

В. А. Ваншейдт

**СУДОВЫЕ  
ДВИГАТЕЛИ  
ВНУТРЕННЕГО  
СГОРАНИЯ**

6Т4.1

В17

УДК 621.431.74 (075.8)

Ваншейдт В. А.

В17 Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л., „Судостроение“, 1977.

392 с.

В учебнике дано систематическое изложение наиболее важных вопросов, касающихся конструкции, рабочих процессов, основ динамики и проектирования судовых двигателей внутреннего сгорания. Приведены новые материалы по теории судовых двигателей внутреннего сгорания с учетом достижений современного дизелестроения. Рассмотрены теоретические основы рабочего цикла, актуальные вопросы теории газообмена, распыливания, смесеобразования и сгорания топлива, увеличения удельной мощности и теплонапряженности ДВС, динамики КШМ поршневых двигателей.

Книга предназначена для студентов кораблестроительных вузов и факультетов, инженеров-конструкторов и научных работников конструкторских бюро и научно-исследовательских институтов, занимающихся вопросами дизелестроения.

В 31805—023 29—76  
048 (01)—77

6Т4.1

Рецензенты: кафедра СДВС Николаевского кораблестроительного института (канд. техн. наук Д. С. Байбарак), засл. деят. науки и техники д-р техн. наук проф. Н. Н. Иванченко

Всеволод Александрович  
Ваншейдт

## СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Издательский редактор В. И. Важенко  
Художественный редактор В. А. Пурицкий *Лич 28квч*  
Технический редактор А. П. Ширяева  
Корректоры: С. Х. Кумачева, И. П. Острогорова  
Оформление художника С. М. Малахова

Сдано в набор 10/IX 1975 г. Подписано к печати 24/VI 1976 г. М-22325  
Формат издания 70×103/16. Бумага типографская № 2. Физ. печ. л. 24,5  
Усл. печ. л. 34,3. Уч.-изд. л. 32,0. Тираж 15 000 экз. Заказ № 518.  
Изд. № 3012-74. Цена 1 руб. 36 коп.

Издательство «Судостроение», 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Советов Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 196006, Ленинград, Московский пр., 91.

В 31805—023 29—76  
048 (01)—77

© Издательство «Судостроение», 1977 г.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	6
<b>Раздел первый</b>	
<b>КОНСТРУКЦИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ</b>	
<b>Глава 1</b>	
Общие понятия о судовых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) . . . . .	7
1.1. Основы работы . . . . .	—
1.2. Классификация судовых ДВС . . . . .	—
1.3. Особенности судовых дизельных установок . . . . .	9
<b>Глава 2</b>	
Схемы работы судовых ДВС . . . . .	10
2.1. Четырехтактный дизель без наддува . . . . .	—
2.2. Индикаторная диаграмма и схема газораспределения четырех- тактного дизеля без наддува . . . . .	12
2.3. Схема работы двухтактного дизеля без наддува . . . . .	14
<b>Глава 3</b>	
Поршневая группа . . . . .	15
3.1. Конструктивные формы поршней . . . . .	—
3.2. Способы охлаждения поршней . . . . .	18
3.3. Особенности конструкции поршней крупных двухтактных крейц- копфных МОД . . . . .	20
3.4. Поршневые кольца . . . . .	22
<b>Глава 4</b>	
Коленчатый вал и шатунный механизм . . . . .	25
4.1. Коленчатый вал . . . . .	—
4.2. Шатунный механизм . . . . .	31
4.3. Крейцкопфное устройство . . . . .	38
<b>Глава 5</b>	
Фундаментная рама и картер двигателя . . . . .	41
5.1. Фундаментная рама и подшипники . . . . .	—
5.2. Картер (станина), анкерные связи . . . . .	45
<b>Глава 6</b>	
Цилиндры, втулки и крышки . . . . .	50
6.1. Рабочие цилиндры и втулки . . . . .	—
6.2. Крышки рабочих цилиндров . . . . .	55
<b>Глава 7</b>	
Газораспределительный механизм . . . . .	58
7.1. Клапаны впускные и выпускные . . . . .	—
7.2. Механизм привода клапанов . . . . .	62

Глава 8		
Система топливоподачи		69
8.1. Общая характеристика системы		—
8.2. Конструкция основных элементов системы		72
8.3. Топливные насосы		77
8.4. Форсунки		80
8.5. Топливные фильтры		82
Глава 9		
Смазка судовых дизелей		84
9.1. Системы смазки		—
9.2. Агрегаты масляной системы		91
9.3. Масляные охладители и фильтры		94
Глава 10		
Система охлаждения		97
10.1. Способы охлаждения		—
10.2. Элементы систем охлаждения		102
Глава 11		
3 Агрегаты продувки и наддува		106
11.1. Турбокомпрессоры для продувки и наддува		—
11.2. Продувочные и наддувочные компрессоры объемного типа		114
Раздел второй		
ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА СУДОВЫХ ДВС		
Глава 12		
Топливо для судовых дизелей		119
12.1. Требования, предъявляемые к топливу для судовых дизелей		—
12.2. Состав, физические и химические свойства топлива		—
12.3. Оценка качества воспламенения дизельного топлива		125
12.4. Сорта топлива для судовых дизелей		126
Глава 13		
Процессы наполнения и сжатия		129
13.1. Процесс наполнения		—
13.2. Основные параметры процесса наполнения		132
13.3. Фазы газораспределения		137
13.4. Процесс сжатия		139
Глава 14		
Термохимия процесса сгорания		144
14.1. Количество воздуха, необходимого для сгорания		—
14.2. Количество и состав продуктов сгорания		146
14.3. Теплоемкость воздуха и продуктов сгорания		147
Глава 15		
Термодинамика процесса сгорания, динамика тепловыделения при сгорании		150
15.1. Фазы протекания процессов		—
15.2. Коэффициенты выделения и использования теплоты		152
15.3. Уравнение сгорания цикла со смешанным подводом теплоты		156
15.4. Динамика тепловыделения при сгорании		158
Глава 16		
Расширение и выпуск продуктов сгорания		163
16.1. Процесс расширения		—
16.2. Баланс теплоты на линии расширения		164
16.3. Основные параметры процесса расширения		166
16.4. Процесс выпуска отработавших продуктов сгорания в четырехтактных дизелях		167
16.5. Температура отработавших газов		169
Глава 17		
Процессы газообмена в двухтактных двигателях		171
17.1. Системы продувки и выпуска		—
17.2. Протекание процессов продувки и выпуска		175
17.3. Параметры процессов продувки и выпуска		176
17.4. Располагаемое время—сечение органов газораспределения		179
17.5. Расчет процессов выпуска и продувки		183
17.6. Оценка качества газообмена		187



