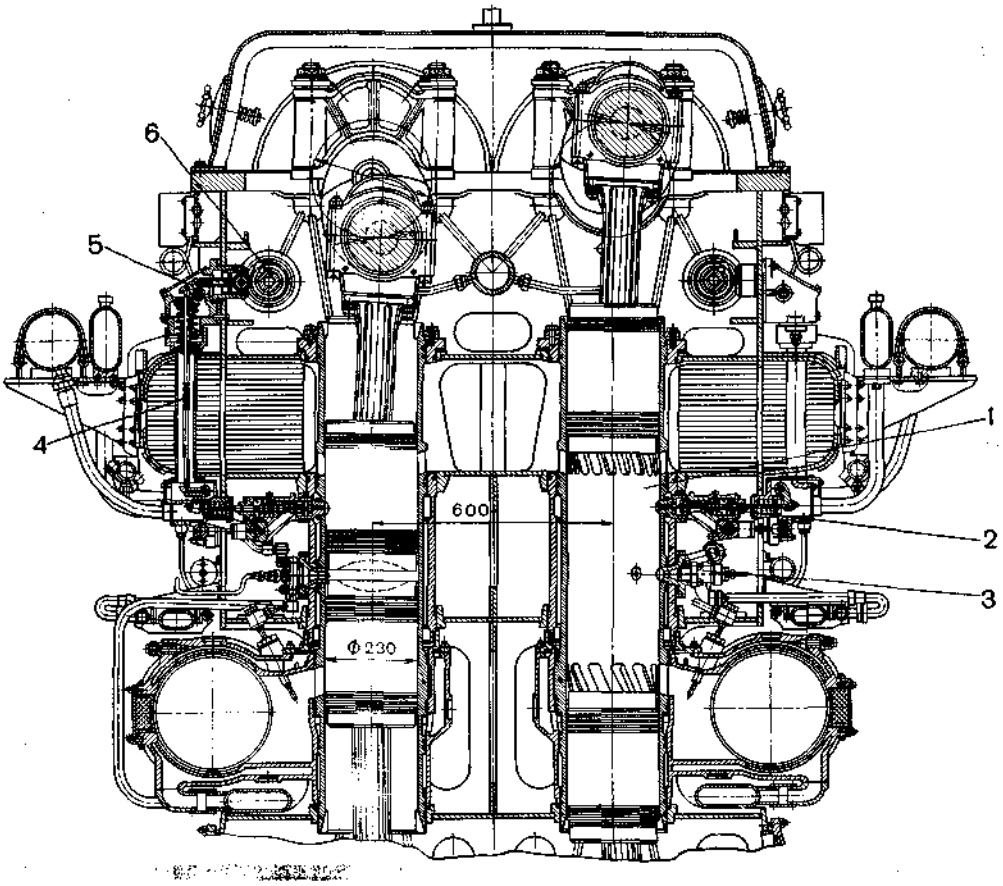


Рис. 170.
Поперечный разрез газового двигателя с противоположно движущимися поршнями 16ДПН 23/2Х30 (64ГА)

став системы входят: аккумуляторная батарея; транзисторные коммутаторы; добавочные резисторы; прерыватели-распределители; катушки зажигания.

Катушки зажигания устанавливают по две на каждый цилиндр, по числу свечей в форкамере. Две свечи, работающие параллельно, ставятся для увеличения надежности воспламенения смеси. Транзисторный коммутатор представляет собой электронный ключ, осуществляющий бесконтактное управление подачей и отсечкой тока низкого напряжения через катушку зажигания. Добавочный резистор применяется для ограничения силы тока, проходящего через транзистор в катушку зажигания. Между транзисторным коммутатором и катушкой зажигания в электрическую цепь включены контакты распределителя. Эти контакты подключают к цепи катушки зажигания в соответствии с порядком работы цилиндров. Контакт прерывателя включен в цепь управления транзисторного коммутатора и служит для управления моментом подачи высокого напряжения (17...30 кВ) на свечу зажигания. Через контакт прерывателя проходит только ток управления коммутатором (сила тока 0,3 А). Привод прерывателей-распределителей осуществляется через

систему зубчатых колес и валиков от главной передачи.

Из других особенностей двигателя следует отметить установку двух дополнительных защитных компрессионных колец в нижней части поршня, замкнутый внешний контур системы охлаждения с воздушными охладителями воды и отсутствие системы реверсирования.

§ 34. Судовые комбинированные двигатели

Среднеоборотный четырехтактный двигатель

Комбинированный четырехтактный двигатель 12ЧН 40/46 (PC2-5V) фирмы СЕМТ-Пильстик является судовым двигателем со средней частотой вращения коленчатого вала.

Двигатель (рис. 171) имеет двенадцать цилиндров, расположенных в два ряда с углом между рядами 45°.

Остов 1 двигателя моноблочной конструкции сварен из стальных катаных, литых и штампованных элементов; он состоит из верхней плиты, нижнего пояса и поперечных стенок. Остов является картером двигателя. На верхнюю плиту установлены и закреплены отдельные цилиндры. Нижняя часть остова, имеющая по обеим сторонам круглые люки с предохранительными клапанами, закрыта снизу легким поддоном, образующим маслосборник. В верхней части остова по бокам расположены распределительные валы, для привода которых в торце остова имеется отсек зубчатых колес. В поперечных стенках устроены коренные опоры, к которым с помощью крышек подвешивается коленчатый вал. Крышка коренного подшипника крепится к остову двумя вертикальными шпильками и двумя горизонтальными болтами, что повышает жесткость опор. В одной из коренных опор установлен упорный подшипник коленчатого вала. Все подшипники коленчатого вала имеют тонкостенные вкладыши, изготовленные из мягкой стали и залитые свинцовистой бронзой, поверх которой нанесен тонкий слой оловянно-свинцового сплава.

Цилиндр 2 двигателя состоит из собственно цилиндра и втулки, размещенной внутри него. Каждый цилиндр крепится к верхней плите остова восемью силовыми шпильками, стягивающими крышку и цилиндр. Втулка цилиндра отлита из специального легированного чугуна и крепится с помощью фланца, зажимаемого между крышкой и цилиндром. Цилиндр изготовлен из чугуна. Средняя часть втулки охлаждается водой, циркулирующей в полости охлаждения. Для охлаждения верхнего опорного пояса втулки в нем имеются 48 круговых каналов, расположенных по образующим гиперболоида; вода в них поступает из полости охлаждения. Уплотнение нижней части втулки с цилиндром и картером осуществляется кольцами из синтетической резины. Между уплотнением полости охлаждения и картера имеется кольцевое пространство, в которое в случае неплотности верхних резиновых колец может поступать вода и отводиться из него за пределы остова двигателя. Тем самым исключается попадание воды в картер и масла из картера в полость охлаждения.

Крышка 9 цилиндра симметричной формы отлита из легированного чугуна и имеет дополнительное промежуточное днище, увеличивающее ее жесткость и обеспечивающее двойную циркуляцию воды в ней. Два одинаковых впускных клапана установлены без седел. На фаску под клапаном, выполненную в днище, наносится слой специального жаропрочного металла. Два выпускных клапана также одинаковы по конструкции и размещены в отдельных корпусах. Корпус выпускного клапана

Двигатель 12ЧН 40/46 (PC2-5V): D = 400 мм; S = 460 мм; n = = 520 об/мин; N_e = 5735 кВт; g_e = 205 г/ (кВт · ч),

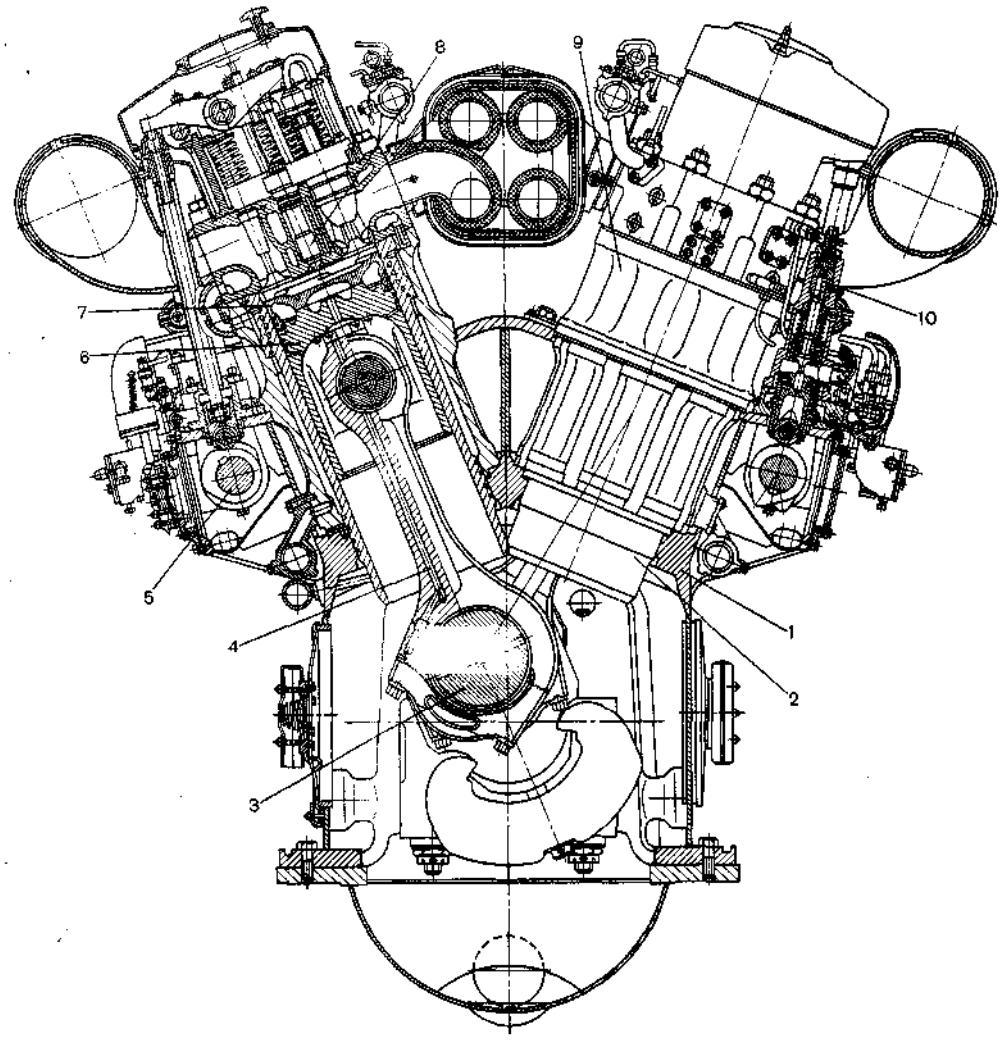


Рис. 171.
Поперечный разрез судового комбинированного двигателя 12ЧН 40/46 (PC2-5V) фирмы CEMT-Пильстик

крепится к крышке шпильками с длинными втулками под гайками, компенсирующими тепловое удлинение корпуса. Корпус имеет полость, в которую поступает охлаждающая вода из крышки цилиндра. Клапан снабжен проворачивающим устройством, размещенным под пружинами. Седла и клапаны изготовлены из жаростойких металлов. Демонтаж клапана осуществляется без разборки крышки цилиндра. Клапан вынимается вверх вместе с корпусом.

Поршень 6 состоит из стальной головки *7* и тронка, соединенных восемью шпильками. Тронк отлит из легкого сплава. В днище поршня, имеющего вогнутую форму, со стороны камеры сгорания сделаны четыре выемки под клапаны. На поршне установлены четыре компрессионных и два маслосъемных кольца. Все кольца расположены выше поршневого пальца. Верхнее компрессионное кольцо хро-

мировано, три других омеднены, а маслосъемные имеют расширительную пружину. Поршень охлаждается маслом, которое поднимается вверх по шатуну, проходит через поршневой палец и поступает сначала в периферийную внутреннюю полость в районе поршневых колец, а затем в центральную полость под днищем. Из этой полости масло вытекает через отверстие в центре тронка и сливается в картер.

Шатуны 4 левого и правого цилиндров расположены рядом на одной шейке коленчатого вала. Шатун и крышка имеют косой разъем для монтажа шатуна через втулку цилиндра. Крышка крепится четырьмя болтами. Тонкостенные вкладыши шатунного подшипника и втулка поршневой головки шатуна изготовлены из тех же металлов, что и вкладыши коренных подшипников.

Коленчатый вал 3 — цельный, откован из хромомолибденовой стали и снабжен по концам одинаковыми фланцами. Мощность двигателя может быть снята с любого конца вала (чаще со стороны привода распределительных валов). Свободный фланец используется для установки гасителя крутильных колебаний и валоповоротного устройства В шейках и щеках коленчатого вала просверлены отверстия для подвода масла от коренных подшипников в шатуны и поршни. На щеках коленчатого вала установлены противовесы, которые крепятся с помощью соединения типа ласточкина хвоста и одного центрально расположенного болта, создающего в противовесе напряжение сжатия.

Распределительный вал 5 приводит в движение все клапаны и топливные насосы одного ряда цилиндров. На вал надеты индивидуальные втулки-кулачки (по три на каждый цилиндр) топливного насоса, впускных и выпускных клапанов. Кулачки соединены с валом шпонками. Привод каждой пары впускных и выпускных клапанов осуществляется через толкатель с роликом, штангу и специальные коромысла. Вал подвешен на подшипниках, крепящихся к опорам топливных насосов. В приводе вала установлена эластичная муфта. Распределительные валы реверсивных двигателей имеют втулки с двумя кулачковыми профилями для работы на переднем и заднем ходе. Реверсирование двигателя осуществляется перемещением распределительного вала в осевом направлении. Это перемещение производится сервомотором с помощью рычажного механизма.

На каждый цилиндр установлены один *топливный насос 10* высокого давления и одна *форсунка 8.* Поскольку распределительный вал крепится к опорам топливных насосов, то усилие впрыскивания передается подшипникам и не действует на остов двигателя. Топливный трубопровод от насоса к форсунке короткий и имеет двойные стенки. Это позволяет избежать попадания топлива в масло в случае разрыва топливной трубки.

Особенность установки топливного насоса заключается в том, что демонтаж цилиндра ведется без снятия или разборки насоса. Форсунка у распылителя охлаждается водой, поступающей из отдельной системы охлаждения.

Для каждого ряда цилиндров предусмотрен отдельный турбокомпрессор с охладителем наддувочного воздуха. Охлажденный воздух поступает во впускные трубопроводы, размещенные с внешних сторон двигателя. Выпускные газы подводятся к турбинам импульсного типа по трубопроводам (по два на турбину), расположенным в развале цилиндров.

Смазочная система — принудительная, с сухим картером. Масло из поддона стекает в сливную цистерну, а из нее масляным насосом подается в охладитель. Из охладителя масло через редукционный клапан поступает в фильтр. Из фильтра по маслопроводу, идущему вдоль двигателя, масло подводится к коренным опорам коленчатого вала и далее во внутреннюю систему. Клапанный привод смазывается от отдельной системы, имеющей собственный насос и цистерну с маслом. Постоянство уровня масла в этой системе поддерживается с помощью основной системы. Наличие отдельной смазочной системы' позволяет избежать попадания в основную масляную систему топлива и воды

ввиду возможных утечек в зоне крышек цилиндров.

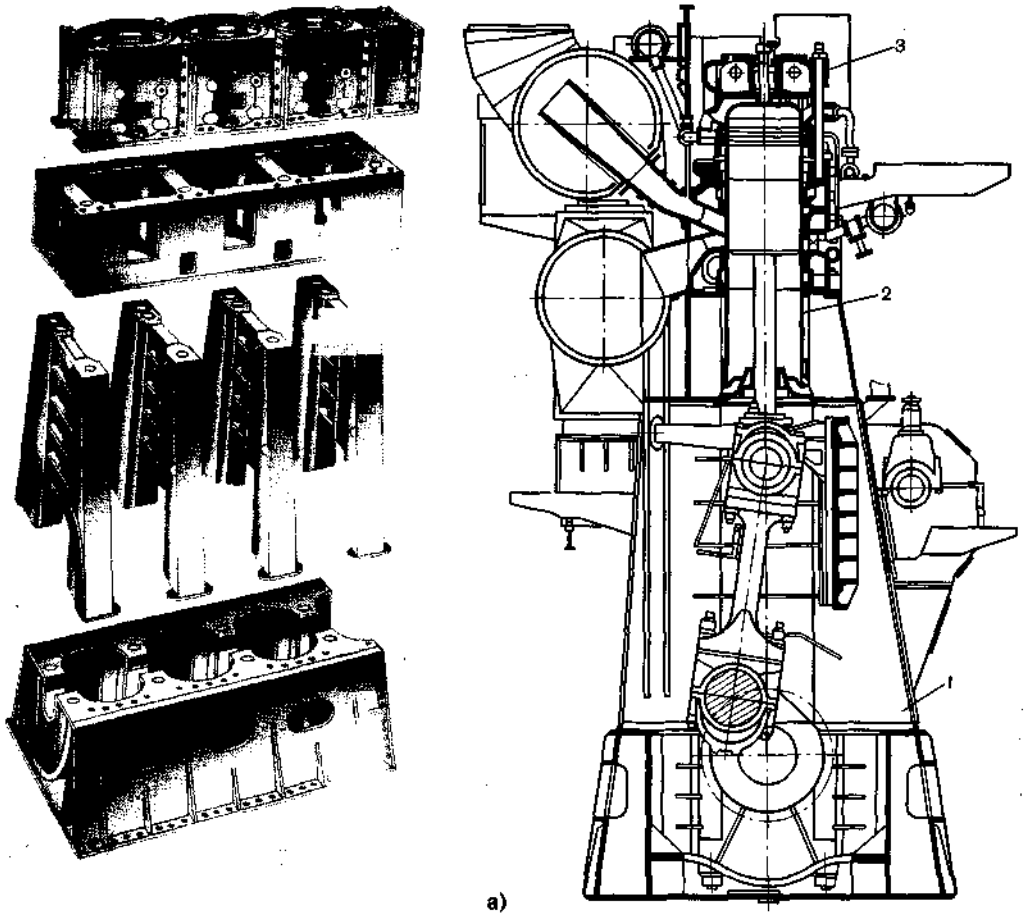
Система охлаждения — двухконтурная. Внутренний замкнутый контур, заполненный пресной водой, обеспечивает охлаждение цилиндров двигателя и турбокомпрессоров. Внешний контур *с* забортной водой охлаждает воду внутреннего контура, масло и наддувочный воздух.

Пуск двигателя осуществляется сжатым воздухом, который может использоваться и для торможения двигателя при его реверсировании.