<b>Глава 18</b>	
<b>Индикаторные и эффективные показатели рабочего цикла двигателя . . . . .</b>	<b>189</b>
18.1. Индикаторная работа и среднее индикаторное давление . . . . .	—
18.2. Индикаторная мощность двигателя . . . . .	191
18.3. Среднее эффективное давление; механические потери . . . . .	192
18.4. Механический к. п. д. . . . .	193
18.5. Эффективная мощность двигателя . . . . .	194
18.6. Индикаторный к. п. д. и индикаторный удельный расход топлива . . . . .	195
18.7. Эффективный к. п. д. и эффективный удельный расход топлива . . . . .	197
18.8. Уравнения мощности и экономичности в общем виде . . . . .	199
18.9. Определение основных размеров рабочего цилиндра . . . . .	200
18.10. Тепловой баланс судового двигателя . . . . .	202
18.11. Утилизация тепловых потерь . . . . .	205
<b>Глава 19</b>	
<b>Характеристики судовых двигателей . . . . .</b>	<b>207</b>
19.1. Режимы работы . . . . .	—
19.2. Внешние характеристики . . . . .	209
19.3. Винтовые характеристики . . . . .	213
19.4. Особенности работы двигателя на винт регулируемого шага (ВРШ) . . . . .	216
19.5. Нагрузочные характеристики . . . . .	217
19.6. Характеристики универсальные, регуляторные и совместной работы . . . . .	218
<b>Глава 20</b>	
<b>Распыливание, смесеобразование и сгорание топлива . . . . .</b>	<b>221</b>
20.1. Распад топливной струи; распыливание топлива . . . . .	—
20.2. Механизм развития и дальность действия топливного факела . . . . .	224
20.3. Испарение распыленного топлива . . . . .	228
20.4. Способы смесеобразования и камеры сгорания (КС) . . . . .	230
20.5. Основы физико-химических процессов воспламенения и сгорания топлива . . . . .	238
<b>Глава 21</b>	
<b>Повышение удельной мощности судовых двигателей . . . . .</b>	<b>244</b>
21.1. Основные положения . . . . .	—
21.2. Использование энергии выпускных газов . . . . .	248
21.3. Особенности работы двухтактных судовых МОД с ГТН . . . . .	250
21.4. Основные системы двигателей с ГТН . . . . .	251
21.5. Характеристики современных судовых двигателей с ГТН . . . . .	253
21.6. Параметры рабочего цикла двигателей с ГТН . . . . .	258
21.7. Основные параметры турбокомпрессора (ТК) . . . . .	263
21.8. Совместная работа двигателя, компрессора и турбины . . . . .	266
21.9. Показатели систем с ГТН . . . . .	268
<b>Глава 22</b>	
<b>Теплопередача и теплонапряженность в судовых двигателях . . . . .</b>	<b>270</b>
22.1. Теплопередача в двигателях . . . . .	—
22.2. Результирующая температура газа . . . . .	273
22.3. Коэффициенты теплоотдачи . . . . .	275
22.4. Построение характеристики к теплопередаче . . . . .	277
22.5. Теплонапряженность судовых двигателей . . . . .	279
<b>Раздел третий</b>	
<b>ОСНОВЫ ДИНАМИКИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ДВС</b>	
<b>Глава 23</b>	
<b>Основы динамики судовых дизелей . . . . .</b>	<b>289</b>
23.1. Основные кинематические параметры кривошипно-шатунного механизма . . . . .	—
23.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма . . . . .	298
23.3. Внешняя неуравновешенность и уравнивание двигателей . . . . .	324
<b>Глава 24</b>	
<b>Основы проектирования судовых дизелей . . . . .</b>	<b>346</b>
24.1. Требования, предъявляемые к судовым дизелям . . . . .	—
24.2. Выбор основных параметров дизеля . . . . .	347
24.3. Основные параметры отечественных судовых дизелей . . . . .	351
24.4. Основные параметры зарубежных судовых дизелей . . . . .	368
<b>Приложение</b>	
<b>Указатель литературы . . . . .</b>	<b>392</b>

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга «Судовые двигатели внутреннего сгорания» представляет собой учебник по специальности «Судовые силовые установки» в соответствии с утвержденной программой энергетических факультетов кораблестроительных вузов. Курс судовых двигателей внутреннего сгорания включает все основные наиболее важные разделы дисциплины: конструкцию (раздел I), теорию рабочего процесса (раздел II), динамику и основы проектирования судовых двигателей внутреннего сгорания (раздел III).

В книге обращено особое внимание на освещение вопросов, которые тесно связаны с особенностями современной судовой энергетической установки с двигателями внутреннего сгорания. Вопросы проектирования судовых ДВС подробно рассмотрены в учебнике автора «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей», выпущенном издательством «Судостроение» в 1969 г.

Настоящее издание в отличие от первого издания учебника в 1962 г. полностью переработано и дополнено новыми современными материалами как по отечественным, так и по зарубежным судовым двигателям.

Приношу искреннюю благодарность доц. канд. техн. наук В. Г. Шишкину, принявшему участие в составлении главы 23.

## КОНСТРУКЦИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### Глава 1

#### ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)

##### 1.1. ОСНОВЫ РАБОТЫ

Поршневые дизели относятся к роду тепловых двигателей, в которых химическая энергия топлива преобразуется в тепловую непосредственно внутри рабочего цилиндра. Поступающие в цилиндр воздух и впрыскиваемое топливо образуют горючую смесь, которая самовоспламеняется благодаря высокой температуре в конце сжатия, а также химической реакции топлива с кислородом воздуха. В результате процесса сгорания образуются газообразные продукты с высокими давлением и температурой. Эффективность процесса сгорания характеризуется количеством теплоты, выделенной в объеме рабочего цилиндра.

Преобразование полученной тепловой энергии в механическую происходит посредством передачи работы расширения продуктов сгорания на поршень, поступательно-возвратное движение которого, в свою очередь, преобразуется через кривошипно-шатунный механизм во вращательное движение на коленчатом валу двигателя. Создаваемый на валу крутящий момент совершает полезную работу, преодолевая сопротивление внешней нагрузки, например гребного винта судна.

Газораспределительный механизм периодически открывает и закрывает выпускные и впускные органы, что обеспечивает своевременную очистку цилиндра от газов и заполнение его свежим зарядом воздуха. Топливная система осуществляет подачу топлива в цилиндр.