Малооборотный двухтактный двигатель

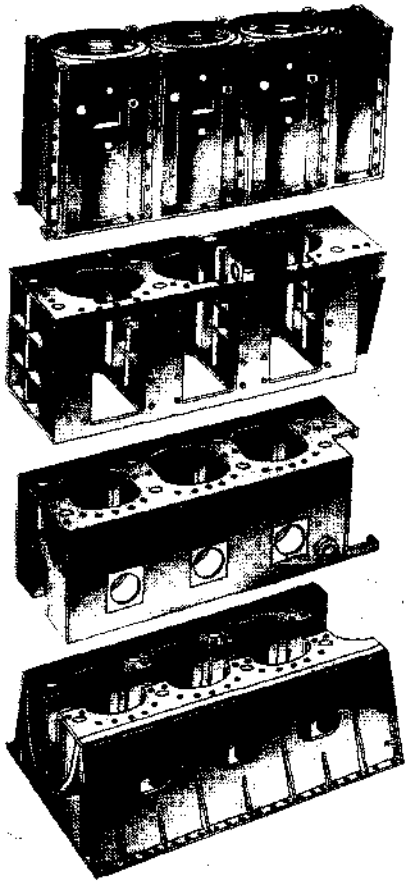
Судовые малооборотные двухтактные двигатели выпускают с различными схемами газообмена: петлевой (фирмы Зульцер, МАН, Гранди Мотори в Триесте); прямоточной клапанно-щелевой (фирмы Бурмейстер и Вайн, Мицубиси, Брянский машиностроительный завод и др.); с прямоточной и противоположно движущимися поршнями (фирма Доксфорд). Эти двигатели имеют частоту вращения коленчатого вала 80...220 об/мин, диаметр цилиндров 500... 1060 мм, расположение цилиндров вертикальное рядное, число цилиндров

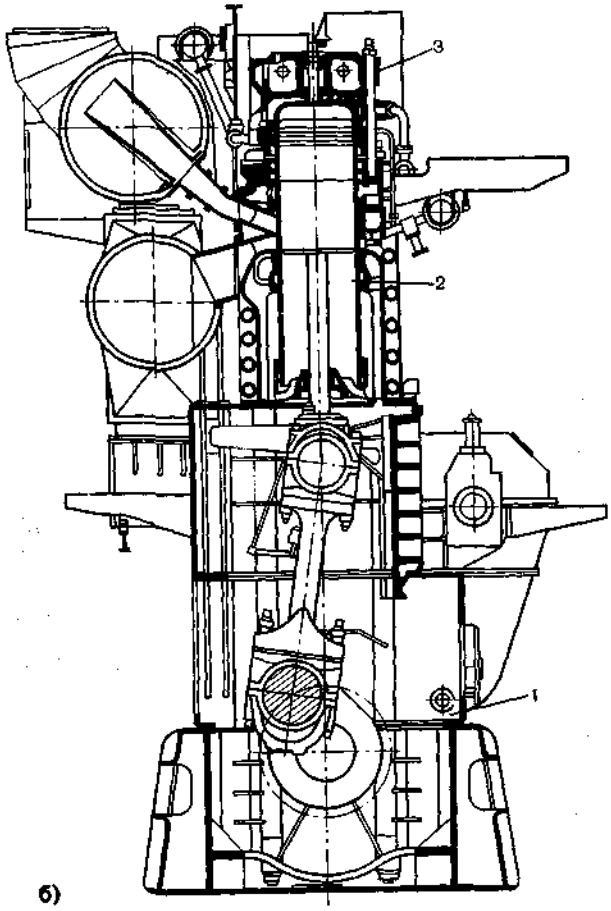
Рис. 172.
Конструкция остова двигателей фирмы MAN:
а — традиционная конструкция с А-образными стойками (двигатель KSZ2-A); *б* — блочная конструкция из стальной отливки (двигатель KSZ-B)



3...12, цилиндровую мощность до 4000 кВт. Коленчатый вал таких двигателей связан непосредственно с валопроводом судна без промежуточного редуктора. Наблюдается тенденция к дальнейшему снижению частоты вращения коленчатого вала и увеличению длинноходности двигателя.

Судовые малооборотные комбинированные двухтактные крейцкопфные двигатели имеют остов *1* коробчатой конструкции (рис. 172,б), который жестче и легче остова А-образной конструкции (рис. 172, а), применяемого ранее. А-образная конструкция остова осталась в двигателях с диаметром цилиндра около 1000 мм. *Крышки 3* цилиндров *2* отдельные на каждый цилиндр, литые, их крепят к блоку шпильками. Огневое днище крышек охлаждается водой через специальную систему каналов (рис. 173, *а* и 174,б). В двигателях с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена обычно один или три выпускных клапана размещены в отдельных корпусах и охлаждаются водой. Посадочные поверхности клапана и его корпуса наплавлены стеллитом. В крышке также установлены пусковой и предохранительный клапаны, индикаторный кран для снятия индикаторной диаграммы и от одной до трех форсунок. Между крышкой и блоком зажат фланец втулки цилиндра. Ее нижний конец свободен и может удлиняться при нагреве.





б)

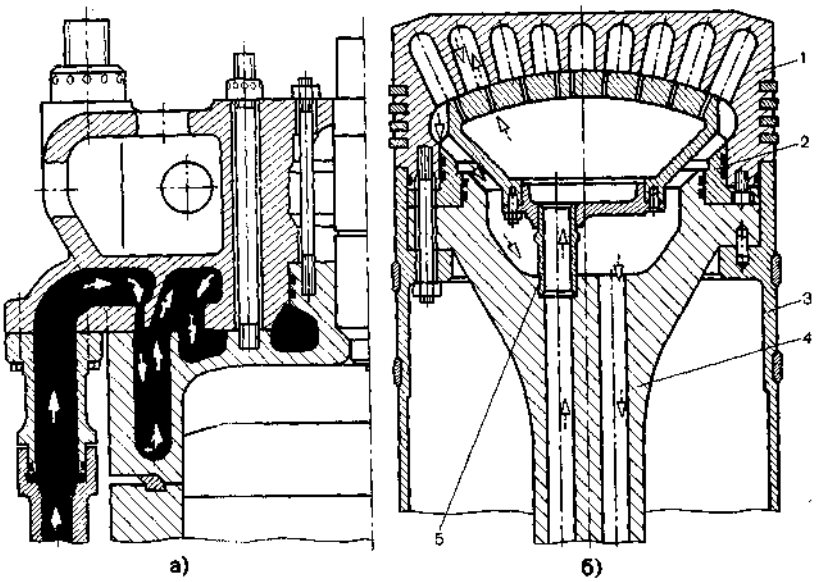


Рис. 173.
Система охлаждения деталей камеры сгорания двигателя KSZ 52/105 B фирмы MAN:
а—крышка цилиндра; б—поршень;
1 — головка поршня; *2* — фланец; *3* — юбка поршня; *4* — шток; *5* — трубка

Втулки цилиндров отлиты из чугуна с присадкой ванадия и полностью обработаны. Пара поршень — втулка смазывается при помощи лубрикаторов, которые подают масло через штуцера к отверстиям на зеркале цилиндра (рис. 174, а). Верхняя часть втулки цилиндра охлаждается водой через специальные каналы (рис. 174, *а* и *в*).

Поршень — составной (рис. 173,б). Он состоит из головки *1,* изготовленной из хромомолибденовой стали, и чугунной литой юбки *3.* Число компрессионных колец от четырех до шести. Поршень соединен со штоком *4* с помощью фланца *2.* Головка поршня охлаждается маслом или водой, которые подводятся по специальным трубкам *5* (рис. 173, б и 174, *а*).

Подпоршневое пространство отделено от полости картера специальной диафрагмой, предохраняющей картерное масло от загрязнения коксом, смолами и другими вредными продуктами, содержащимися в стекающем со стенок цилиндра масле и в прорывающихся продуктах сгорания. Через диафрагму проходит шток поршня, уплотняемый сальником.

Коленчатый вал обычно — стальной, составной; его шейки и щеки изготовлены отдельно и соединены посадкой. Современное ковочное оборудование и технология позволяют получать полусоставные коленчатые валы и даже моноблоки для двигателей с числом цилиндров до восьми.

Шатун — стальной, цельнокованый, круглого сечения. Стальной двусторонний крейцкопф имеет две цапфы для соединения с верхней вильчатой головкой шатуна. Подшипники цапф крейцкопфа, так же как шатунные и коренные, залиты баббитом. В последних конструкциях подшипников применен алюминиево-оловянистый сплав (до 40 % олова). Это привело к необходимости повышения давления масла, например, в крейцкопфных подшипниках до 1,6 МПа по сравнению с давлением 0,4 МПа в подшипниках, залитых баббитом. Этот сплав по сравнению с баббитом сохраняет свои свойства при более высоких температурах.

Система охлаждения пресной водой — замкнутая, циркуляционная. Пресная во-

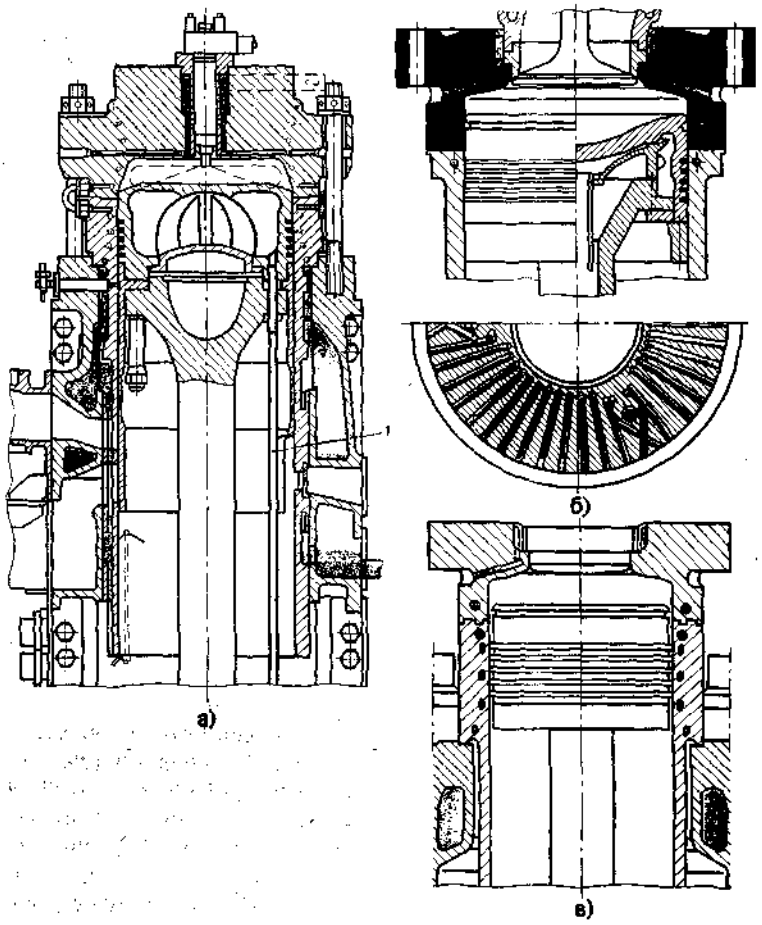


Рис. 174.
Система охлаждения деталей камеры сгорания двигателей:
а — RND-M фирмы Зульцер; б — K-FF,EF; *в* — K-GF.L-GF; *1* — трубка

да охлаждается в специальном охладителе забортной водой.

Газотурбинный наддув — импульсного типа или постоянного давления, со свободным турбокомпрессором. Турбокомпрессор состоит из осевой турбины и центробежного компрессора; после компрессора воздух охлаждается. При пуске двигателя ротор турбокомпрессора предварительно раскручивается с помощью пускового воздуха. На двигателе обычно устанавливается не менее двух турбокомпрессоров для увеличения надежности установки. Для обеспечения надежной работы на режиме холостого хода при малой нагрузке и пуске иногда применяют отдельный компрессор с независимым приводом. В некоторых двигателях подпоршневая полость использовалась в качестве второй ступени наддува, в которую воздух подавался турбокомпрессорами. В последних конструкциях двигателей применяют двухступенчатый турбонаддув.

Выпускные газы из турбины направляют в утилизационный котел или непосредственно в дымовую трубу судна.

Датская фирма Бурмейстер и Вайн выпускает ряд комбинированных малооборотных двухтактных крейцкопфных реверсивных двигателей с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена типа KGF

с диаметрами цилиндров 460; 550; 670; 800; 900 и 980 мм, цилиндровой мощно стью 600...3000 кВт при частоте вращения коленчатого вала 220...110 об/мин, числом цилиндров 5... 12 при среднем эффективном давлении до 1,23 МПа, удельном эффективном расходе топлива около 210 г/(кВт·ч), давлении сгорания 8,6 МПа. Десятицилиндровый двигатель этой серии K90GF имеет длину 20,2, ширину 4,4, высоту 9,43 м, удельную массу 42,7 кг/кВт. Начиная с этой серии, в двигателях применяют гидравлический привод выпускного клапана. В двигателях предыдущих серий распределительный вал устанавливали сверху блока цилиндров. Он приводился во вращение от коленчатого вала двумя цепными передачами, расположенными в средней части двигателя. На базе ряда двигателей KGF разработана серия LGF длинноходных двигателей, имеющих такие же диаметры цилиндров, цилиндровую мощность и давление сгорания, что и двигатель KGF. На рис. 175 показан двигатель L55GF с цилиндром *1* диаметром 550, ходом поршня 1380 мм и общей массой двигателя 302 т. Отношение хода поршня к диаметру увеличено до 2,5 по сравнению с этим же значением двигателя KGF, у которого оно равно 2. Средняя скорость поршня оставлена на прежнем уровне вследствие снижения частоты вращения коленчатого вала до 94 об/мин. Уменьшение частоты вращения коленчатого вала *2* на 18 % привело к повышению пропульсивного КПД винта на 5 %, что, в свою очередь, вызвало снижение расхода топлива на 5 %. Дальнейшее совершенствование двигателей L55GF ведется в направлении повышения давления сгорания до 10 МПа, а следовательно, снижения расхода топлива примерно на 4 %. Улучшение экономичности установок возможно при уменьшении мощности судовых дизелей и снижении скорости судов.

На базе двигателей серии KGF разработан длинноходный двигатель L94NF с диаметром цилиндра 940 мм, ходом поршня 2500 мм, частотой вращения коленчатого вала 83 об/мин, цилиндровой мощностью 4000 кВт и средним эффективным давлением 1,7 МПа. Высота двигателя около 14 м, ширина 6 м. Высокая цилиндровая мощность в этом двигателе достигнута благодаря применению двухступенчатого наддува. Газовая турбина первого по ходу газов турбокомпрессора — импульсного типа, а второго — постоянного давления. После каждого компрессора воздух охлаждается в охладителе.

Двигатель RND90M фирмы Зульцер с петлевой схемой газообмена показан на рис. 176. Этот двигатель имеет цилиндр *1* диаметром 900 мм, ход поршня 1550 мм; коленчатый вал *2,* при частоте вращения 112 об/мин двигатель в двенадцатицилиндровом исполнении развивает мощность 28,08 МВт; среднее эффективное давление 1,27 МПа; давление сгорания 9,2 МПа; давление наддува 0,2 МПа; температура газов перед турбиной 420 °С. Размеры двигателя: длина 24,9 м; ширина 4 м; высота 12 м. Масса двигателя без воды и масла 1160 т.

Двигатели серии RND имеют систему наддува постоянного давления, улучшенную систему газообмена, дополнительное

Двигатель K90GF: i =12; D = 900 мм; S = 1800 мм; N_e = = 30 100 кВт; p_e = 8 МПа; p_z = 8,6 МПа; n = 114 об/мин; g_e = 210 г/(кВт·ч); масса двигателя около 1290 т.

Двигатель RND90M: i =12; D = 900 мм; S = 1550 мм; N_e = = 28 080 кВт; p_e = 1,27 МПа; p_z = 9,2 МПа; n =112 об/мин; g_e = 197 г/(кВт·ч); масса двигателя 1160 т.

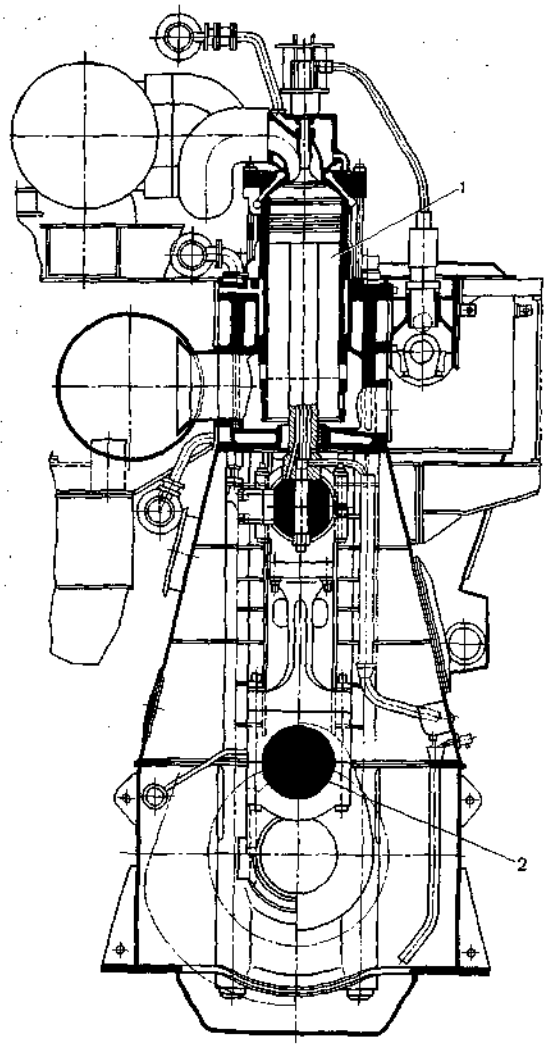


Рис. 175.
Поперечный разрез судового комбинированного малооборотного двигателя L55GF фирмы Бурмейстер и Вайн

охлаждение водой верхнего пояса втулки цилиндра через специальные каналы, водяное охлаждение поршня. Кроме того, двигатели RNDM имеют более совершенные камеры сгорания, систему топливоподачи, смазочную систему цилиндра, систему диагностирования двигателя и др. При выходе из строя одного из трех турбокомпрессоров мощность двигателя 8RND90M составляет 65 % номинальной. Давление сгорания остается на прежнем уровне, расход топлива снижается до 197 г/(кВт· ч). Самый большой двигатель этой серии RND105M имеет диаметр цилиндра 1050 мм, ход поршня 1800 мм, цилиндровую мощность 3430 кВт; частота вращения коленчатого вала 108 об/мин.