Комплекс последовательных процессов, периодически повторяющихся и обуславливающих работу двигателя, называется *рабочим циклом*.

Благодаря рациональному методу использования химической энергии топлива (без применения какого-либо промежуточного рабочего тела, например пара), а также вследствие большой разности (около 900—1000° С) между наибольшей температурой сгорания газов  $T_{\max}$  и наименьшей  $T_b$  в конце процесса расширения эффективный к. п. д.  $\eta_e$  рабочего цикла дизеля достигает высоких значений (примерно 40—45%), что соответствует удельному эффективному расходу топлива около 160—140 г/(э. л. с·ч).

##### 1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ СУДОВЫХ ДВС

Двигатели, устанавливаемые на судах различного типа, можно подразделять по следующим основным характерным признакам:

— способу осуществления рабочего цикла:

*четырёхтактные* (Ч), у которых рабочий цикл совершается за четыре хода поршня (два оборота коленчатого вала);

*двухтактные* (Д), у которых рабочий цикл происходит за два хода поршня (один оборот коленчатого вала).

Под *тактом* подразумевают часть рабочего цикла между двумя смежными точками в интервале от минимального  $V_{\min}$  до максимального  $V_{\max}$  объемов цилиндра;

— способу действия:

*простого действия* (Ч и Д), у которых рабочий цикл осуществляется только в верхней полости цилиндра (имеют преимущественное распространение на судах);

*двойного действия* (ДД), у которых рабочий цикл совершается в двух полостях цилиндра: верхней (над поршнем) и нижней (под поршнем).

Судовые дизели ДД в настоящее время вытеснены более простыми и совершенными: двухтактными, крейцкопфными простого действия с газотурбинным наддувом;

*с противоположно движущимися поршнями* (ПДП), являющимися по существу двумя двухтактными дизелями простого действия с общей камерой сгорания (имеют ограниченное применение на судах);

— роду рабочего цикла<sup>1</sup>:

*с подводом теплоты при почти постоянном объеме* ( $V = \text{const}$ ) — двигатели с принудительным зажиганием топлива и низкой степенью сжатия (карбюраторные и газовые);

*с подводом теплоты при почти постоянном давлении* ( $p = \text{const}$ ) — двигатели с воздушным распыливанием топлива, самовоспламенением и высокой степенью сжатия (компрессорные дизели строят как исключение);

*со смешанным подводом теплоты* частично по изохоре ( $V = \text{const}$ ) и частично по изобаре ( $p \approx \text{const}$ ) — все современные дизели с высокой степенью сжатия, механическим впрыском топлива и самовоспламенением;

— роду применяемого топлива:

*легкое жидкое топливо* (бензин, лигроин, керосин, бензол и др.), которое вводится в цилиндр в парообразном состоянии в смеси с воздухом;

*тяжелое жидкое топливо* (дизельное, моторное, соляровое масло, газойль, мазут и др.), впрыскиваемое в цилиндр под давлением;

*газообразное топливо* (газы — естественный, генераторный, сжиженный и др.); газ и воздух вводят раздельно или в смеси; зажигание производят электрической искрой;

*газожидкостные*: основное топливо — газ; запальное топливо (около 10—15%) — жидкое;

*многотопливные*, приспособленные для работы на широком ассортименте жидких топлив — от легких до тяжелых;

— способу наполнения рабочего цилиндра:

*без наддува*, у которых наполнение воздухом или рабочей смесью обеспечивается перемещением поршня (из в. м. т. в н. м. т.) или за счет продувочного воздуха;

*с наддувом*, у которых воздух или рабочая смесь подается в цилиндр под повышенным давлением наддува  $p_k$  из особого наддувочного или продувочно-наддувочного агрегата.

*Наддувом* принято считать принудительную подачу воздуха под давлением в цилиндр;

— способу смесеобразования:

*с внутренним смесеобразованием*, у которых рабочая смесь образуется внутри цилиндра в результате распыливания топлива (все дизели, а также двигатели: легкого топлива с непосредственным впрыском в цилиндр).

Основными способами внутреннего смесеобразования дизелей являются объемное, объемно-плечное и плечное; последнее находит применение у маломощных дизелей с диаметром цилиндра до 150 мм;

*с внешним смесеобразованием*, у которых горючая смесь, состоящая из паров легкого жидкого топлива с воздухом (или газа с воздухом), образуется вне рабочего цилиндра (двигатели карбюраторные, а также газообразного топлива с искровым зажиганием).

<sup>1</sup> Подразделение рабочих циклов является условным и применяется по аналогии с идеальными циклами ДВС.

Смесеобразованием принято считать процесс организованного смешения распыленного топлива с воздухом с целью подготовки рабочей смеси для сжигания. Под *рабочей смесью* подразумевают смесь, состоящую из свежего заряда воздуха, распыленного топлива и газов, оставшихся в цилиндре в конце рабочего цикла;

— конфигурации камер сгорания (КС):

с *неразделенными однополостными КС* (в основном дизели средней и большой мощности);

с *полуразделенными КС* (например, дизели с КС в поршне);

с *разделенными двумя или более полостями КС* (предкамерные, вихрекамерные, воздушнокамерные);

— способу воспламенения топлива:

с *самовоспламенением* впрыскиваемого в КС топлива благодаря высокой температуре (800—1000 К), достигаемой в конце процесса сжатия;

с *принудительным зажиганием*, т. е. горючая смесь воспламеняется от постороннего источника — электрической искры (карбюраторные и газовые ДВС);

с *комбинированным воспламенением*, например, у «газодизелей», в которых основная горючая газовая смесь поджигается за счет самовоспламенения небольшого количества (10—15%) жидкого распыленного запального топлива, впрыскиваемого в цилиндр;

— конструктивному выполнению:

*тронковые*, у которых направляющей является тронковая часть поршня;

*крейцкопфные* (К), у которых направляющей поршня служит ползун, перемещающийся по параллелям;

— расположению рабочих цилиндров: *вертикальные* (большая часть дизелей), *горизонтальные*, *однорядные*, *V-образные*, *двухрядные*, *многорядные*, *звездообразные*, с ПДП и др.;

— возможности изменения направления вращения коленчатого вала:

*нереверсивные*, имеющие одно постоянное направление вращения (в основном вспомогательные судовые дизели).

При использовании непереворачивающегося дизеля в качестве главного последний снабжается особым реверсивным устройством либо работает на винт регулируемого шага (ВРШ);

*реверсивные* (Р), у которых изменение направления вращения осуществляется особым реверсивным механизмом, изменяющим фазы газораспределения (главные судовые дизели);

— частоте вращения коленчатого вала  $n$ , об/мин:

*малооборотные* (МОД)  $100 < n \leq 350$

*среднеоборотные* (СОД)  $350 < n \leq 750$

*высокооборотные* (ВОД)  $750 < n \leq 2500$

— средней скорости поршня  $c_m$ , м/с:

*тихоходные*  $4,5 < c_m \leq 7$

*средней быстротходности*  $7,0 < c_m \leq 10$

*быстроходные*  $10 < c_m \leq 15$

— назначению:

*главные реверсивные* с непосредственной передачей мощности на винт или при посредстве какой-либо передачи (например, гидрозубчатой);

*главные непереворачивающиеся*, имеющие какие-либо реверсивные устройства (реверс-редуктор, ВРШ, реверсивные муфты) или работающие на электрогенераторы;

*вспомогательные* судовые непереворачивающиеся, приводящие в действие вспомогательные механизмы машинной установки (например, дизель-генераторы, дизель-компрессоры и др.).

### 1.3. ОСОБЕННОСТИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Судовые дизельные установки (СДУ) по сравнению с другими видами энергетических установок обладают рядом технико-экономических и эксплуатационных преимуществ:

— постоянной готовностью к действию благодаря минимальному времени, необходимому для подготовки дизеля к пуску;

— высокой степенью использования теплоты топлива: эффективный к. п. д. лежит в пределах от 40 до 45%, что соответствует удельному расходу топлива от 160 до 140 г/(э. л. с·ч);

— возможностью длительной работы без пополнения запасов топлива на судне;

— пожаро- и взрывобезопасностью;

— относительно низким температурным уровнем, создаваемым в машинном отделении, что создает хорошие условия для работы обслуживающего персонала;

— простотой осуществления дистанционного автоматического управления;

— широким диапазоном мощности, частоты вращения, габаритов и массы двигателей, позволяющим создавать высокоэффективные установки для судов самого различного назначения и тоннажа.

К основным недостаткам СДУ можно отнести: сложность конструкции и связанное с этим повышение затрат на изготовление дизелей; высокий уровень шума дизелей (в особенности ВОД); значительные массы и габариты МОД крейцкопфного типа большой мощности.

Повышение основных показателей рабочего цикла осуществляется за счет совершенствования процессов газообмена, продувки — наддува, смесеобразования и сгорания. Снижение удельных расходов топлива обеспечивается в результате комплексного усовершенствования рабочего цикла двигателей, а также более глубокой утилизации теплоты выпускных газов.

Дальнейшего улучшения показателей СДУ можно достигнуть за счет следующих мероприятий:

— широкого внедрения СОД, обладающих рядом преимуществ по сравнению с МОД и дизелями других типов (в особенности по массогабаритным параметрам);

— расширения использования более дешевых сортов топлива, например тяжелых сернистых топлив (включая мазуты), не только для МОД, но и СОД;

— высокой степени автоматизации с целью упрощения и совершенствования системы контроля за работой и управлением дизеля;

— снижения эксплуатационных расходов на обслуживающий персонал;

— повышения надежности и сроков службы дизеля до первой переборки и до капитального ремонта;

— снижения стоимости дизелей в результате сокращения количества типоразмеров и внедрения дизелей новых типов.

## Глава 2

### СХЕМЫ РАБОТЫ СУДОВЫХ ДВС

#### 2.1. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЙ ДИЗЕЛЬ БЕЗ НАДДУВА

Схема работы четырехтактного дизеля без наддува применительно к тронковому двигателю простого действия с непосредственным распыливанием топлива показана на рис. 2.1. Крайние положения поршня в цилиндре, при которых расстояния от поршня до оси коленчатого вала достигают максимальной и минимальной величин, называют соответственно *верхней и нижней мертвыми точками* (в. м. т. и н. м. т.).

Первый ход поршня — впуск, или всасывание, осуществляет процесс наполнения цилиндра воздухом (такт I). При нисходящем движении поршня *a* из в. м. т. до н. м. т. через впускной патрубок *b* и расположенный в крышке впускной клапан *в* в цилиндр поступает воздух из окружающей среды. Впускной клапан приводится в действие от распределительного вала (на рисунке не показан), частота вращения которого должна быть в два раза меньше частоты вращения коленчатого вала (для осуществления четырехтактного цикла).

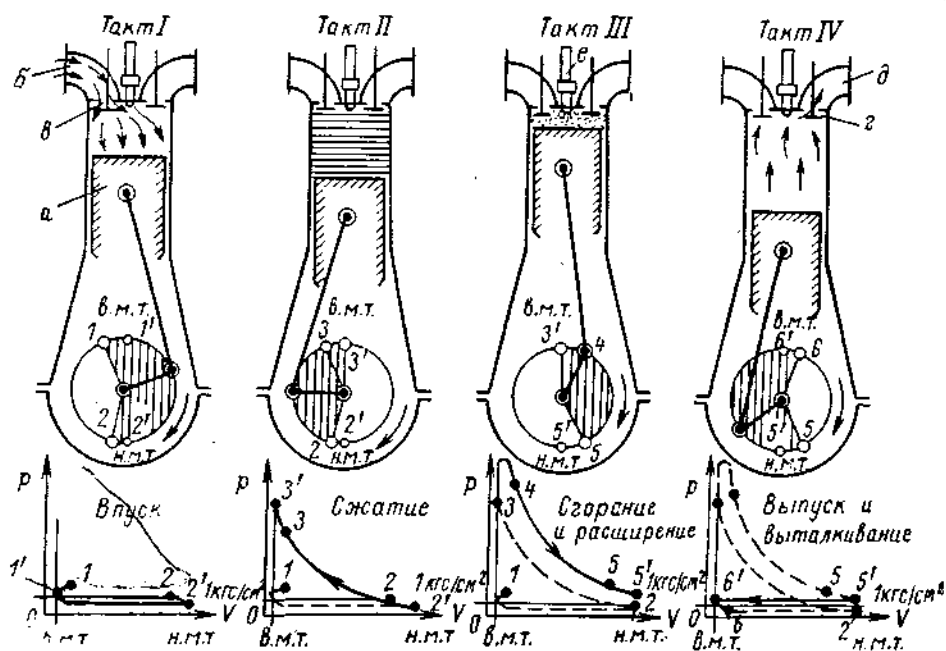


Рис. 2.1. Схема работы четырехтактного дизеля без наддува.