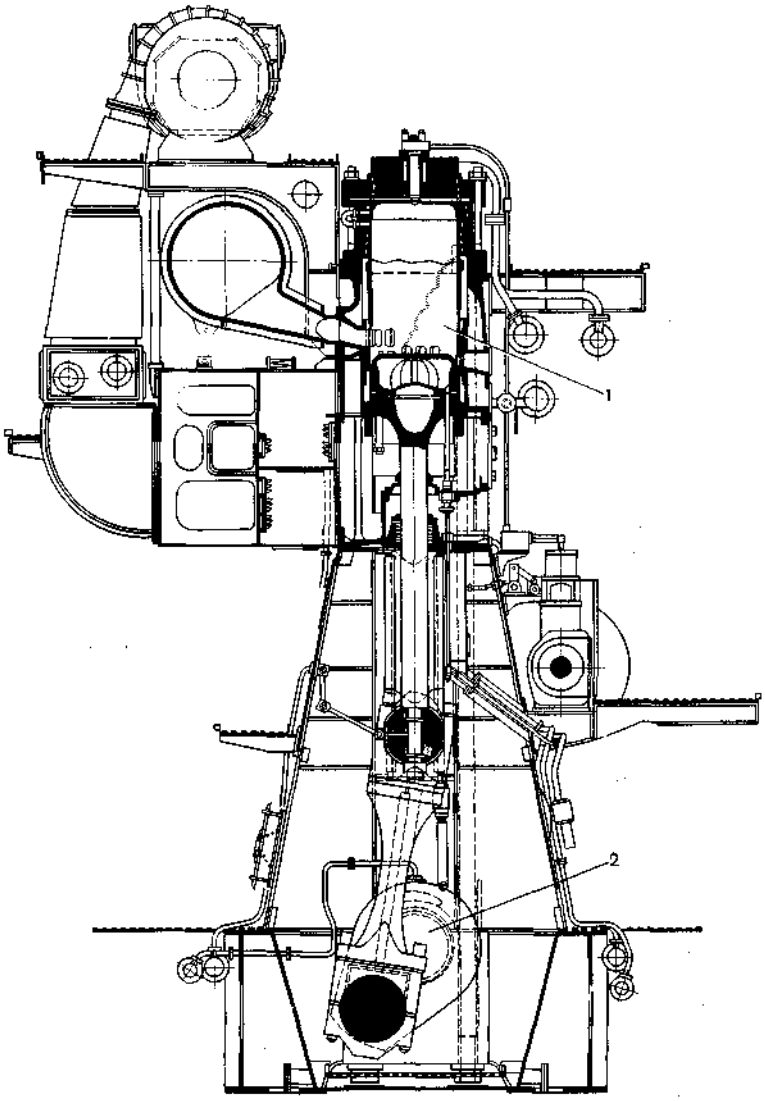


Рис. 176.
Поперечный разрез судового комбинированного малооборотного двигателя RND90M фирмы Зульцер

Самый крупный в мире двигатель фирмы Гранди Мотори имеет диаметр цилиндра 1060 мм, цилиндровую мощность 3380 кВт и общую мощность 40 МВт в двенадцатицилиндровом исполнении.

§ 35. Мотоциклетный и лодочный двухтактные двигатели

Мотоциклетный двигатель

Мотоциклетный двухтактный двухцилиндровый двигатель ИЖ-10 с петлевой кривошипно-камерной схемой газообмена и воздушным охлаждением имеет рядное расположение цилиндров (рис. 177).

Картер двигателя, отлитый из алюминиевого сплава, состоит из двух половин *11* и *29,* стянутых болтами. Разъем картера расположен в продольной плоскости. В передней части картера имеются кривошипная камера, закрытая крышками *19* и *25,* гнезда для коренных подшипников, а также отверстия для посадки цилиндров и выхода продувочного воздуха. Задняя часть картера двигателя является картером коробки передач. Слева, в полости картера, закрытой крышкой *19,* расположена цепная передача, передающая движение к коробке передач. В полости, с правой стороны, прикрытой крышкой *25,* размещены генератор *27* и распределитель.

Для уменьшения свободного объема кривошипных камер, служащих продувочными насосами, они выполнены так, что стенки их почти вплотную охватывают щеки колена вала, сделанные в виде маховиков. Для обеспечения герметичности кривошипных камер на цапфах коленчатого вала установлены манжетные сальники *14* и *28.*

Цилиндры 3, отлитые из алюминиевого сплава, имеют вставные сухие чугунные гильзы. Каждый цилиндр вместе с головкой крепится к картеру четырьмя шпильками. В отливке цилиндра сделаны продувочные, впускные и выпускные каналы.

Головка 2 цилиндра изготовлена из алюминиевого сплава. В нее ввертывается свеча зажигания *1,* а также декомпрессионный кран, который служит для продувки камеры сгорания с целью ее охлаждения или очистки от паров бензина, масла и продуктов сгорания.

Коленчатый вал состоит из двух кривошипов, соединенных между собой маховиком *31* с клеммовыми зажимами. Каждый кривошип состоит из двух коренных шеек *15, 20* и *26, 21* с круглыми щеками и пальца *17* кривошипа, служащего шатунной шейкой. Палец кривошипа, изготовленный из хромистой низкоуглеродистой стали, имеет цементованную наружную поверхность. Внутренним кольцом шатунного роликового подшипника служит палец. В качестве коренных подшипников применяют четыре шариковых подшипника.

Шатуны двутаврового сечения изготовлены из углеродистой конструкционной стали. В верхнюю головку шатуна запрессована бронзовая втулка.

Поршень 5 из алюминиевого сплава сочленен с шатуном плавающим пальцем. От осевых перемещений палец фиксируется двумя стопорными кольцами. Головка поршня имеет выпуклое днище; на ней установлены два компрессионных кольца. Во избежание попадания концов поршневых колец в окна системы газораспределения под поршневые кольца в канавках установлены стальные стопорные штифты, предохраняющие кольца от перемещения в канавках. В полости поршневого пальца на юбке сделаны две выемки для прохода продувочного воздуха при положении поршня в НМТ.

Открытие и закрытие органов газораспределения осуществляет поршень. В двигателе применена двухканальная петлевая схема газообмена.

Детали двигателя смазываются маслом, которое подается в кривошипную камеру из карбюратора вместе с воздухом и топливом. Масло смешивается с бензином в пропорции 1:20 или 1:25 (по объему). Топливо испаряется по пути из карбюратора в кривошипную камеру и в камере а масло оседает на деталях двигателя смазывая их.

Охлаждение — воздушное, осуществляется встречным потоком воздуха при движении мотоцикла. *Система зажигания — батарейная.* Система питания состоит из простейшего воздушного фильтра, топлив-

Двигатель ИЖ-10: D = 61,75 мм; S = 58 мм; ε = 6,7...7,0; n = = 4900...5300 об/мин; N_e = 13,2 кВт.

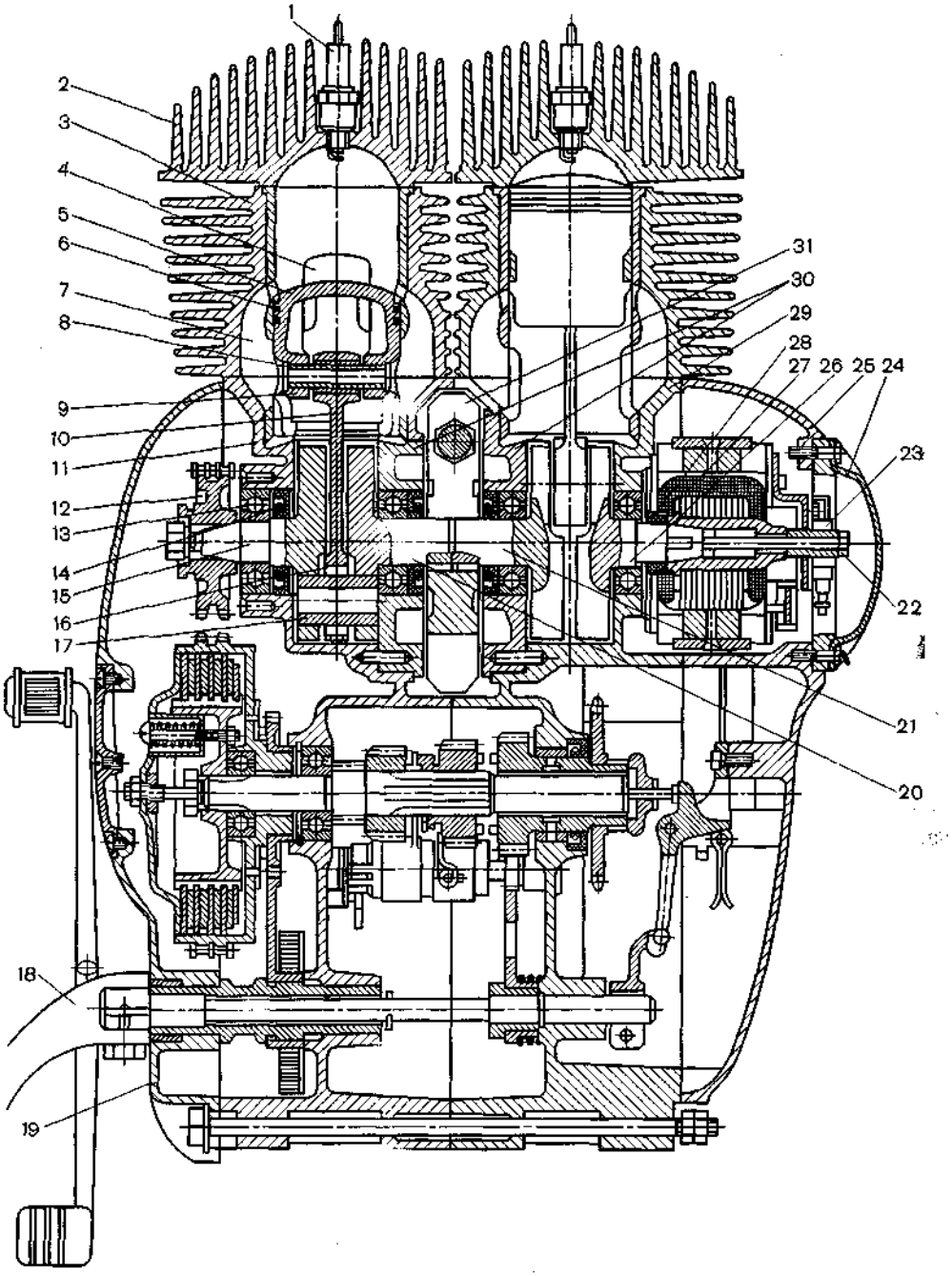


Рис. 177.
Мотоциклетный двигатель ИЖ-10:
1 — свеча зажигания; *2* — головка цилиндра; *3* — цилиндр; *4* — выпускное окно; *5* — поршень; *6* — поршневое кольцо; *7* — впускной канал; *8* — поршневой палец; *9* — втулка верхней головки шатуна; *10* — шатун; *11* — левая половина картера; *12* — ведущая звездочка; *13* — коренной подшипник; *14* и *28* — сальники; *15* — левая

ного бака, топливопровода и карбюратора. Топливо подается к карбюратору самотеком. Устройство и работа карбюратора описаны выше.

Пуск двигателя осуществляется провертыванием вала двигателя через коробку передач с помощью специального ножного привода, называемого кик-стартером.

Лодочный подвесной двигатель

Лодочный подвесной двухтактный двигатель «Нептун-23» (рис. 178) с двухканальной кривошипно-камерной схемой газообмена и водяным охлаждением имеет два цилиндра, расположенные горизонтально в ряд.

Блок цилиндров отлит из алюминиевого сплава, в него запрессованы чугунные гильзы. В блоке выполнены полость для охлаждающей воды, продувочные каналы для подвода свежей смеси из полости картера и выпускные каналы. К блоку цилиндров шпильками прикреплена головка цилиндров.

Картер двигателя имеет две кривошипные камеры и состоит из четырех частей, соединенных между собой болтами. Кривошипно-шатунный механизм, механизм газораспределения, смазочная и топливная системы аналогичны рассмотренным выше для мотоциклетного двигателя.

Система охлаждения принудительная проточная, охлаждающим агентом является забортная вода. Рабочая смесь подводится в картер по каналу в средней опоре, выход которого закрыт золотниками из полиамидной смолы, вращающимися вместе с кривошипами.

Источником тока высокого напряжения служит магнето, приводимое в движение от коленчатого вала. Пуск двигателя осуществляется ручным стартером. Масса двигателя 44 кг.

§ 36. Роторно-поршневые двигатели

Роторно-поршневые двигатели отличаются от обычных поршневых двигателей тем, что у них возвратно-поступательное движение поршней заменено вращательным, планетарным движением ротора треугольной формы в корпусе, выполненном в форме эпитрохоиды (эпициклоиды).

При вращении ротора между корпусом и сторонами ротора образуются полости изменяющегося объема, что используется для осуществления процессов сжатия, впуска и выталкивания рабочего тела. Отсутствие поступательно движущихся масс позволяет увеличивать частоту вращения вала отбора мощности двигателя, что, в свою очередь, дает возможность при одинаковом массовом заряде рабочего объема получать большую мощность двигателя. При одинаковой мощности роторно-поршневые двигатели компактнее обычных поршневых двигателей и легче их.

Принцип использования вращающегося поршня был известен еще в XVI в., однако конструктивное воплощение этого принци-

Двигатель "Нептун-23": iV_h = 346 см^3; n = 5000 об/мин; N_e = = 17 кВт; g_e = 505 г/(кВт · ч).

(окончание подписи к рис. 177.)

коренная шейка; *16* — роликовый подшипник нижней головки шатуна; *17*—палец кривошипа; *18* — педаль пускового механизма; *19* — левая крышка картера; *20* и *21* — средние коренные шейки; *22* — болт крепления генератора; *23* — кулачок прерывателя; *24* — крышка генератора; *25* — правая крышка картера; *26* — правая коренная шейка; *27* — генератор; *29* — правая половина картера; *30* — крышка кривошипных камер; *31* — маховик

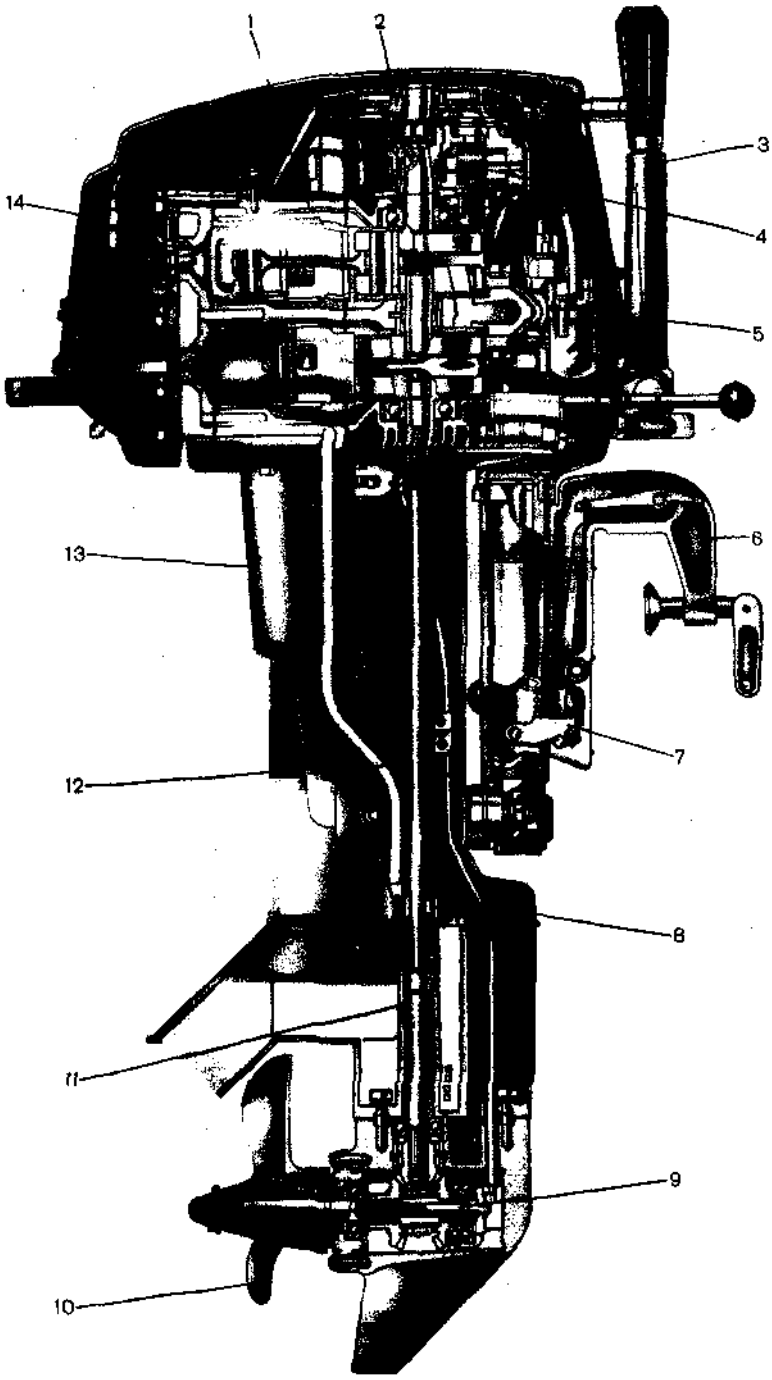

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14

Рис. 178.
Лодочный подвесной двигатель «Нептун-23»:
1 — блок цилиндров; *2* — стартер; *3* — румпель; *4* — магнето; *5* — катушка зажигания; *6* — струбцина; *7* — защелка в сборе; *8* — водяной насос; *9* — механизм реверса; *10* — винт; *11* — корпус редуктора; *12* — трансмиссионный вал; *13* — дейдвуд в сборе; *14* — обтекатель

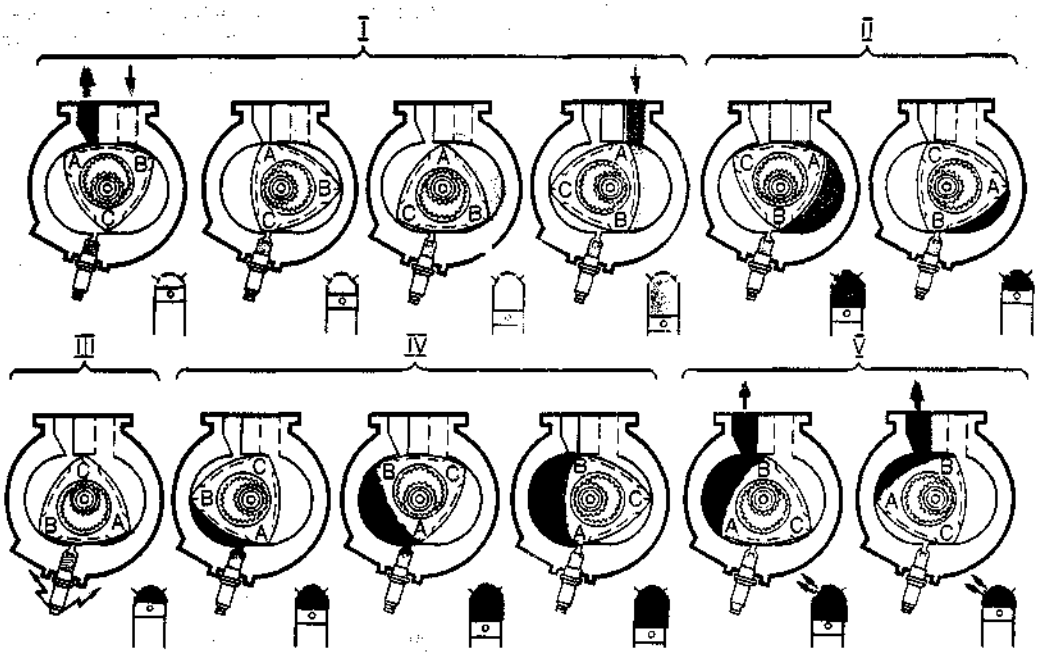
па было осуществлено только в 1957 г. Ф. Ванкелем, создавшим работоспособный образец роторно-поршневого двигателя.