Во время первого хода поршня выпускной клапан должен быть закрыт.

В цилиндре за период наполнения устанавливается небольшое разрежение (около  $0,05-0,10$  кгс/см<sup>2</sup>) вследствие гидравлических потерь во впускном тракте и, особенно, во впускном клапане, наибольшее проходное сечение которого ограничено из конструктивных соображений.

Для максимального наполнения цилиндров свежим воздухом впускной клапан должен открываться несколько ранее в. м. т. (точка 1), т. е. с углом опережения впуска  $\varphi_{1-1'} \approx 20+30^\circ$ ; это обеспечит благоприятные условия поступления воздуха в начале всасывания. Чтобы увеличить время поступления воздуха в цилиндр, закрытие впускного клапана осуществляется после прохождения поршнем н. м. т. (точка 2) с углом запаздывания закрытия  $\varphi_{2-2'} \approx 20+40^\circ$ . Углы опережения  $\varphi_{1-1'}$  и запаздывания  $\varphi_{2-2'}$  зависят в основном от типа двигателя и степени его быстротходности. Общий угол поворота коленчатого вала (п. к. в.), соответствующий всему процессу впуска  $\varphi_{1-2}$ , составляет примерно  $220-250^\circ$ .

Второй ход поршня — сжатие воздуха (такт II) осуществляет в основном процесс уменьшения объема рабочего тела для повышения его конечной температуры. Сжатие воздуха, поступившего в цилиндр за первый ход поршня, происходит при восходящем движении поршня (от н. м. т. к в. м. т.), начиная с момента закрытия впускного клапана (точка 2) до момента прихода поршня в в. м. т. (точка 3); во время сжатия все клапаны цилиндра должны быть закрыты.

Основные параметры в конце сжатия определяются объемом камеры сжатия  $V_c$  и степенью сжатия  $\varepsilon$ . В дизелях для достижения необходимой для самовоспламенения топлива температуры в конце сжатия ( $t_c \approx 600 + 800^\circ \text{C}$ ) степень сжатия  $\varepsilon$  должна быть не ниже 12—13; соответствующее давление в конце сжатия  $p_c \approx 28 + 35 \text{ кгс/см}^2$ . Общий угол п. к. в. всего процесса сжатия  $\varphi_{2-3}$  составляет около  $140 - 160^\circ$  (с учетом угла запаздывания закрытия впускного клапана).

Третий ход поршня — горение топлива и расширение продуктов сгорания осуществляет в основном так называемый *рабочий ход* двигателя (такт III). Чтобы обеспечить физико-химическую подготовку топлива к самовоспламенению, жидкое топливо начинают впрыскивать в цилиндр в распыленном виде под большим давлением через форсунку  $e$  с углом опережения впрыска  $\varphi_{3-3'} \approx 10 + 30^\circ$  п. к. в.

Распыленное топливо, смешанное со сжатым воздухом, самовоспламеняется около в. м. т. и сгорает, благодаря чему давление в цилиндре повышается до  $p_2 \approx 50 + 80 \text{ кгс/см}^2$ , а температура до  $t_2 \approx 1400 + 1600^\circ \text{C}$ .

Горение топлива заканчивается за в. м. т. (точка 4), после чего начинается расширение продуктов сгорания; общий угол, соответствующий процессу сгорания,  $\varphi_{3-4} \approx 40 + 60^\circ$  п. к. в. Давление газов за время сгорания и расширения передается на поршень и используется для совершения полезной работы при нисходящем движении поршня до начала открытия выпускного клапана (точка 5). К концу расширения давление в цилиндре  $p_b$  падает примерно до  $2,5 - 6,0 \text{ кгс/см}^2$ , а температура газов  $t_b$  — до  $600 - 750^\circ \text{C}$ . Общий угол п. к. в., отводимый на процессы сгорания и расширения,  $\varphi_{3-5} = 160 + 180^\circ$ .

Четвертый ход поршня осуществляет в ы п у с к отработавших газов (такт IV). Выпускной клапан  $g$ , расположенный в крышке и имеющий привод (так же, как и впускной) от распределительного вала, открывается до н. м. т. на угол опережения открытия  $\varphi_{5-5'} \approx 20 + 40^\circ$  п. к. в.; это делается с целью снизить давление к концу хода поршня примерно до давления окружающей среды и обеспечить таким образом небольшое противодавление при выталкивании продуктов сгорания (во время восходящего хода поршня). Для более совершенного удаления продуктов сгорания закрытие выпускного клапана происходит после прохождения поршнем в. м. т. с запаздыванием закрытия на угол  $\varphi_{6-6'}$ , равный  $10 - 20^\circ$ . Продукты сгорания через выпускные клапаны и патрубок  $d$  поступают в газораспределительный коллектор с давлением  $p_r \approx 1,05 + 1,1 \text{ кгс/см}^2$  и температурой  $t_r \approx 300 + 500^\circ \text{C}$ .

При положении поршня в в. м. т. (точка 6) продукты сгорания, занимающие объем, равный объему камеры сжатия  $V_c$ , не могут быть полностью удалены из цилиндра (если не предусмотрена так называемая продувка камеры сжатия). Поэтому остаточные газы в дальнейшем смешиваются с воздухом, который начинает поступать в цилиндр через впускной клапан при нисходящем движении поршня. Таким образом, по окончании выталкивания продуктов сгорания начинается новый рабочий цикл, отдельные процессы которого повторяются в указанной последовательности.

## 2.2. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА И СХЕМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ БЕЗ НАДДУВА

Рабочий цикл двигателя наглядно изображен на развернутой индикаторной диаграмме (рис. 2.2, а). В свернутом виде (по ходу поршня) индикаторная диаграмма представлена в виде замкнутой кривой (рис.