Сложное планетарное движение ротора обеспечивается тем, что геометрический центр ротора вращается вокруг оси вала отбора мощности по окружности, описанной центром эксцентрика, закрепленного на этом валу. Треугольный ротор может вращаться на подшипнике на окружности эксцентрика, а поворот ротора относительно корпуса осуществляется обкатыванием закрепленной в роторе шестерни внутреннего зацепления вокруг неподвижного зубчатого колеса внешнего зацепления. Чтобы ротор сделал один полный оборот за три оборота эксцентрикового вала, передаточное отношение зубчатой пары должно быть 3:2.

Рабочий процесс в роторно-поршневых двигателях осуществляется за четыре такта в каждой из трех полостей, чередование которых можно проследить по рис. 179, где приведены также схемы, соответствующие процессам обычных поршневых двигателей. Продолжительность каждого такта роторно-поршневого двигателя, таким образом, длится 270° угла поворота эксцентрикового вала (вала отбора мощности), т. е. полный четырехтактный цикл в одной полости совершается за один полный оборот ротора или за три оборота вала отбора мощности.

Воспламенение смеси производится одной или двумя свечами зажигания в момент, близкий моменту наибольшего сжа-

Рис. 179.
Схемы работы роторно-поршневого двигателя с планетарным движением ротора: *I* — впуск; *II* — сжатие; *III* — воспламенение; *IV* — расширение; *V* — выпуск



тия смеси. В отличие от четырехтактных поршневых двигателей, имеющих клапаны для осуществления газораспределения, в роторно-поршневых двигателях распределение осуществляется самим ротором, открывающим окна с эпитрохоидальной поверхности или же с боковой поверхности, образующей камеру сжатия и расширения. Таким образом, распределение аналогично распределению двухтактного поршневого двигателя.

Уплотнение камеры сгорания производится радиальными уплотнительными пластинами и боковыми изогнутыми пластинами, проходящими по краю кромки ротора. Уплотняющие пластины прижаты к поверхности корпуса пластинчатыми пружинами — эспандерами. Так как радиальные пластины при движении по эпитрохоиде испытывают положительные и отрицательные ускорения, то на некоторых участках они стремятся оторваться от поверхности скольжения. Поэтому сила пружин, прижимающих пластины, должна быть больше силы инерции, отрывающей пластину от поверхности. Нарушение уплотнения в какой-либо точке весьма нежелательно. Нарушение уплотнения в какой-либо полости может вызвать порыв горячих газов и воспламенение свежего заряда в соседней полости.

Радиальные уплотнения при своем движении по эпитрохоиде меняют угол наклона оси пластины к поверхности скольжения. Для обеспечения их работоспособности поверхность торца пластины выполняют цилиндрической. Это приводит к тому, что пластина соприкасается с поверхностью эпитрохоиды по линии, следовательно, со значительными контактными давлениями, что обусловливает быстрое изнашивание рабочей поверхности пластины и эпитрохоидальной поверхности. Это обстоятельство требует проработки обеспечения смазывания поверхности соприкосновения и выбора для изготовления уплотняющих пластин специальных материалов, стойких против износа. Моторесурс роторно-поршневых двигателей ниже, чем у обычных поршневых двигателей.

Даже незначительный износ эпитрохоидальной поверхности приводит к появлению перемещений уплотняющих пластин в пазах ротора, что вызывает быстрый их износ, потерю уплотнения и выход из строя двигателя. Увеличению износа эпитрохоидальной поверхности и уплотнительных пластин способствует неравномерная по периферии корпуса тепловая деформация. Часть корпуса, в которой происходит сгорание и расширение газов, нагревается сильнее, что приводит к искажению эпитрохоидальной формы поверхности корпуса, а следовательно, к увеличению износа двигателя. Охлаждение корпуса организовано таким образом, чтобы сильнее охлаждалась наиболее нагретая часть корпуса. В двигателях с жидкостным охлаждением в эту часть корпуса подается холодная жидкость. В двигателях с воздушным охлаждением увеличивается оребренность этой части корпуса.

На рис. 180 показан разрез роторно-поршневого двигателя. Его основными частями являются корпус *1,* эксцентриковый вал *2* и ротор *3.* В корпусе *1* вращается эксцентриковый вал *2,* являющийся одновременно валом отбора мощности. Ротор *3* может свободно вращаться по шайбе эксцентрика. Корпус с торцов закрыт двумя крышками *9.* Массу ротора уравновешивают два противовеса, встроенные в шайбы, выполняющие роль маховиков. На рисунке видны впускной трубопровод *7* с карбюратором, свеча зажигания *13* и выпускной трубопровод *5.*

Сложное планетарное движение ротора *3* обеспечивается зубчатой парой с колесами *11* и *10.* Передаточное отношение зубчатой пары 3:2. Зубчатое колесо *10* внутреннего зацепления обкатывается вокруг зубчатого колеса *11* внешнего зацепления. При этом центр колеса *10* описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету эксцентрика. Эксцентрик можно рассматривать как увеличенную шатунную шейку коленчатого вала (роль которого в данном случае выполняет эксцентриковый вал). На все боковые поверхности ротора действуют различные по величине давления, создающие усилие,

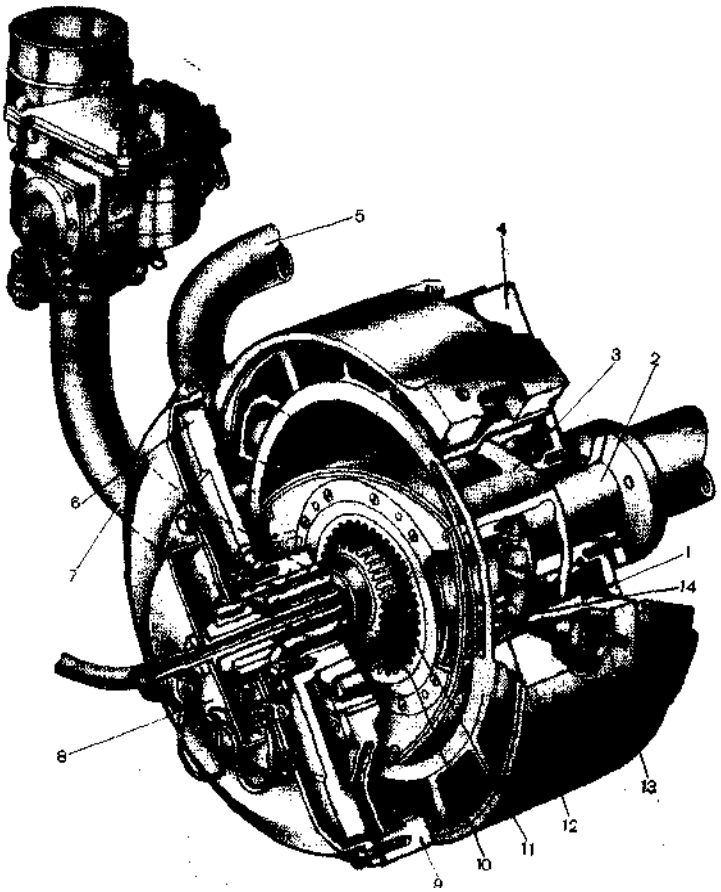


Рис. 180.
Односекционный роторно-поршневой двигатель с планетарным движением ротора:
1 — корпус; *2* — эксцентриковый вал; *3* — ротор; *4* — задний маховик-противовес; *5* — выпускной трубопровод; *6* — передний маховик-противовес; *7* — впускной трубопровод; *8* — прерыватель системы зажигания; *9* — крышка корпуса; *10* — зубчатое колесо внутреннего зацепления; *11* — неподвижное зубчатое колесо внешнего зацепления; *12* — подшипник ротора; *13* — свеча зажигания; *14* — маслоотводящий диск

действующее под некоторым углом на поверхность эксцентрика. Действующую силу можно разложить на касательную и нормальную по отношению к радиусу эксцентрика. Касательная сила, приложенная к радиусу эксцентрика, создает крутящий момент на эксцентриковом валу, который передается на трансмиссию и приводит в движение транспортное средство.

Ротор двигателя имеет увеличенную, по сравнению с поршнем обычного двигателя, поверхность соприкосновения с горячими газами; следовательно, повышенный подвод теплоты к ротору. Это определяет необходимость организовывать охлаждение ротора. Чаще всего ротор охлаждают смазочным маслом, которое впрыскивается в ротор через форсунку, выполненную в теле эксцентрикового вала. В некоторых конструкциях охлаждение осуществляют топливовоздушной смесью, проходящей через ротор. Нагрев масла в роторе вызывает необходимость его охлаждения в дополнительном масляном радиаторе.

Удельный расход топлива роторно-поршневых двигателей в настоящее время почти не отличается от расхода топлива

в обычных карбюраторных двигателях и составляет 300...350 г/(кВт · ч).

В выпускных газах роторно-поршневых двигателей содержится повышенное количество оксида углерода (вследствие фиксации продуктов неполного горения вблизи относительно холодных стенок ротора и корпуса двигателя), которое не удовлетворяет нормам по содержанию токсичных веществ. Вследствие этого в современных роторно-поршневых двигателях применяют каталитические нейтрализаторы или дожигатели продуктов неполного горения. Применение нейтрализаторов удорожает силовую установку и снижает ее экономичность.

Создание дизеля на базе роторно-поршневого двигателя затруднено ввиду невозможности получения высоких степеней сжатия.

В последнее время работы по совершенствованию роторных двигателей направлены на снижение потерь трения между эпитрохоидальным корпусом и уплотнениями ротора, оптимизацию формы камеры сгорания и применение турбо- и инерционного наддува. Снижение трения достигается пористым хромированием поверхности эпитрохоиды и подачей на поверхность в области сжатия через сверление смазочного масла. Кроме того, часть масла распыливается в потоке всасываемого воздуха.

Форму камеры выбирают такой, чтобы не было препятствия распространению фронта пламени при положении ротора около ВМТ. Применение турбонаддува, а также инерционного наддува позволяет повысить мощность роторного двигателя без значительного увеличения его массы. Для уменьшения опасности появления детонации при увеличении давления наддува часть выпускных газов перепускается через байпасный клапан мимо турбины в выпускной трубопровод. Инерционный наддув организуют выбором длины выпускного трубопровода или использованием колебаний давления во впускном трубопроводе, возникающих при открытии впускного окна соседнего ротора (при многороторной конструкции двигателя).

На рис. 181 показан двухроторный двигатель 12А фирмы Мазда. Двигатель развивает мощность N_e = 80 кВт при частоте вращения вала отбора мощности n = = 6000 об/мин. Корпус *1* двигателя состоит из двух эпитрохоидных элементов, двух крышек (передней и задней) и про-ставки, через которую к обоим эпитрохоидальным элементам по отдельным каналам подводится рабочая смесь. Выпуск газов производится через каналы, расположенные в эпитрохоидальных элементах в торцовой стенке.

Вал 6 отбора мощности имеет два эксцентрика, развернутые друг относительно друга на 180°. За каждый оборот эксцентрикового вала происходит два рабочих цикла (через 180° поворота вала). В передней и задней крышках укреплены неподвижные зубчатые колеса внешнего зацепления, выполненные совместно с подшипниками эксцентрикового вала. В средней части двигателя подшипник отсутствует. В роторах *5* крепятся шестерни *2* внутреннего зацепления.

Смазывание двигателя происходит под давлением, создаваемым шестеренным насосом *9*. Масло направляется через фильтр в полость эксцентрикового вала, откуда через сверления попадает в подшипники *4*. Через две форсунки *8* масло направляется на внутренние поверхности роторов для их охлаждения. Из подшипников и из роторов масло сливается в поддон *7*, откуда через заборник забирается масляным насосом.

Охлаждение корпуса осуществляется жидкостью, проходящей через крышки и эпитрохоидные корпуса. Охлаждающая жидкость попадает в полости крышек *11* и *14*, проставки *13* и через термостат *12* выходит в радиатор.

Воспламенение рабочей смеси происходит от двух свечей *3*, что сокращает время сгорания смеси.

Вентилятор 10 системы охлаждения укреплен непосредственно на эксцентриковом валу. Такое конструктивное решение оправдано формой корпуса двигателя и высокой частотой вращения эксцентрикового вала.

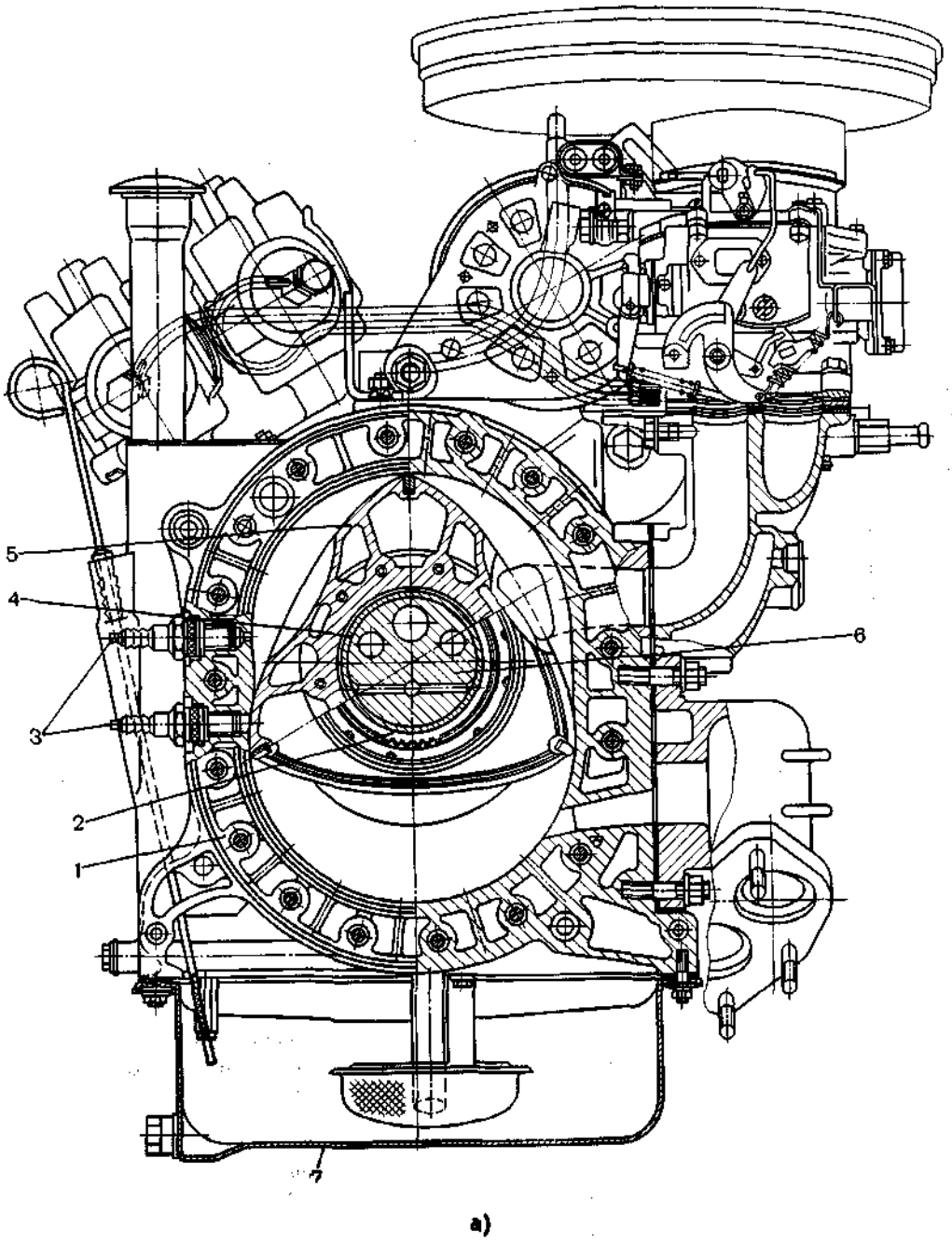


Рис. 181.
Двухроторный двигатель 12А фирмы Мазда:
а — поперечный разрез; б — продольный разрез

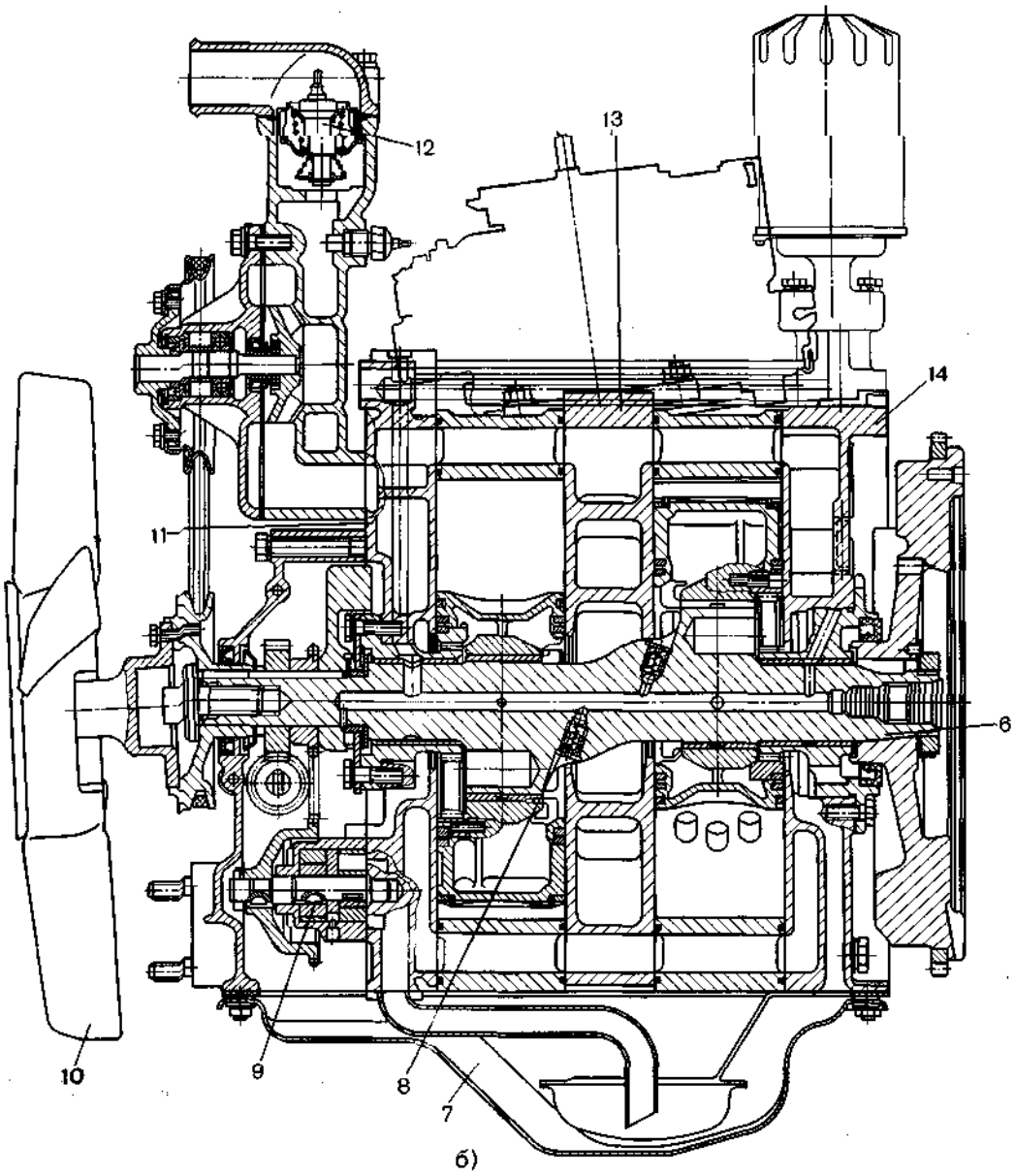


Рис. 181. (Продолжение)

§ 37. Двигатели со свободно движущимися поршнями

Отличительной особенностью комбинированных двигателей со свободно движущимися поршнями является наличие поршней, не связанных кривошипно-шатунным механизмом и движущихся только под действием переменного давления газов в разных полостях, образованных торцовыми поверхностями поршней и стенками цилиндров.