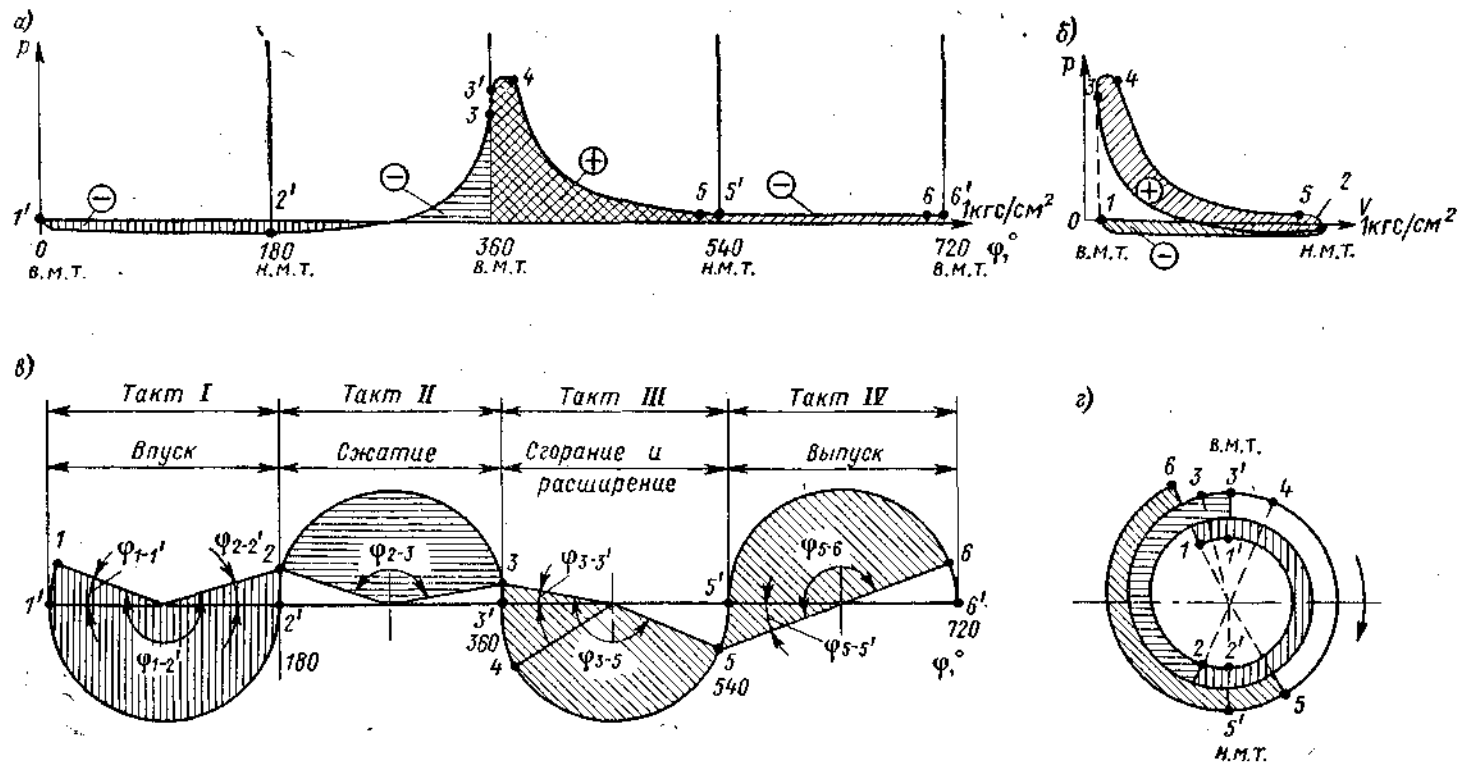


Рис. 2.2. Диаграммы рабочего цикла и газораспределения четырехтактных дизелей.

2.2, б). Из рассмотрения диаграммы можно сделать следующие выводы:

— рабочий цикл четырехтактного двигателя осуществляется за время, соответствующее  $720^\circ$  п. к. в., т. е. двум оборотам коленчатого вала;

— из четырех тактов рабочего цикла только такт *III* является рабочим и используется для совершения полезной работы (площадь  $\oplus$  на рис. 2.2, б);

— в течение остальных трех тактов, т. е. впуска, сжатия и выпуска, в цилиндре осуществляются вспомогательные процессы, для совершения которых требуется подвод энергии (площадь  $\ominus$  на рис. 2.2, б). При впуске двигатель работает в качестве поршневого компрессора, засасывающего воздух, при сжатии — в качестве компрессора, сжимающего воздух, и, наконец, при выпуске — в качестве поршневого компрессора, выталкивающего отработавшие газы в окружающую среду.

Энергия, необходимая для осуществления вспомогательных процессов в одноцилиндровом двигателе, пополняется за счет запаса кинетической энергии, аккумулированной в маховике, а в многоцилиндровых — за счет рабочих тактов других цилиндров.

При рассмотрении схемы работы цикла дизеля было установлено, что фазы газораспределения не совпадают с в. м. т. и н. м. т. поршня. Моменты газораспределения, а также углы, соответствующие отдельным фазам распределения, показаны на развернутой и круговой схемах распределения (рис. 2.2, в, г). Правильный выбор фаз газораспределения в значительной степени влияет на мощность и экономичность двигателя. Окончательную установку фаз газораспределения производят при доводке двигателя на стенде завода и корректируют по полученным индикаторным диаграммам.

### 2.3. СХЕМА РАБОТЫ ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ БЕЗ НАДДУВА

В двухтактных двигателях рабочий цикл осуществляется за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала. Это достигается благодаря тому, что выталкивание и всасывание (четыретактного дизеля) заменяются процессами выпуска и продувки, происходящими при положении поршня около н. м. т. и занимающими по углу п. к. в. всего  $120\text{--}140^\circ$ . В двухтактных двигателях в зависимости от способа осуществления продувки применяют две основные схемы — *контурную* и *прямоточную*.

Наиболее совершенными являются прямоточные системы продувки. На рис. 2.3 показана схема работы двухтактного дизеля тронкового типа с прямоточно-клапанной продувкой и ротативным продувочным компрессором. Рассмотрим работу двигателя.

**Такт I.** При восходящем движении поршня в цилиндре заканчиваются процессы выпуска, продувки, наполнения цилиндра воздухом и сжатия (до в. м. т.).

**Такт II.** При нисходящем движении поршня в цилиндре происходит горение, расширение, выпуск и продувка. Расширение продуктов сгорания осуществляется до начала открытия выпускных клапанов *в*, приводимых в движение от распределительного вала, имеющего ту же частоту вращения, что и коленчатый вал двигателя. После снижения давления в цилиндре до давления продувочного воздуха открываются продувочные окна *б* и начинаются продувка и наполнение цилиндра, продолжающиеся и за н. м. т.

Далее рабочий цикл повторяется в указанном ранее порядке.

Из диаграммы рабочего цикла и газораспределения двухтактного дизеля (см. рис. 2.3) видно, что весь рабочий цикл осуществляется за  $360^\circ$  п. к. в., т. е. за один оборот коленчатого вала.