Двигатели со свободно движущимися поршнями можно разделить по принципу работы на две основные группы: *двигатели-компрессоры* (СПДК) и *двигатели-генераторы газа* (СПГГ).

В двигателях первой группы энергия, получаемая в цилиндре двигателя, расходуется на сжатие воздуха поршнями компрессора, соединенными с рабочими поршнями двигателя без промежуточных механизмов. Часть сжатого воздуха расходуется на газообмен в цилиндре, а большая часть его поступает к потребителю.

В двигателях второй группы энергия продуктов сгорания топлива частично используется для обеспечения протекания рабочего процесса в цилиндре, а основная ее часть передается силовой газовой турбине. Поршневой двигатель в этом случае становится генератором сжатых и нагретых газов. В качестве поршневого двигателя используются дизели, хотя известны попытки применения и газовых двигателей.

СПДК и СПГГ полностью уравновешены и могут монтироваться без тяжелых и сложных фундаментов. СПДК, строящиеся на различные давления сжатия воздуха (0,7...40 МПа), получили широкое распространение. СПГГ с газовыми силовыми турбинами ранее применялись на судах и в энергетических стационарных установках. Однако они отличаются несколько большим, чем в обычных дизелях, удельным расходом топлива и в настоящее время отечественной промышленностью не выпускаются.

Основными преимуществами СПГГ являются сравнительно небольшая масса установки, хорошая уравновешенность, что сочетается с благоприятной для транспортных средств характеристикой турбины. Двигатели этого типа могут работать на топливе разного сорта, включая тяжелые сорта, без дополнительных регулировок двигателя.

В судовых и стационарных двигателях используют группы из четырех генераторов газа на одну турбину. Мощность одной группы СПГГ может составлять 1800...5700 кВт. Для судовых установок большое значение имеет работа нескольких СПГГ на одну турбину. Отключение одного или нескольких генераторов газа во время работы силовой установки позволяет ремонтировать их на ходу.

Все СПГГ и СПДК работают по двухтактному циклу с прямоточной схемой газообмена. Открытие и закрытие выпускных окон осуществляется двумя противоположно движущимися поршнями.

Прямой или рабочий ход (от ВМТ к НМТ) поршней происходит под действи- ем давления газов в цилиндре двигателя. Обратный ход поршней осуществляется под действием энергии сжатого воздуха в компрессорных полостях или в специальных аккумуляторах сжатого воздуха — буферных полостях.

Нормальное осуществление рабочего цикла в двигателях со свободно движущимися поршнями возможно только при симметричном перемещении поршней обоих комплектов. Для обеспечения симметричного движения поршней используются специальные синхронизирующие механизмы, которые в отличие от кривошипно-шатунных механизмов обычных двигателей воспринимают не всю силу от давления газов, а только разность сил, действующих на каждый поршень. Различие в силах, действующих на оба комплекта поршней, является следствием различия сил трения и от утечек через поршневые уплотнения. Синхронизирующие механизмы имеют сравнительно небольшую массу.

В дизель-компрессорах небольшое различие сил, действующих на разные комплекты поршней, возникает ввиду отличия

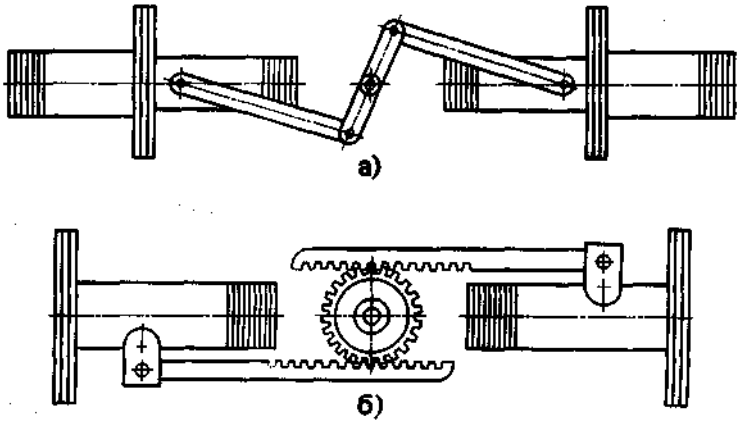


Рис. 182.
Схемы синхронизирующих механизмов:
***а* — шатунно-шарнирный; б — реечно-шестеренчатый**

диаметров компрессорных цилиндров ступеней сжатия.

Устройство синхронизирующих механизмов показано на рис. 182. Эти механизмы выполняют по трем схемам: многозвенные шатунно-шарнирные и реечно-шестеренчатые. Первые и вторые применяют на тихоходных генераторах газа, третьи, как более компактные, на быстроходных.

Дизель-компрессоры

Дизель-компрессоры можно разделить на дизель-компрессоры низкого и высокого давления. Дизель-компрессоры низкого давления обычно выполняют одноступенчатыми с симметрично расположенными полостями сжатия. Дизель-компрессоры высокого давления имеют многоступенчатое сжатие; полости сжатия расположены с разных сторон плоскости симметрии. При многоступенчатом сжатии воздух пропускается с одной стороны компрессора на другую через охладитель.

Принципиальная схема одноступенчатого дизель-компрессора показана на рис. 183. Внешние компрессорные полости *1* работают на потребителя, а внутренние *2* используются в качестве продувочных насосов для продувки и зарядки цилиндра двигателя. Обратный ход поршней *3* осуществляется под давлением воздуха, остающегося во вредных пространствах компрессорных цилиндров.

Во время *рабочего хода* в цилиндре двигателя происходит сгорание топлива, и под действием давления газов поршни перемещаются к НМТ. В компрессорных полостях осуществляется сжатие, а затем выталкивание сжатого воздуха в воздушный ресивер. Давление, при котором происходит выталкивание воздуха в ресивер, регулируется затяжкой пружины нагнетательного клапана. В полости продувочного насоса происходит впуск воздуха из атмосферы. В конце рабочего хода поршень, управляющий выпуском, открывает выпускные окна и происходит выпуск газов в атмосферу. Поршень, управляющий впуском, несколько позднее открывает впускные окна, соединяя продувочный ресивер с полостью цилиндра двигателя. Происходит продувка и наполнение цилиндра свежим зарядом.

Во время *обратного хода* в полости двигателя до закрытия впускных и выпускных окон совершается продувка и наполнение цилиндра двигателя, а также сжатие свежего заряда. В конце хода производится впрыскивание топлива. Топливный насос приводится в движение от кулачка, насаженного на вал синхронизирующего меха-

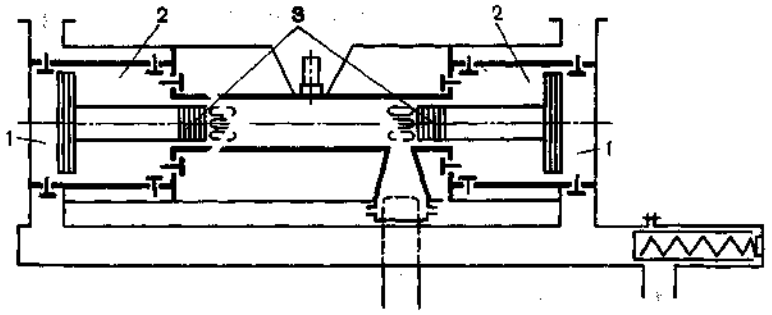


Рис. 183.
Схема симметричного дизель-компрессора низкого давления без воздушного буфера

низма. Ввиду того, что синхронизирующий вал при подходе поршней к ВМТ замедляет свое движение до полной остановки, в двигателях со свободно движущимися поршнями применяют топливовпрыскивающую аппаратуру аккумулирующего типа.

В компрессорной полости во время обратного хода происходит расширение остаточного воздуха, а затем впуск нового заряда воздуха. В полости продувочного насоса сначала осуществляется сжатие, а затем выталкивание воздуха в полость продувочного ресивера, расположенного вокруг цилиндра двигателя. В результате сгорания топлива давление в цилиндре возрастает, движение поршней замедляется до полной остановки и начинается новый рабочий ход поршней двигателя.

Клапаны СПДК выполняются автоматическими, с максимальной площадью проходного сечения для уменьшения потерь при впуске и выталкивании воздуха.

Скорость движения поршней, а следовательно, частота циклов зависят от массы комплектов поршней и энергии, получаемой при сгорании топлива в цилиндрах двигателя. Чем больше масса комплектов поршней и связанных с ними механизмов, тем меньше ускорения, получаемые поршнями при одинаковых действующих силах, и меньше частота рабочих циклов. Максимальная быстроходность дизель-компрессоров на малых машинах составляет до 2500 циклов в минуту.

Давление воздуха, выдаваемого потребителю, у дизель-компрессоров одноступенчатого сжатия достигает 0,7 МПа, у дизель-компрессоров многоступенчатого сжатия — 40 МПа.

Дизель-генераторы газа

Наиболее распространенной схемой СПГГ является классическая, по которой выполнены отечественный дизель-генератор газа ОР-95, дизель-генератор газа GS-34 французской фирмы Сигма и др.

Схема дизель-генератора газа GS-34 показана на рис. 184. Свободно-поршневой генератор газа работает аналогично симметричному дизель-компрессору.

При прямом ходе поршней в цилиндре двигателя происходит расширение и выпуск газов из цилиндра, а также начинает -

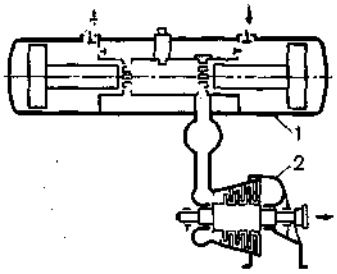


Рис. 184.
Схема дизель-генератора газа GS-34:
1 — СПГГ; *2* — газовая турбина

ся его продувка и наполнение. В компрессорной полости продувочного насоса в это время происходит расширение оставшегося во вредном пространстве воздуха, а затем впуск свежего заряда. В буферной полости, представляющей собой пневматический аккумулятор энергии, осуществляется сжатие воздуха.

При обратном ходе поршней под действием давления в буферной полости в цилиндре двигателя вначале происходит продувка и наполнение цилиндра, а затем сжатие воздуха, впрыскивание топлива и сгорание. Система впрыскивания топлива аналогична соответствующей системе СПДК.

Пуск СПГГ осуществляется сжатым воздухом, вводимым через специальный клапан в буферную полость. При пуске поршни СПГГ специальным механизмом разводятся в положение НМТ.

Параметры работы СПГГ регулируются специальным регулятором давления — стабилизатором, регулятором подачи топлива и ограничителем хода поршня. *Стабилизатор* приводит в соответствие давление в буферных полостях с давлением в ресиверной полости. Изменение первоначального давления в буферной полости дает возможность изменять ход поршней в зависимости от нагрузки СПГГ, которая характеризуется отчасти давлением в ресивере и отчасти величиной подачи топлива. Уменьшение первоначального давления в буферных полостях обусловливает при том же давлении в ресиверной полости увеличение хода поршней.

Регулятор подачи топлива приводит в соответствие подачу топлива с давлением перед турбиной, а следовательно, в ресивере СПГГ. При повышении давления перед турбиной автоматически возрастает подача топлива.

Ограничитель хода поршней предотвращает возможные удары поршнем о крышку буферного цилиндра. При чрезмерном увеличении хода поршня этот регулятор уменьшает подачу топлива до полного ее прекращения.

Часовой расход газа, в основном определяющий работоспособность СПГГ, зависит от величины хода поршней и частоты циклов в единицу времени. Оба эти параметра зависят от цикловой подачи, первоначального давления в буферной полости и давления перед турбиной. При снижении подачи топлива уменьшается ход поршней. СПГГ может остановиться, если при уменьшении хода не откроются впускные и выпускные окна цилиндров. Для расширения диапазона работы СПГГ приходится увеличивать высоту окон, что приводит к уменьшению литровой мощности. Обычно окна удлиняют по высоте до 45...50 % хода поршней. Но даже при этом минимальная нагрузка работы СПГГ без перепуска газов в атмосферу составляет 17 % максимальной.

Работа СПГГ на режиме холостого хода и малых нагрузках неэкономична, вследствие чего целесообразно делать установки с несколькими СПГГ, работающими на одну турбину. В результате для уменьшения минимальной нагрузки можно останавливать часть СПГГ и работать на малых нагрузках на одном или двух цилиндрах.

Смазывание СПГГ осуществляется при помощи лубрикаторного насоса, подающего масло малыми дозами к отдельным точкам механизмов.

Охлаждение цилиндров осуществляется жидкостью, подаваемой насосом, приводимым в движение от вала синхронизирующего механизма.

Температура выпускных газов составляет 450...550 °С, а давление перед турбиной 0,4...0,5 МПа.

§ 38. Газовый двухтактный мотокомпрессор

Газомотокомпрессор используют в системе магистральных газопроводов для сжатия и транспортировки природных и попутных нефтяных газов, для нагнетания газа в подземные хранилища, в холодильных установках, а также для технологических нужд нефтеперерабатывающих и химических производств.

Основное требование, предъявляемое к газомотокомпрессорам,— круглосуточ-

ная работа с остановами лишь для проведения технического обслуживания или постановки в резерв. Газомотокомпрессор представляет собой единый агрегат, состоящий из газового двигателя внутреннего сгорания и поршневого компрессора.

В газомотокомпрессоре МК-8 (рис. 185) используется газовый комбинированный двухтактный двигатель с внутренним смесеобразованием, петлевой схемой газообмена и искровым зажиганием.

Газовый двигатель и поршневой компрессор имеют общие вал и фундаментную раму. Силовые цилиндры газового двигателя расположены вертикально в ряд, компрессорные цилиндры *14* — горизонтально, перпендикулярно продольной вертикальной плоскости двигателя.

Компрессорная часть состоит из четырех отдельных компрессоров двойного действия крейцкопфного типа, шатуны *17* которых расположены на первой, четвертой, шестой и восьмой шатунных шейках коленчатого вала совместно с шатунами *3* газового двигателя; на остальных шатунных шейках установлены только шатуны двигателя. Такая компоновка обеспечивает относительно малые габаритные размеры, хорошую уравновешенность и удобство обслуживания газомотокомпрессора.

Остов газомотокомпрессора образован фундаментной рамой, блоком цилиндров с втулками и крышками цилиндров, направляющими крейцкопфов и компрессорными цилиндрами. Все элементы остова, за исключением крышки цилиндров, отлиты из чугуна и соединены между собой шпильками и болтами, вследствие чего образуется жесткая силовая конструкция, обладающая значительной удельной массой (27,5 кг/кВт), что обеспечивает высокий срок службы. Фундаментная рама *1* — коробчатого сечения.

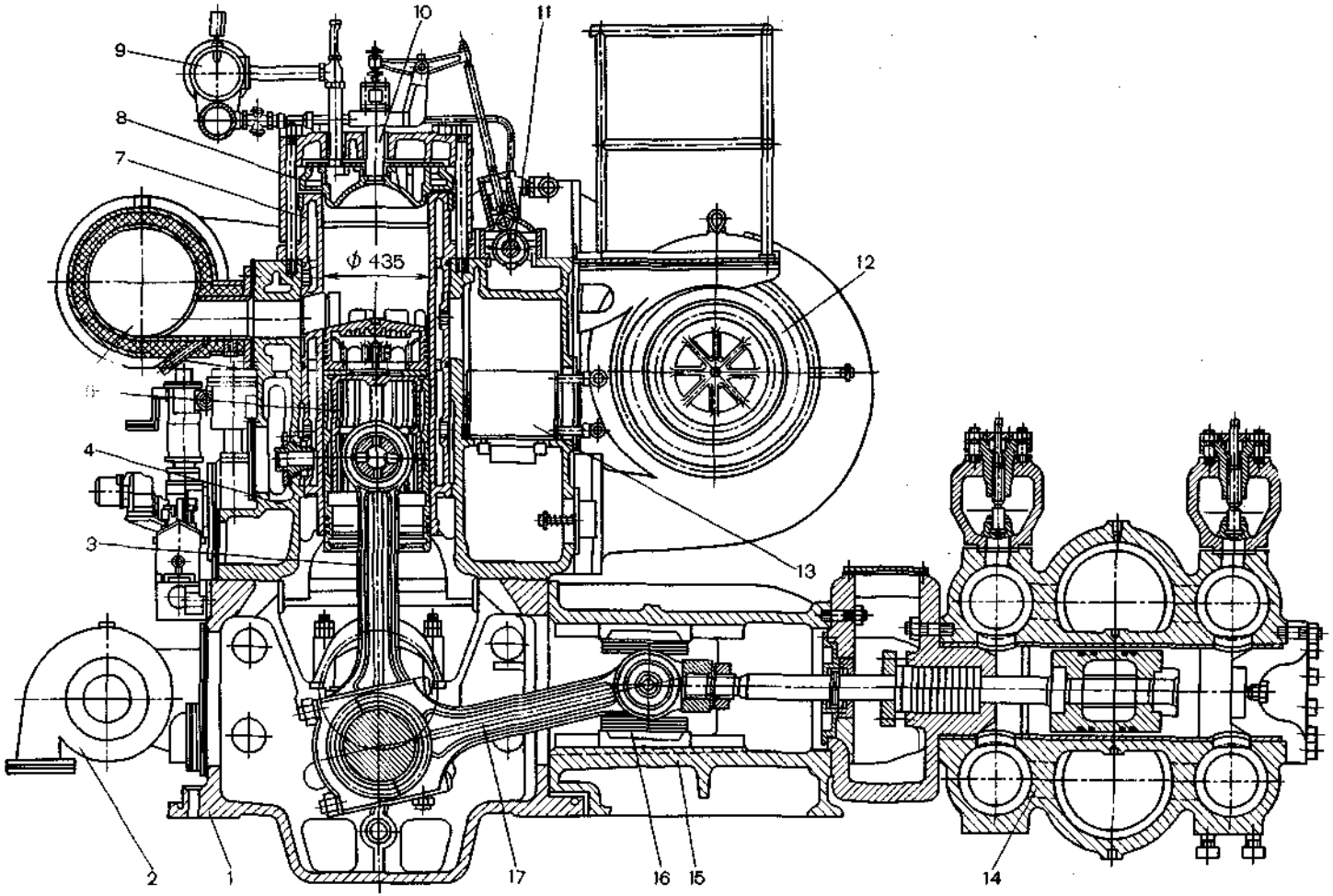
Постели коренных подшипников выполнены как одно целое с поперечными перегородками, усиленными ребрами жесткости. Вкладыши коренных подшипников изготовлены из специального алюминиевого сплава. Для лучшей приработки вкладышей к коленчатому валу их поверхность покрыта оловом.