В течение такта *I* происходят выпуск, продувка и сжатие воздуха; для осуществления сжатия необходима затрата энергии. Такт *II* является рабочим тактом, за время которого энергия сгорающего топлива и расши-

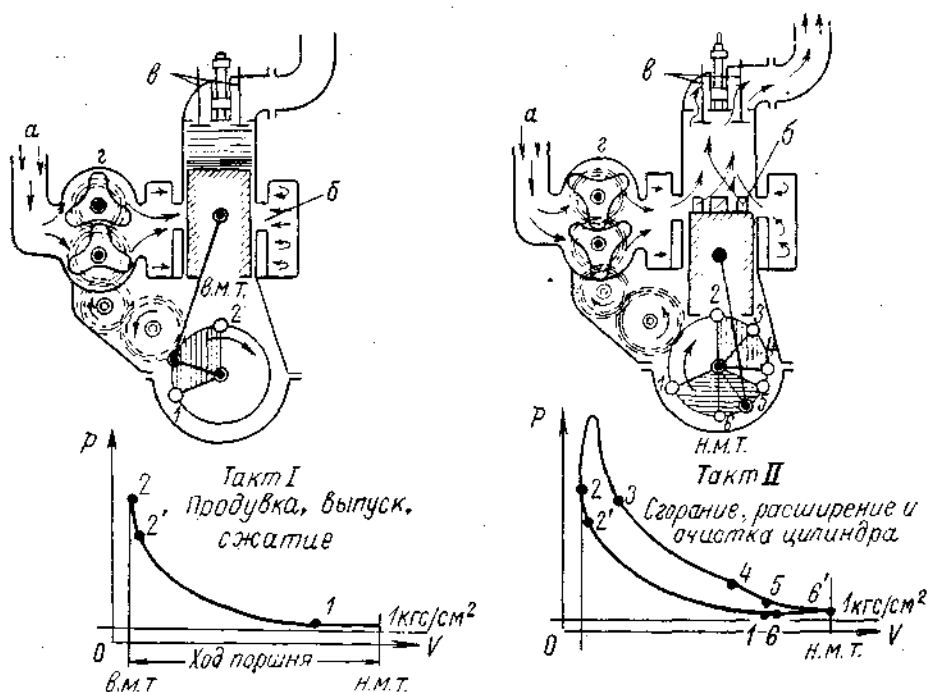


Рис. 2.3. Диаграмма работы двухтактного дизеля с прямоточно-клапанной продувкой. *а* — впускной патрубок; *б* — продувочные окна; *в* — выпускные клапаны; *г* — ротационный компрессор.

ряющихся продуктов сгорания используется для совершения полезной работы. Выпуск и продувка цилиндра являются вспомогательными процессами, при этом на механический привод компрессора затрачивается от 3 до 5% мощности двигателя (у дизелей без наддува).

## Глава 3

### ПОРШНЕВАЯ ГРУППА

#### 3.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ ПОРШНЕЙ

Поршневая группа состоит из поршня цельного или составного (головки и направляющей), поршневых колец (уплотнительных и масло-съемных), поршневого пальца (у тронковых дизелей), устройства для охлаждения головки и штока поршня (у крейцкопфных дизелей).

Условия работы поршня тяжелые, так как он подвергается воздействию как механических нагрузок от давления газов и сил инерции, так и термических нагрузок вследствие необходимости отвода теплоты от головки поршня в охлаждающую среду. В наиболее тяжелых условиях работают поршни высокооборотных и высокофорсированных по наддуву судовых дизелей.

Перечислим основные требования, предъявляемые к конструкции поршня:

- надежное уплотнение цилиндра от пропуска газов;
- эффективный отвод теплоты от головки поршня;
- высокая износостойкость направляющей поверхности поршня и поршневых колец.
- выбор надлежащих материалов для головки и направляющей, гарантирующих надежную и длительную работу поршня;

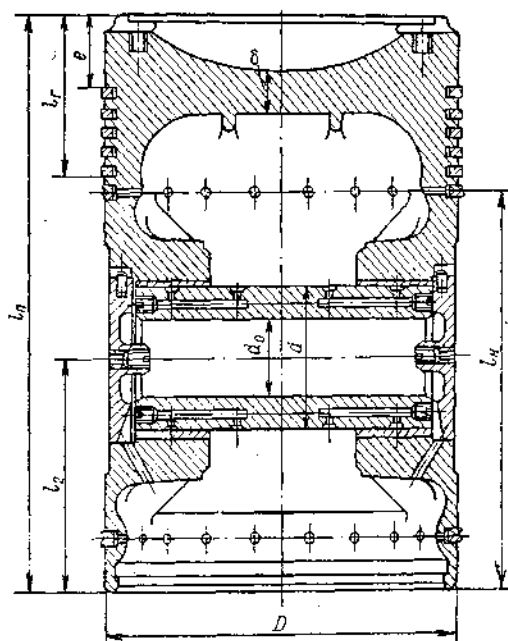


Рис. 3.1. Цельнолитой чугунный поршень тронкового дизеля.

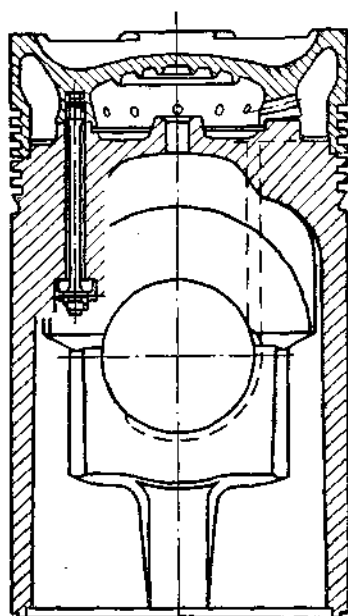


Рис. 3.2. Поршень СОД тип VV 40/54 с отъемной головкой.

- обеспечение надежной смазки направляющей, поршневых колец и пальца;
- максимально возможный срок службы до первой переборки поршневой группы.

По конструктивному выполнению различают поршни судовых дизелей *тронкового* и *крейцкопфного* типов. Поршни тронковых дизелей изготовляют либо цельнолитыми (рис. 3.1) из чугуна или алюминиевых сплавов, либо с отъемной отдельной головкой (рис. 3.2). Преимущества последней конструкции заключаются в том, что можно изготовлять головку из жаропрочных материалов повышенной прочности, а также при необходимости заменять головку в период эксплуатации запасной. Недостатком тронковых дизелей является передача нормальной силы поршнем на стенку втулки цилиндра, что вызывает рост работы трения, а следовательно, повышенный износ поршня и втулки (по сравнению с крейцкопфными дизелями).