Поддон фундаментной рамы является емкостью для смазочного масла. Направляющая крейцкопфа *16* овальным фланцем присоединена к фундаментной раме и служит для размещения в ней крейцкопфа и присоединения компрессорного цилиндра *14*.

Блок двигателя разделен поперечными перегородками по числу цилиндров на отсеки, в которых расположены втулки цилиндров. Полость блока под лотком распределительного вала образует ресивер наддувочного воздуха, в котором размещены воздушные и водяные охладители наддувочного воздуха трубчатого типа (по одному на каждый цилиндр), оребренные тонкими алюминиевыми пластинами. Ресивер закрыт крышками со встроенными предохранительными клапанами. С противоположной стороны для каждого цилиндра отлиты патрубки для отвода выпускных газов. Продольные полости блока образуют водяной трубопровод, из которого вода поступает в систему охлаждения втулок цилиндров и выпускных патрубков блока. Крепление блока к фундаментной раме осуществляется шпильками, ввернутыми в верхнюю полку рамы. Снизу блок имеет шипы, входящие в пазы рамы. Рама и блок в поперечном направлении стянуты шпильками.

Втулка 7 цилиндра отлита из чугуна как одно целое с полостью для охлаждающей воды. В средней части втулки расположены впускные и выпускные окна. К зеркалу втулки в четырех точках через ниппели подводится смазочный материал

Двигатель МК-8/3: D = 435 мм; S = 485 мм; ε = 7,3; n =300 об/мин; N_e = 2600 кВт; g_e = 9900 кДж/(кВт · ч); подача компрессорной части 60 000...220 000 м^3/ч.


9
10
11
8
7
ϕ 435
12
4
3
13
2
1
17
16
15
14

от лубрикатора. Вода к втулке поступает из блока через водоподводящий штуцер в нижней части. Штуцер уплотнен резиновым кольцом, обжимаемым фланцем. Перелив воды из полости втулки в полость крышки осуществляется через переливные штуцера, ввернутые в верхний торец втулки. Втулка цилиндра опирается на верхнюю плоскость блока буртом с отверстиями для прохода шпилек крепления крышки *8*. От полостей ресивера и выпускного клапана втулка изолирована кольцами из жаростойкой резины.

Крышка цилиндра — стальная, сварная. Корпус крышки представляет собой стальную отливку, к которой сверху приварен стальной фланец. Внутренние полости являются полостями водяного охлаждения. Крышка двумя болтами соединена с нажимным чугунным колпаком, имеющим по периметру десять сквозных отверстий для прохода шпилек крепления крышки цилиндра. В крышке размещены газовпускной клапан, пусковой клапан, две свечи зажигания и индикаторный кран. Вода из втулки через переливные штуцера попадает в полость охлаждения крышки, охлаждает полость камеры сгорания, карманы свечей зажигания, газовпускного и пускового клапанов и по трубе сливается в водяной трубопровод двигателя. Стык между крышкой и втулкой цилиндра уплотнен прокладкой из отожженной меди, расположенной в торцовой выточке втулки.

Коленчатый вал газомотокомпрессора откован из легированной стали. Кривошипы коленчатого вала в соответствии с порядком работы цилиндров расположены под углом 45°. На щеках первого, второго, шестого и восьмого колен размещены противовесы. Первая коренная шейка (со стороны масляного насоса) упорная, на переднем торце коленчатого вала укреплены вязкостный гаситель крутильных колебаний и полумуфта привода масляного насоса. Последняя коренная шейка опирается на два подшипника фундаментной рамы. В промежутке между опорными поверхностями на шпонке размещены разъемные звездочки цепного привода распределительного вала и турбокомпрессора, а также привода вспомогательных механизмов и водяного насоса. На конце коленчатого вала имеется фланец для крепления маховика. Рабочие поверхности коренных и шатунных шеек соединены каналами, по которым масло подводится к подшипникам для смазывания и к поршням двигателя для охлаждения.

Маховик — литой, чугунный, крепится к фланцу коленчатого вала призонными шпильками. На ободе маховика по всей окружности имеются углубления для зацепления упора пневмобуксовки при провертывании коленчатого вала.

Шатуны двигателя изготовлены из стали, имеют двутавровое сечение с утолщением для масляного канала. По этому каналу масло подводится для охлаждения поршня и смазывания подшипника верхней головки шатуна. В верхнюю головку шатуна запрессована бронзовая втулка, удерживаемая от проворачивания стопором. Нижняя головка шатуна разъемная; крышка крепится к стержню двумя шатунными болтами с корончатыми гайками и шплинтами. Вкладыши нижней головки изготовлены из специального алюминиевого сплава.

Поршень, охлаждаемый маслом, состоит из трех основных частей: головки, тройка и вставки. Головка представляет собой стальную отливку, на боковой поверхности которой выполнены пять канавок для компрессионных колец. Компрессионные кольца фиксируются от проворачивания стопорами, ввернутыми в головку. Стопоры рас-

Рис. 185.
Поперечный разрез газомотокомпрессора МК-8:
1 — фундаментная рама; 2 — водяной насос; *3* — шатун двигателя; *4* — блок цилиндров; *5* — поршень; *6* — выпускной трубопровод; *7* — втулка цилиндра; *8* — крышка; *9* — водяной трубопровод; *10* — впускной газовый клапан; *11* — распределительный вал; *12* — турбокомпрессор; *13* — охладитель воздуха; *14* — компрессорный цилиндр; *15* — направляющая крейцкопфа; *16* — крейцкопф; *17* — шатун компрессора

положены так, чтобы замки колец не совпадали с впускными и выпускными окнами во избежание поломки. Тронк и вставка поршня изготовлены из чугуна. На боковой поверхности тронка имеются три канавки для компрессионного и двух маслосъемных колец. Головка, тронк и установленная в нем вставка стягиваются шпильками, ввернутыми во фланец головки. В бобышках вставки конусным стопором неподвижно закреплен стальной поршневой палец с закаленной и отполированной рабочей поверхностью. Охлаждающее масло из принудительной смазочной системы по каналам в стержне, втулке верхней головки шатуна и поршневом пальце поступает в пространство между тронком и вставкой поршня, затем через отверстия в днище тронка — в оребренную полость головки и далее по каналу, проходящему через вставку, поршневой палец и бобышку, стекает в картер.

Распределительный вал, изготовленный из стали, приводится во вращение от коленчатого вала четырехрядной втулочно-роликовой цепью. От кулачков через штанги и коромысла движение передается шпинделям газовпускных клапанов.

Турбокомпрессор, служащий для наддува цилиндров двигателя, состоит из одноступенчатых центробежного компрессора и радиальной турбины. Колеса турбины и компрессора расположены консольно на одном валу; между ними находится шестерня механического привода ротора турбокомпрессора. Механический привод включает цепную передачу, зубчатый редуктор и гидромуфту. В период пуска и при работе двигателя на частичных нагрузках недостающая часть мощности для привода компрессора снимается с коленчатого вала двигателя при помощи механического привода. По мере увеличения нагрузки двигателя энергия выпускных газов возрастает, и в момент достижения баланса мощностей турбины и компрессора механический привод автоматически отключается от коленчатого вала с помощью гидромуфты. Турбокомпрессор начинает работать, используя энергию только выпускных газов. При снижении нагрузки мотокомпрессора включение механического привода происходит в обратном порядке.

Смешанная *система регулирования подачи газа в цилиндры* двигателя обеспечивает количественное регулирование совместно с регулятором частоты вращения в зависимости от нагрузки, а также качественное регулирование в зависимости от давления наддува во всем диапазоне нагрузок. Из стационарного сборника или ресивера газ поступает к регулятору давления, который изменяет давление газа в зависимости от давления наддувочного воздуха для поддержания коэффициента избытка воздуха, обеспечивающего наиболее эффективный процесс сгорания. После регулятора давления газ проходит клапан, регулирующий количество газа и управляемый регулятором частоты вращения. Регулятор частоты вращения — всережимный, непрямого действия, с изодромной обратной связью буферного типа. Пройдя газорегулирующий клапан, горючий газ по газовому трубопроводу двигателя через управляемые газовпускные клапаны вводится в цилиндры.

Система зажигания имеет своеобразную компоновку. Для воспламенения газовоздушной смеси в цилиндре на каждой крышке двигателя расположены по две неразборные, экранированные свечи зажигания с индукционными катушками, предназначенными для преобразования импульсов тока низкого напряжения в импульсы высокого напряжения и создания разряда между электродами свечи. Такая компоновка системы зажигания позволяет использовать низковольтные источники электрической энергии, что устраняет возможность искрения и возникновения пожара или взрыва. Ток низкого напряжения в зависимости от комплектации системы зажигания подводится к индукционным катушкам от двух низковольтных магнето или бесконтактной тиристорной системы, состоящей из датчика-генератора и коммутатора, являющихся источниками импульсов низкого напряжения и распределителями их по цилиндрам согласно порядку работы двигателя.

Система электрического зажигания связана с системой защиты, автоматически останавливающей газомотокомпрессор выключением системы зажигания (замыкание на массу) при достижении предельных значений давления масла в смазочной системе, частоты вращения коленчатого вала и температуры воды на выходе из двигателя.

Система охлаждения имеет расширительный бак и обеспечивает охлаждение цилиндров двигателя, наддувочного воздуха и смазочного масла. Циркуляция воды осуществляется центробежным насосом. Система заполняется конденсатом или умягченной водой.

Смазочная система газомотокомпрессора — комбинированная; под давлением и разбрызгиванием. Смазка под давлением осуществляется от масляного насоса, расположенного на переднем торце фундаментной рамы, и системой пресс-смазки от лубрикатора. Масло от лубрикатора поступает для смазывания цилиндров двигателя (четыре точки на каждом цилиндре), компрессора и сальников штоков компрессорных цилиндров. В каждую точку смазывания масло подается отдельным насосным элементом лубрикатора.

Пуск газомотокомпрессора производится сжатым воздухом при любом положении коленчатого вала при температуре в помещении не ниже 5 °С. Управление пуском осуществляется как вручную, так и автоматически (по сигналу автоматического управления).

§ 39. Свайные дизель-молоты

Свайные молоты (дизель-молоты) используются для забивания свай и шпунтовых стенок при строительстве. Дизель-молоты не требуют тяжелых копров, они транспортабельны, просты и надежны в эксплуатации.

По массе ударной части дизель-молоты делят на три типа: легкие (140...600 кг); средние (1250...2500 кг); тяжелые (свыше 2500 кг). По конструктивному оформлению различают следующие дизель-молоты: штанговые — направляющими являются две штанги трубчатого сечения; штоковые — направляющей служит шток, проходящий через поршень дизель-молота; трубчатые — направляющей является цилиндр, внутри которого двигается утяжеленный поршень.

Штанговый дизель-молот

Типичный штанговый дизель-молот С-330 с переменной степенью сжатия, имеющий неподвижные штанги, которые укреплены на блоке поршня, показан на рис. 186.

При помощи лебедки ударная часть (цилиндр 5) совместно с кошкой *4* (массой 2500 кг) поднимается по направляющим штангам *7* до зацепления с поперечиной *3*. Блок поршня с шаботом (неподвижное основание молота) скреплены с верхним концом сваи. В начале работы дизель-молота спускной механизм отцепляет ударную часть — цилиндр; под действием силы тяжести он падает и набегает на неподвижный поршень. При этом сжимается воздух в цилиндре молота. Перед ударом цилиндра по шаботу штифт, укрепленный на цилиндре, нажимает на рычаг топливного насоса, который впрыскивает порцию топлива в камеру сгорания через форсунку, закрепленную на шаботе. Момент впрыскивания регулируется так, чтобы сгорание происходило после удара цилиндра по шаботу. При преждевременном впрыскивании уменьшается энергия удара вследствие торможения цилиндра давлением продуктов сгорания.

Поршень, снабженный компрессионными кольцами, стоит свободно на шаботе и соединяется с ним серьгой *8,* которая позволяет поршню отделяться от шабота на расстояние, определяемое конструкцией серьги. При резком ударе поршень вследствие инерции отстает от шабота и не подвергается резкой динамической нагрузке. Отставание поршня вызывает увеличение степени сжатия в камере сгорания, что повышает эффективность работы молота.

Опорная поверхность шабота, соприкасающаяся с наголовником молота, сферическая, что при наличии сферического гнезда наголовника устраняет перекосы ударной поверхности шабота и удлиняет срок службы дизель-молота.

В нижней части цилиндра сделана коническая расточка для направления колец при входе поршня в цилиндр. Стенки цилиндра смазываются несгоревшим топливом. Охлаждение осуществляется путем излучения теплоты наружной поверхностью цилиндра молота.

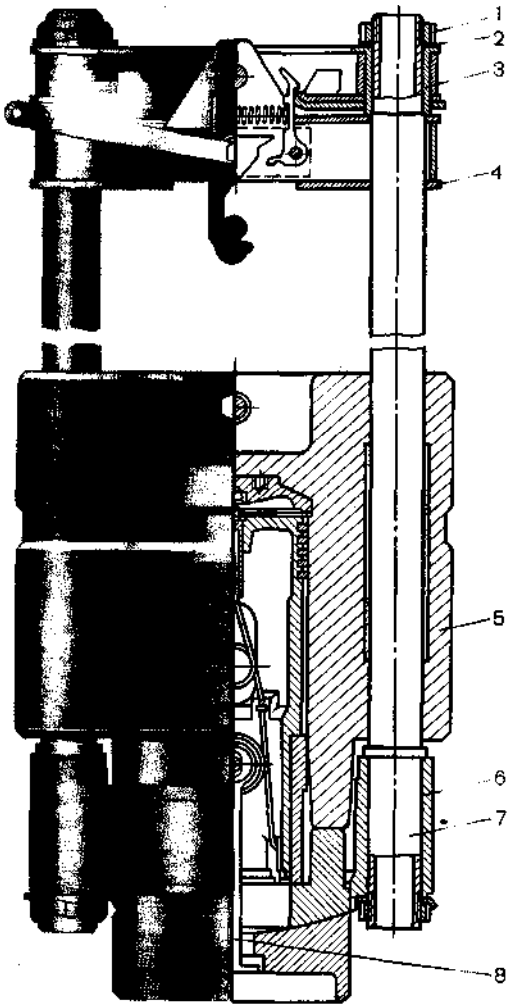


Рис. 186.
Штанговый дизель-молот С-330:
1 — гайка; *2* — шайба; *3* — поперечина; *4* — кошка в сборе; *5* — цилиндр в сборе; *6* — блок поршня; *7* — направляющие штанги; *8* — серьга

Смена рабочего тела происходит при подъеме и падении цилиндра. Очистка цилиндра от продуктов сгорания недостаточно хорошая, вследствие чего среднее эффективное давление невысокое. При массе ударной части молота 2500 кг и подъеме его на высоту 2,3 м энергия удара составляет 2,94 кДж; число ударов в минуту равно 50; диаметр цилиндра 320 мм, рабочий ход цилиндра в пределах высоты поршня 500 мм.

Трубчатый дизель-молот

В отличие от штангового и штокового молотов в трубчатых молотах ударной частью служит утяжеленный поршень, перемещающийся в направляющем цилиндре, образующем корпус дизель-молота. На рис. 187 показан трубчатый дизель-молот УР-1250.

При пуске дизель-молота поршень поднимают с помощью лебедки, а затем освобождают. Поршень, опускаясь под действием силы тяжести, краем направляющей части нажимает на выступающий внутрь цилиндра рычаг топливного насоса, который через форсунку впрыскивает порцию топлива в лунку шабота. Поршень перекрывает впускные окна, начинает сжимать воздух в замкнутом объеме. При падении на шабот сферический торец поршня ударяет по топливу, впрыснутому в лунку шабота, и распыливает его в кольцевом пространстве — камере сгорания. Происходит воспламенение и сгорание топлива. Давление продуктов сгорания подбрасывает поршень вверх; при этом сначала открываются выпускные окна, а затем впускные. Наклонное положение каналов обеспечивает продувку нижней части цилиндра. Форма камеры сгорания приближена к форме топливного факела.

Шабот (рис. 188) не связан жестко с цилиндром. При ударе динамические силы не воздействуют на цилиндр молота

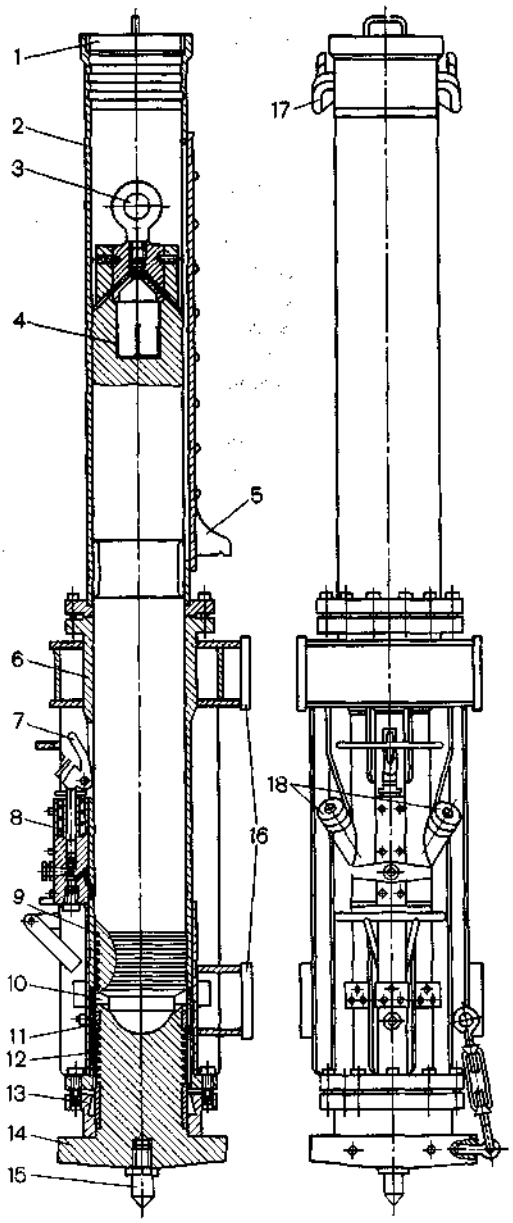


Рис. 187.
Трубчатый дизель-молот УР-1250:
1 — крышка направляющего цилиндра; *2* — направляющий цилиндр; *3* — рым-болт; *4* — масляный резервуар; *5* — подъемный упор; *6* — рабочий цилиндр; *7* — рычаг топливного насоса; *8* — топливный насос; *9* — кольцо поршня; *10* — камера сгорания; *11* — верхние шаботные полукольца; *12* — кольца шабота; *13* — опорное шаботное кольцо; *14* — шабот; *15* — штырь; *16* — направляющие лапы; *17* — подъемный крюк; *18* — впускной и выпускной патрубки

и механизмы, укрепленные на нем. Поршневая часть шабота может двигаться в цилиндре на расстояние, определяемое возможным перемещением ограничительных полуколец, зажатых в цилиндре, относительно выточки в поршне-шаботе. При транспортировке молота шабот и цилиндр стягивают стяжками *10*. Цилиндр молота ставится на резиновое амортизирующее кольцо *9*, прикрепленное к нему. Впрыскивание топлива осуществляется топливным насосом (рис. 189). Плунжер насоса приводится в движение двуплечим рычагом *9*. Топливо поступает через обратный клапан *12* с резиновым наконечником *13* в канал *14*, а затем в форсунку *15*,

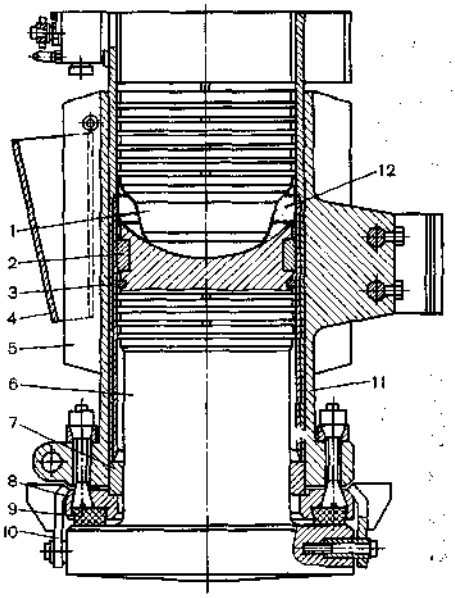


Рис. 188.
Нижняя часть трубчатого дизель-молота:
1 — бойк поршня; *2* — верхнее полукольцо; *3* — компрессионное кольцо; *4* — ограждение насоса; *5* — охлаждающее ребро кожуха; *6* — шабот; *7* — нижнее полукольцо (улавливающее); *8* — опорное кольцо шабота; *9* — амортизирующее кольцо; *10* — стяжка; *11* — кожух; *12* — камера сгорания

из которой оно узкой струей под небольшим давлением подается в лунку шабота. Изменение подачи топлива осуществляется регулировочной иглой *4*. Топливо к насосу поступает из бака самотеком через фильтр *16*. Направляющий цилиндр смазывается маслом, находящимся в резервуаре, выполненном в верхней части поршня; масло подается на стенки цилиндра вследствие выплескивания его под уларом поршня в шабот. Дизель-молот перемещается по направляющим копра.

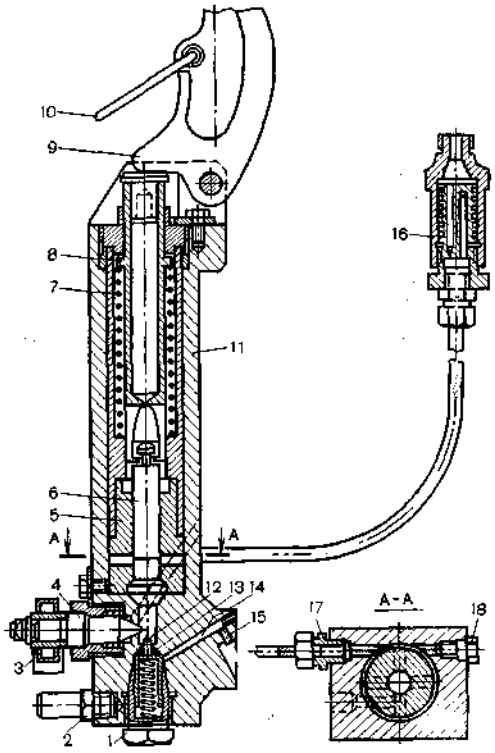


Рис. 189.
Топливный насос трубчатого дизель-молота:
1 — корпус клапана; *2* — ограничитель; *3* — коромысло; *4* — регулировочная игла; *5* — гильза; *6* — плунжер; *7* — упорная втулка; *8* — толкатель; *9* — рычаг; *10* — кольцо оттягивания рычага; *11* — корпус насоса; *12* — обратный клапан; *13* — резиновый наконечник клапана; *14* — канал подвода топлива к форсунке; *15* — форсунка; *16* — фильтр; *17* — контрольная пробка; *18* — ниппель

В нашей стране в последнее время в основном выпускают дизель-молоты трубчатого типа. В эксплуатации имеется некоторое количество ранее выпущенных штанговых дизель-молотов, которые по расходу топлива менее экономичны, чем трубчатые. Штоковые дизель-молоты в настоящее время не строятся ввиду сложной системы уплотнений. У дизель-молотов штангового и штокового типа при падении на основание — шабот цилиндр подвергается значительным деформациям, приводящим к значительному износу уплотни-тельных колец и самого цилиндра.

Пусковые качества дизель-молота улучшаются при увеличении степени сжатия, однако при этом уменьшается энергия удара и ухудшается эффективность работы молота. В большинстве дизель-молотов степень сжатия составляет 14, 15, что позволяет получить достаточно резкий удар по шаботу.

Наибольшей энергией удара обладают трубчатые дизель-молоты, у которых при одинаковой массе ударной части и высоте подъема энергия удара в 1,5 раза больше, чем у штанговых. Вследствие большей степени сжатия дизель-молоты штангового типа обладают более легким пуском. Трубчатые дизель-молоты без специального пускового устройства удается пустить только при температуре выше 5 °С. С целью облегчения пуска этих дизель-молотов применяют свечу накаливания или для пуска используют более легко воспламеняющееся топливо. Свеча накаливания выключается после нескольких ударов молота.

Для улучшения эффективности работы дизель-молота в некоторых конструкциях осуществляется переменная степень сжатия. В таких дизель-молотах после удара по шаботу до момента воспламенения топлива вследствие осадки сваи с наголовником происходит дальнейшее сжатие воздуха в цилиндре, т. е. увеличение степени сжатия. В штанговых молотах это осуществляется при отставании поршня от наголовника сваи, а в трубчатых молотах — в результате, уменьшения объема камеры сгорания при набегании ступенчатого вы-

ступа поршня во время движения шабота относительно цилиндра.

§40. Авиационный двигатель

Четырехтактный двигатель АШ-82В (рис. 190) с непосредственным впрыскиванием бензина, воздушным охлаждением и приводным двухскоростным компрессором устанавливают на вертолетах.

Двигатель имеет 14 цилиндров, расположенных звездообразно в два ряда.

Картер двигателя состоит из передней части *2* главного картера, переднего *18* и заднего *19* корпусов компрессора и задней крышки *23*. Внутри передней части картера, отлитой из магниевого сплава, монтируются приводы к агрегатам, установленным на ней, и опорно-упорный подшипник переходного вала муфты включения винта.

Главный картер состоит из четырех стальных *10, 13, 26* и *29* и двух алюминиевых *6 и 17* частей, соединенных между собой болтами и шпильками. Внутри главного картера монтируются кривошипно-шатунный механизм, детали приводов механизмов газораспределения, балансиры, уравновешивающие силы инерции второго порядка и их моменты, а также приводы балансиров. Роликовые подшипники *11* коренных шеек расположены в центре вертикальных стоек. Стальные части главного картера обрабатываются совместно.

Передний корпус 18 компрессора отлит из магниевого сплава и представляет собой сложную деталь, по окружности которой расположены 14 патрубков для подвода воздуха к цилиндрам. Между патрубками имеются площадки для крепления двигателя к подмоторной раме. На этом же корпусе смонтированы сапуны для сообщения полости картера с атмосферой.

Задний корпус 19 компрессора, отлитый из алюминиевого сплава, разделен на две полости: в передней расположены диффузор и крыльчатка, а в задней приводы агрегатов и крыльчатки. На фланцах корпуса снаружи крепятся сетчатый масляный фильтр, привод топливного насоса и счетчика оборотов. В нижней части к заднему корпусу присоединен маслоотстойник.

Задняя крышка 23 картера закрывает заднюю полость компрессора и служит опорой для валиков приводов агрегатов. Разъемы картера уплотнены кольцами.

Цилиндр 16 — стальной; на наружной поверхности его имеются цилиндрический пояс (вверху), специальная резьба для соединения с головкой и ребра охлаждения. Каждый цилиндр крепится к картеру болтами.

Головка 15 цилиндра, отлитая из алюминиевого сплава, установлена на цилиндр с натягом по уплотнительному поясу и резьбе. В головке выполнены впускной и выпускной патрубки и клапанные коробки с отверстиями под направляющие клапанов и под оси рычагов. Кроме того, в головке цилиндра имеются три отверстия с резьбой: два для свечей зажигания и одно под форсунку. Направляющие впускных клапанов сделаны из бронзы, а выпускных — из чугуна.

Седло выпускного клапана — плавающею типа, свободно перемещается в полукольцах, запрессованных в головку цилиндра с натягом. При такой посадке седла обеспечивается самоустановка его относительно фаски клапана и исключается деформация седла вследствие неравномерного расширения головки. Седло впускною клапана жесткое и запрессовывается в головку с натягом.

Коленчатый вал двигателя — разъемный, состоит из трех основных частей.

Двигатель 14ЧН 15,5/15,5 (АШ-82В): D = 155,5 мм; S = = 155... 155,832 мм, $\varepsilon = 6,9$; n =2600 об/мин; N_e = 1250 кВт; g_e = 285...313 г/(кВт · ч).

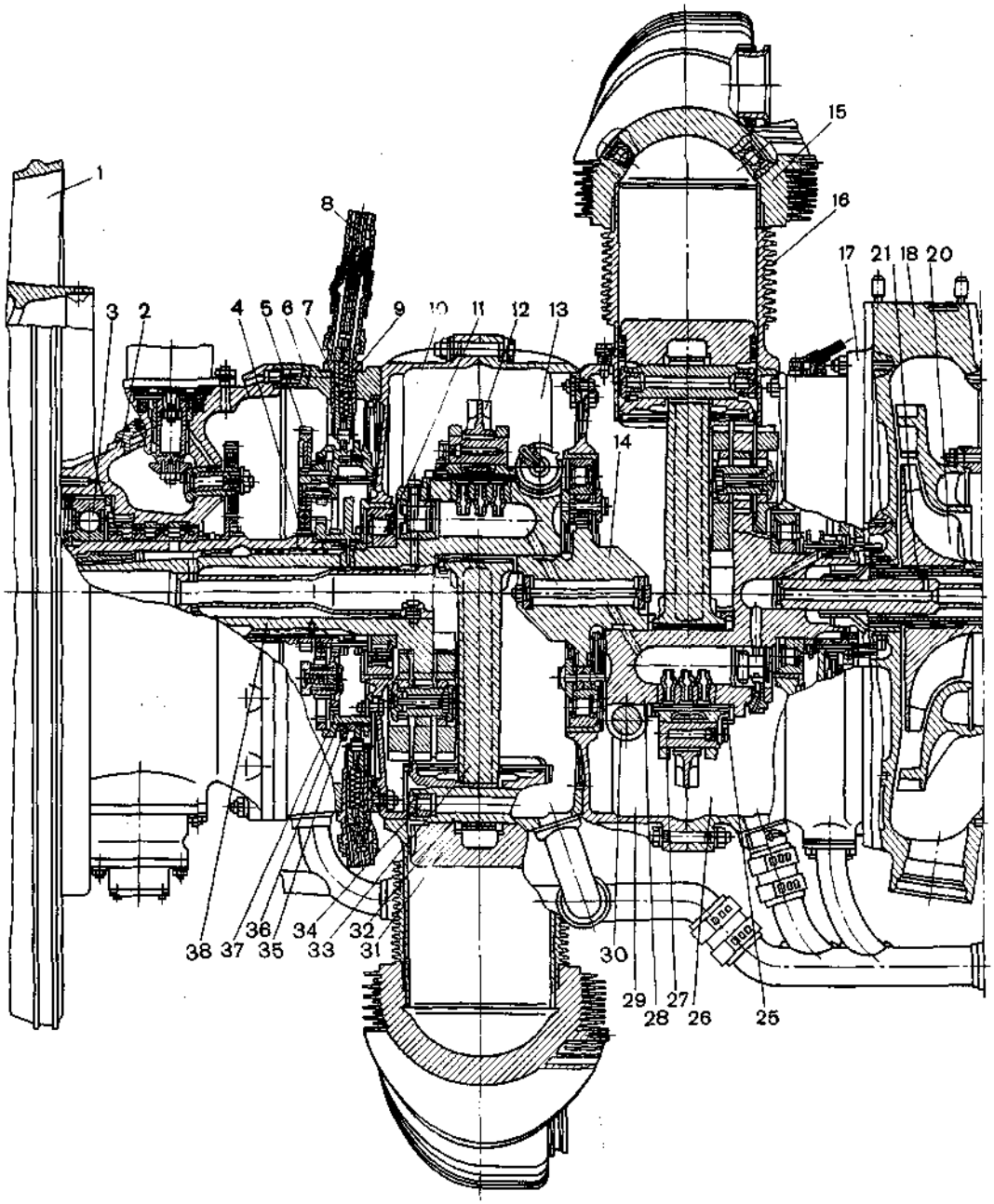
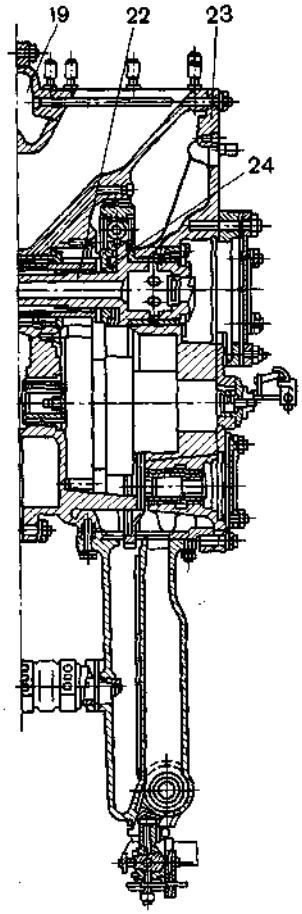


Рис. 190.
Авиационный двигатель с непосредственным впрыскиванием бензина АШ-82В:
1 — вентилятор; *2* — передняя часть главного картера; *3* — шариковый подшипник; *4* — шестерня; *5* — упругое зубчатое колесо; *6* и *17* — алюминиевые части картера; *7* — толкатель; *8* — штанга;

9 — направляющая толкателя; *10, 13, 26* и *29* — стальные части картера; *11* — роликовый подшипник; *12* — прицепной шатун; *14* — средняя часть коленчатого вала; *15* — головка цилиндра; *16*—цилиндр; *18* — передний корпус; *19* — задний корпус; *20* — рабочее колесо компрессора; *21* и *22* — бронзовые втулки; *23*—задняя крышка; *24* — пята; *25* — замок; *27* — палец; *28* — задняя часть коленчатого вала; *30* — болт; *31* — поршень; *32* — поршневой палец; *33* — главный шатун; *34* — заглушка; *35* — кулачковая шайба; *36* — подшипник шайбы; *37* — неподвижная опора; *38* — передняя часть коленчатого вала



Передняя *38* и задняя *28* части вала со своими шатунными шейками зажаты стяжными болтами *30* в отверстиях средней части *14*. Коленчатый вал опирается на три коренных роликовых подшипника *11*, в осевом направлении он фиксируется шариковым подшипником *3* переходного вала муфты включения винта. Коленчатый вал имеет два противовеса с установленными на них гасителями крутильных колебаний маятникового типа.

Для уравновешивания сил инерции второго порядка и их моментов по длине коренных шеек монтируются балансиры.

Шатунный механизм каждого ряда состоит из главного шатуна *33* и шести прицепных шатунов *12*. Как главный, так и прицепные шатуны имеют стержни двутаврового сечения; однако полки главного шатуна расположены в плоскости вращения, а полки прицепных шатунов — перпендикулярно к ней. Шатуны, штампованные из высоколегированной стали, имеют полированную поверхность. В поршневые головки всех шатунов вставлены втулки из твердокатаной бронзовой ленты, края которой завальцованы в отверстиях. Кривошипная головка главного шатуна имеет стальную втулку, залитую свинцовистой бронзой. Внутренняя поверхность втулки для улучшения приработки покрыта тонким слоем свинца и тончайшим слоем индия для предохранения от коррозии. Пальцы *27* прицепных шатунов стальные, азотированные. Выпадению пальцев из главного шатуна препятствует специальный замок *25*, который удерживает также и втулку.

Поршни 31, штампованные из алюминиевого сплава, имеют плоское полированное днище с выемками для предотвращения удара о него клапана при зависании. Поршневые пальцы *32* плавающего типа; их перемещению в осевом направлении препятствуют бронзовые заглушки *34*.

На каждом поршне установлено по пять колец (три компрессионных и два маслосъемных). Верхнее компрессионное кольцо, изготовленное из хромомолибденового сплава, имеет закругленные кромки и наружную поверхность, покрытую пористым хромом. Второе и третье компрессионные кольца — чугунные, трапециевидного сечения. Такая форма улучшает прилегание колец и уменьшает возможность скопле-

ния кокса в канавках. Для улучшения приработки наружная поверхность этих колец имеет коническую форму с углом наклона образующей 1°. Одно из маслосъемных колец (двойное) расположено над пальцем, а другое на юбке. Масло, снимаемое верхним маслосъемным кольцом, отводится внутрь поршня по радиальным каналам. Замки у всех колец прямые.

Механизмов газораспределения два — для переднего и заднего рядов цилиндров. Тип механизмов — штанговый, с приводом от кулачковых шайб.

Кулачковые шайбы *35* вращаются на неподвижных опорах *37* в сторону, обратную вращению коленчатого вала, в 6 раз медленнее, чем коленчатый вал. Подшипниками *36* шайб служат бронзовые ленты, завальцованные в них. Движение от шестерни *4,* сидящей на коленчатом валу, передается через двойное упругое зубчатое колесо *5* к зубчатому колесу внутреннего зацепления шайбы. Упругое зубчатое колесо поглощает колебания крутящего момента и различные удары.

От кулачковой шайбы движение перелается через толкатель и штангу к клапану. Толкатель *7* изготовлен из стали и покрыт снаружи свинцово-оловянистым сплавом. Пружина, расположенная внутри толкателя, обеспечивает постоянный контакт между деталями механизма; однако ее силы недостаточно, чтобы преодолеть действие основной клапанной пружины и открыть клапан.

Толкатель перемещается в стальной направляющей *9,* прикрепленной шпильками к картеру. Ролик толкателя ходит в пазах направляющей и препятствует повороту толкателя вокруг оси. Штанга *8,* выполненная из цельнотянутой стальной трубки, имеет стальные цементованные наконечники. Штампованное стальное коромысло клапана качается на подшипнике качения.

Впускной клапан — тюльпанного типа; выпускной имеет пустотелый стержень, внутри которого помещен металлический натрий для охлаждения клапана. Фаска головки клапана наплавлена твердым сплавом. Внутренняя и наружная клапанные пружины навиты в одну сторону.

Смазочная система — принудительная, с сухим картером. Масло подают два шестеренных насоса. Основной насос — задний; он расположен в задней части корпуса компрессора и состоит из двух основных и двух дополнительных откачивающих секций и одной нагнетающей. Откачивающие секции подают масло из маслоотстойника картера в бак, а от нагнетающей секции масло под высоким давлением поступает в фильтр и далее во внутренние полости коленчатого вала. К особенностям данной смазочной системы относится наличие передней вспомогательной секции, которая наряду со снабжением маслом муфты включения подает его и в коленчатый вал для компенсации потери давления. Другая особенность данной системы — очень большая производительность откачивающих секций, что обеспечивает быстрый отвод из картера сильно вспененного масла и предотвращает выброс масла через сапуны.

Система охлаждения — воздушная.

Воздушный поток создается осевым вентилятором *1,* ротор которого отштампован из магниевого сплава. Части картера двигателя для улучшения охлаждения сдвинуты так, что цилиндры заднего ряда находятся в промежутках между цилиндрами переднего ряда, если смотреть спереди. В систему охлаждения, помимо оребрен-ной поверхности цилиндров и головок, входят капоты и дефлекторы, направляющие потоки воздуха, а также система окон и крышек, регулирующих количество подводимого воздуха.

Система зажигания от магнето состоит из двух магнето, свечей зажигания и экранированных проводов высокого напряжения. Установка на двигателе двух магнето и двух свечей в каждом цилиндре обеспечивает максимальную надежность двигателя. Две свечи в каждом цилиндре уменьшают также вероятность возникновения детонации.

Вал каждого магнето вращается в 1,75 раза быстрее коленчатого вала. При наличии четырех полюсов в магнето такая частота вращения ротора приводит к возникновению семи импульсов ЭДС за

каждый оборот коленчатого вала, т. е. 14 импульсов за цикл работы двигателя.

Пуск двигателя происходит с помощью электроинерционного стартера. Ток от бортовой аккумуляторной батареи подводится к электродвигателю, который приводит в движение маховик стартера. При достижении маховиком 10...20 тыс. об/мин его соединяют с коленчатым валом через специальную муфту и редуктор.

Наддув двигателя осуществляется от двухскоростного приводного центробежного компрессора. На первой передаче, которая включается на земле или на больших высотах, передаточное число составляет 7,14; на второй передаче, включаемой на высоте 3000...4000 м, оно равно 10. Наличие двух ступеней позволяет регулировать давление наддува в зависимости от плотности атмосферного воздуха. Более точная регулировка давления наддува осуществляется специальным автоматом, воздействующим на дроссельную заслонку, расположенную на входе в компрессор. Переключение передач в компрессоре осуществляется двумя фрикционными муфтами с гидравлическим управлением и планетарным редуктором.

§ 41. Автомобильный двигатель Стирлинга

На рис. 191 представлена конструкция двигателя 4Х235, созданного фирмой Филипс по соглашению с фирмой УСС (Швеция). Двигатель имеет четыре (по числу цилиндров) ромбических механизма, которые обеспечивают его полное уравновешивание. Картер двигателя разгружен от давления рабочего тела благодаря наличию уплотнений *18* между буферными полостями и картером со свертывающейся диафрагмой (чулочные уплотнения).

Нагреватель *8* собран из отдельных трубок, смонтированных в виде пучка на верхней части головки *9* цилиндра.

На первой стадии испытаний среднее давление рабочего тела ограничено величиной 11 МПа, так как детали двигателя, работающие при высоких температурах, были изготовлены из коррозионностойкой стали 12Х18Н9Т.

На второй стадии детали и узлы, подверженные воздействию высоких температур, были отлиты из сплава «хейнез стел-лит-31» (54% Co, 25 % Cr, 10% Ni, 8%W), хорошо сопротивляющегося ползучести. Отдельные детали нагревателя соединялись между собой и головкой цилиндра при помощи пайки твердым припоем (содержащим Cr, Ni, Si) в вакуумной печи при температуре 1473 К. В данной конструкции удалось повысить среднее давление до 20 МПа, что вместе с некоторым увеличением температуры нагревателя позволило получить эффективную мощность N_e = 165 кВт.

Над нагревателем расположена двухконтурная вихревая камера сгорания *7*, обеспечивающая достижение номинальной температуры нагревателя в любой точке его поверхности.

Топливо и первичный воздух подаются соответственно по трубопроводам *3* и *4* в горелку *6,* находящуюся в верхней части камеры сгорания. Первоначальное воспламенение топливовоздушной смеси в горелке происходит от запальной искровой свечи 5.

Расходы топлива и первичного воздуха подобраны таким образом, чтобы в горелке образовалась горючая смесь с коэффициентом избытка воздуха α = = 0,8...0,9. Топливовоздушная смесь при таких значениях α хорошо воспламеняется и устойчиво горит.

Непосредственно у горелки происходит лишь частичное выгорание топлива. Окон-

Двигатель Стирлинга (4Х235 УСС Швеция): N_e = 165 кВт; n = 3000 об/мин; рабочее тело — He (гелий); p_m = 22,0 МПа: T_E= 923 К; T_C = 333 К; литровая мощность $N_л$ = 158 кВт/л.

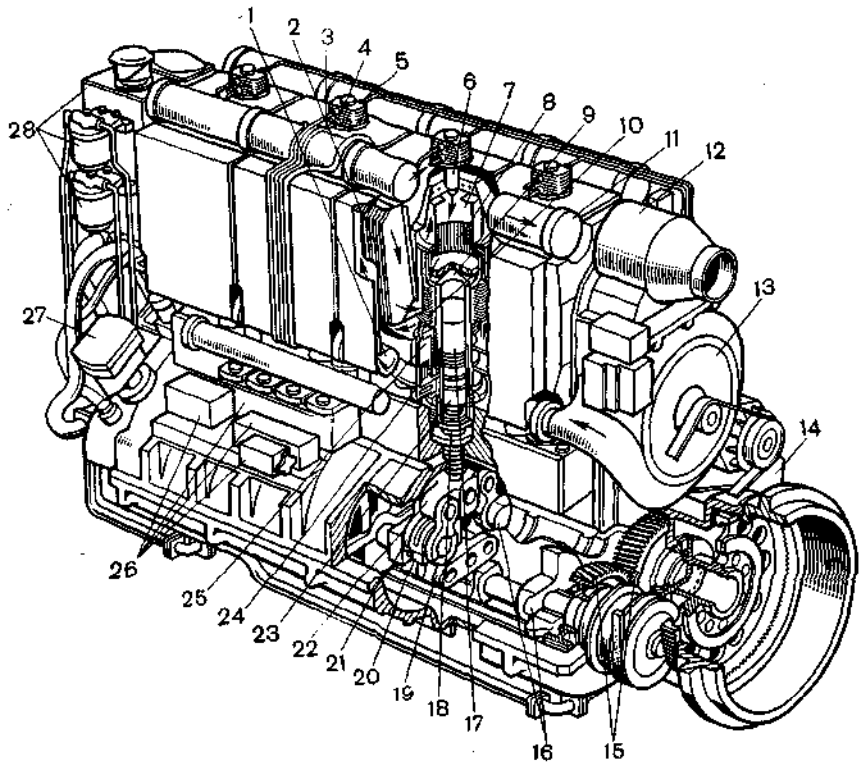


Рис. 191.
Двигатель Стирлинга фирмы Филипс типа 4X235:

1 — нагнетательный воздуховод; *2* — воздухоподогреватель; *3* — топливопровод; *4* — трубопровод первичного воздуха; *5* — свеча зажигания; *6* — горелка; *7* — камера сгорания; *8*— нагреватель; *9* — головка цилиндра; *10* — оребрение; *11* — выпускной трубопровод; *12* — вспомогательный насос; *13* — центробежный компрессор; *14* — стартер; *15* — синхронизирующая зубчатая пара; *16* — коленчатые валы; *17* — вытеснительный поршень; *18* — уплотнение со свертывающейся диафрагмой; *19*—траверса вытеснительного поршня; *20* — шатун вытеснительного поршня; *21* — шатун рабочего поршня; *22* — траверса рабочего поршня; *23* — рабочий поршень; *24* — охладитель; *25* — регенератор; *26* — блок контрольных, перепускных и разгрузочных клапанов; *27* — регулятор; *28* — блок фильтров

чательно топливо сгорает в основном объеме жаровой трубы, в месте подвода вторичного воздуха.

Срок службы нагревателя определяется его эксплуатационной температурой, ограничиваемой свойствами материала. Температура продуктов сгорания топлива при $\alpha = 0{,}8...0{,}9$ значительно выше допустимой эксплуатационной температуры нагнева-те-ля. Снижение температуры нагревающего теплоносителя осуществляется смешением продуктов сгорания с относительно холодным вторичным воздухом.

В нижней примыкающей к головке цилиндра части нагревателя его трубки имеют оребрение, выполненное для компенсации уменьшения теплового потока к рабочему телу, связанного со снижением температурного перепада между теплоносителями. Значительное количество располагаемой теплоты продуктов сгорания после теплообмена с нагревателем передается свежему воздуху в противоточном воздухоподогревателе *2* перед его поступ-

лением в камеру сгорания, что значительно повышает общий эффективный КПД двигателя. Теплообменные поверхности воздухоподогревателя (матрицы) изготовлены из жаропрочной стали AJSJ 310 (25% Cr, 20% Ni).

Пуск двигателя осуществляется специальным электродвигателем, снабжаемым электроэнергией от аккумуляторов и приводящим во вращение агрегаты, обеспечивающие камеру сгорания воздухом и топливом.

После воспламенения смеси в камере сгорания номинальная температура поверхностей нагревателя обеспечивается через 2...3 мин при температуре окружающей среды — 40 °С, после чего двигатель пускается проворачиванием коленчатого вала обычным электростартером.

Затем пусковой электродвигатель отключается, а вспомогательные агрегаты подключаются через специальную разобщающую муфту к коленчатому валу двигателя.

Предметный указатель

Бак расширительный (компенсационный) 177
— топливный 140
Баланс двигателя тепловой 33
Батарея аккумуляторная 157
Бензин 42
Блок двигателя 265
Блок-картер 217, 234
Блок цилиндров 212, 221
Болт шатунный 76

Вал коленчатый 77
— отбора мощности 258
— распределительный 83 Вакуум-корректор 161 Вентилятор 358
Вкладыш коренного подшипника 220
— тонкостенный 235
— шатунного подшипника 220 Воздухораспределитель дисковый 184
— золотниковый 184 Воспламенение рабочей смеси 258 Впуск 17
Втулка (гильза) цилиндра 92
Выпуск 18
Вязкость дизельного топлива 47
— масла 54

Газораспределение клапанное 79
— золотниковое 81 Газы отработавшие 34 Гаситель колебаний 77 Генератор 157 Гильза цилиндра 217 Глушитель активный 191
— реактивный 192 Головка цилиндров 217
— шатуна верхняя 72
—--- — нижняя 74
Горловина заливная 177

Давление насыщенных паров бензина 45
— среднее индикаторное 31
Датчик 201
— магнитоэлектрический 162
—параметрический 162 Двигатель газовый 151
— внешнего сгорания 5
— внутреннего сгорания 5
— -------— — , с внешним смесеобразованием 14, 152
—---------— — , с внутренним смесеобразованием 15, 152
—---------— — , с воспламенением от сжатия или дизель 15
—---------— — , двойного действия 22
—---------— — , комбинированный 6
—---------— — , — с газовой связью 28
Двигатель внутреннего сгорания комбинированный с механической связью 28
—---------— — , поршневой 5
—------- — — , простого действия 22
Двигатель-компрессор 261 Диагностика техническая 208 Диагностирование локальное 210
— техническое 208
Дизель-компрессор 262
Днище поршня 215
Доля потерянного объема 21

Интенсивность звука 189

Калильное число 162 Камера сгорания 226 Карбюратор 141 Картер двигателя 86 Катушка зажигания 157 Клапан 81
— автоматический пусковой 184
— впускной 234
— паровой 177
— паровоздушный 177
— перепускной 171
— предохранительный

Компрекс 101
Компрессор 101
— объемный 101
— осевой 108
— поршневой 105
— роторно-шестеренчатый 101
— с винтовыми роторами 104
— центробежный 106
Концентрация токсичных веществ предель-ная 35 Корпус 230
— задний 273
— передний 273 Коэффициент наполнения 16 КПД механический 33 Кран регулировочный 178
— сливной 177
Крышка задняя 273
— коренного подшипника 220
— опор 226
— цилиндра 234

Манометр 177
Масса двигателя удельная 34
Маховик 267
Мертвая точка внутренняя 16
— — наружная 16
Механизм газораспределения 64
— кривошипно-шатунный 63
— передаточный 227
— привода 84
— шатунный 275 Мощность индикаторная 32
— литровая 34
— механических потерь 32
— поршневая 34
— эффективная 32

Нагреватель 25
Наддув 277
— газотурбинный 247 Насос высокого давления 129
— забортной воды 177
— масляный 227
— топливный 227
— топливоподкачивающий 125
— — диафрагменный 125, 140
— — роторно-лопастной 125
— — шестеренный 125
Насос-форсунка 137
Нейтрализатор с восстановительной средой 195
— каталитический окислительный 193
— термический 192
— трехкомпонентный 195
Нормы на выбросы токсичных веществ 35

Объем двигателя рабочий 16, 32
— — действительный 24
— камеры сгорания 16
— потерянный 21
— цилиндра полный 16
— — рабочий 32
Ограничитель хода 264
Октановое число 46 Остов двигателя 234 Охладитель воздуха 116
— воздухо-воздушный 116, 117
— водовоздушный 116, 117
— перекрестного типа 116
— пластинчатый 116
— прямоточный 116
— рекуперативный (поверхностный) 116
— смешанного типа 116
— трубчатый 116
— фреоно-воздушный 116
— масляный 178 Охлаждение корпуса 258

Палец 71
Параметр диагностический 208
Передача зубчатая 97
Перекрытие клапанов 18
Пластина охладителя 116
Подогреватель масла 173
Поршень 68
Преобразователь 205
— давления 205
— импульсов 123
— температурный 205
— частоты вращения 205
Прерыватель 160 Пружина клапанная 82 Пуск 227
— , время подготовки двигателя к приему нагрузки 184
— , минимальная температура 184
— , продолжительность 184
— ручной 184

Расположение клапанов верхнее (подвесное) 79
— — нижнее (боковое) 80
Рама фундаментная 89
Распределитель 160
Расход топлива удельный индикаторный 33
— — эффективный 233
Расширение 17
Регенератор 25
Регулирование 196
— автоматическое 196
Регулирование качественное 39
— количественное 39, 152
— смешанное 40, 152 Регулятор подачи топлива 264
— — — , автоматический 196
— — — , всережимный 196
— — — двухимпульсный

—------ — — , пневматический 197
—------ — — , прямого действия 196
—------ — — , электрический 201
— опережения зажигания 160
Режим установившийся 38
Ротор 257

Свеча зажигания 161
Сгорание 17 Седло 273 Сжатие 17 Сила главная 65
— движущая 65
— сопротивления 65
Система автоматизированного дистанционного управления 207
— автоматической сигнализации, аварийно-пре-дупредительная 204
— воздухоснабжения 223 —
— — с импульсной турбиной 29
—---— с турбиной постоянного давления 29
— впускная 65, 120
— выпускная 65
— зажигания 65
Система зажигания батарейная 157
—---— от магнето 157
— наддува 230
— охлаждения 65, 173
—---— воздушная 173
—---— жидкостная 173
—---— замкнутая 173
—---— комбинированная 175
—-- — незамкнутая 173
—---— принудительная 174, 175
—-- — термосифонная 175
— пуска двигателя 65
— — -- — воз-душная 182
— ------ — — электрическая с питанием от аккумуляторной батареи 182
— регулирования подачи газа в цилиндры 268
— смазочная 65
—-- — комбинированная 170
—-- — принудительная 167
—-- — с разбрызгиванием масла 166
—-- — с сухим картером 168
— топливная 65
—-- — аккумуляторная 124
—-- — непосредственного (насосного) впрыски-вания 124
—-- — электрического зажигания 269
Склонность к воспламенению 48
Смеситель газовоздушный 152
— индивидуальный 154
Состав групповой химический 43, 45
— фракционный дизельного топлива 47
— элементарный 43 Со-

Степень автоматизации 203
— сжатия 16
—-- — геометрическая 21
—-- — действительная 21
Стержень шатуна 73
Стойкость детонационная 46
Стоп-устройство аварийное 206
Схема газообмена петлевая 20
—-- — прямоточная с противоположно дви-жущи мися поршнями 20

Такт 16
Температура кристаллизации 48
Теплота сгорания топлива 41
Термометр 177
Термостат 177
Топливо дизельное 42
Турбина активная 109
— газовая 5, 109
—-- — осевая 109
—-- — радиальная 109
— реактивная НО
Турбокомпрессор ПО, 112, 113

Угол опережения зажигания 160
Уплотнение камеры сгорания 256
Устройство аварийной защиты 235
— валоповоротное 236
— для охлаждения поршней 178
— — топливных форсунок 178
— дополнительное 172
— контрольное 172
— маслозакачивающее 173
— подогревательное 178
— противокоррозионное 178
— сигнализирующее 204

Фильтр воздушный инерционный 187
— комбинированный 188
— предохранительный 128
— топливный 141
— -- — грубой очистки 127
— -- — тонкой очистки 128
Форсунка топливная 133
— -- — клапанная (штифтовая) 136
— -- — нормально закрытая 134

Характеристика винтовая 37
— нагрузочная 37
— скоростная внешняя 37
— — частичная 37
— регулировочная 38

Цетановое число 48
Цикл двухтактный 16
— рабочий 13
— — двигателя Стирлинга 26
— термодинамический Стирлинга 24
— четырехтактный 16
Цилиндр 224
Цистерна отстойно-смесительная 178

Часть компрессорная 265

Шатун 72
— прицепной 235
Шум газодинамический 190
— механического происхождения 190

Электроснабжение 232
Электростартер 182
Элемент фильтрующий мокрый 188
— — сухой 189

Учебное издание

АЛЕКСЕЕВ Валентин Петрович,
ВОРОНИН Вячеслав Филиппович, ГРЕХОВ Леонид Вадимович и др.

Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей

Редактор З. М. РЯБКОВА
Художественные редакторы А. И. РО, А. С. ВЕРШИНКИН
Технический редактор Т. И. АНДРЕЕВА
Корректоры О. Ю. САДЫКОВА, Л. Е. СОНЮШКИНА

ИБ № 5727

Сдано в набор 29.08.88. Подписано в печать 25.01.90. Т-02111. Формат 70×100 1/16. Бумага офс. кн.-журн. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 23,40. Усл. кр.-отт. 72,88. Уч.-изд. л. 25,0. Тираж 39 800 экз. Заказ 1748. Цена 1 р. 20 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького при Госкомпечати СССР. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15.