Поршни крейцкопфных дизелей, применяемые в основном только для МОД, в отличие от тронковых полностью разгружены от нормального давления на втулку цилиндра, что дает возможность значительно увеличить диаметральный зазор между поршнем и втулкой и устранить усиленный износ или заедание поршня (при перегреве или перекосах поршня). Основным недостатком крейцкопфных дизелей является усложнение кон-

струкции, а также увеличение высоты дизеля и его массы вследствие необходимости введения крейцкопфного механизма.

В зависимости от цилиндровой мощности, тактности и степени формирования поршни выполняют без охлаждения и с охлаждением. Охлаждающей средой в тронковых дизелях служит только масло, а в крейцкопфных — масло и пресная вода.

Конструкции головок поршней весьма разнообразны и зависят от типа дизеля и системы смесеобразования. У судовых двухтактных МОД применяют, как правило, объемное смесеобразование и неразделенные камеры сгорания.

Днища поршней подвергаются высоким механическим и тепловым нагрузкам; температура нагрева днищ чугунных поршней достигает  $450^{\circ}\text{C}$ , а поршней из алюминиевых сплавов  $350^{\circ}\text{C}$ .

На головке поршня размещают канавки для поршневых колец, а также устройства для охлаждения днища и колец; число уплотнительных колец составляет обычно от 3 до 7 в зависимости от быстроходности дизеля. Количество колец незначительно влияет на качество газоуплотнения. Например, у ВОД благодаря повышенному уплотняющему действию колец газоуплотнение можно обеспечить всего двумя кольцами; на практике применяют 3—4 кольца для ВОД и 5—7 для МОД. Большее количество колец необходимо для сохранения герметичности уплотнения в случае пригорания одного или двух колец, а также для лучшего теплоотвода от головки в воду, охлаждающую втулку.

Верхнее поршневое кольцо, работающее в наиболее тяжелых условиях, желательно удалять от днища поршня на расстояние  $e \approx (0,15 \div 0,30) D$  в зоне верхнего уровня охлаждаемой части втулки. Для предохранения верхнего кольца от перегрева иногда над ним располагают круговую канавку (рис. 3.3, а), служащую тепловым барьером.

Во избежание быстрой разработки канавки по высоте в головку поршня из алюминиевых сплавов иногда заливают особую обойму для верхнего кольца (рис. 3.3, б), изготовленную из аустенитного чугуна (например, нирезиста с большим содержанием Ni, обладающего повышенной прочностью при высокой температуре).

У цельнолитых поршней тронковых дизелей головка после нижнего кольца переходит непосредственно в направляющую (тронковую часть) поршня, в которой при обычной конструкции размещают два гнезда для поршневого пальца. Длина направляющей поршня  $l_n$  зависит от типа дизеля; чем быстроходнее дизель, тем короче направляющая и больше удельное давление на стенку (до  $6\text{--}8 \text{ кгс/см}^2$ ). На рис. 3.4 показан поршень из алюминиевого сплава легкого ВОД типа М-601, длина направляющей которого составляет около 45% диаметра поршня.

Во избежание овализации поршня при нагреве направляющая поршня должна быть по возможности легкой и вместе с тем жесткой. Нормальная длина направляющей поршней СОД  $l_n = (1,6 \div 1,5) l_n$ ; наибольшей длины достигают направляющие поршней двухтактных тронковых СОД с кон-

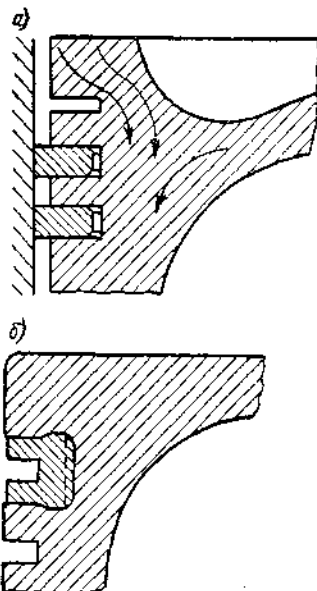


Рис. 3.3. Защитные меры для верхних поршневых колец: а — тепловой барьер; б — обойма из нирезиста.

турной продувкой (в связи с необходимостью перекрывать окна при верхнем положении поршня).

Канавки для масляемых колец у СОД размещают следующим образом: одну под последним уплотнительным кольцом и одну или две в нижней части направляющей; у ВОД с укороченной направляющей ограничиваются всего одной канавкой непосредственно под поршневым пальцем.

Для ускорения приработки направляющей чугунного поршня рекомендуется покрывать ее тонким слоем олова ( $\delta \approx 0,01$  мм).

В современных конструкциях поршней применяют в основном так называемые *плавающие пальцы*, нефиксиро-

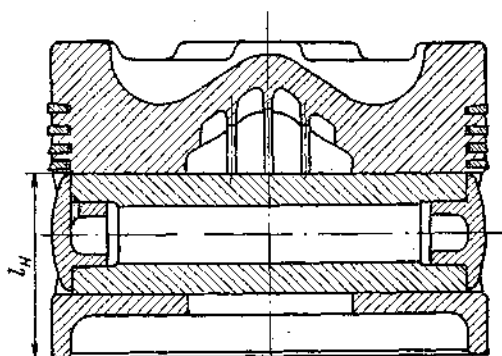


Рис. 3.4. Поршень из алюминиевого сплава легкого ВОД типа М-601 (ЧН 18/20).

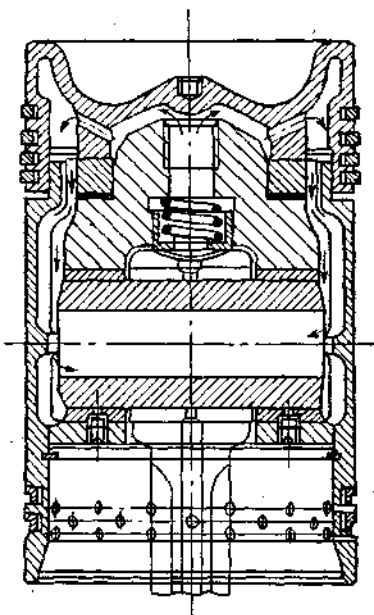


Рис. 3.5. Поршень СОД типа 40Д со вставкой для крепления поршневого пальца.

ванные в опорных гнездах и имеющие возможность свободно проворачиваться вокруг своей оси; продольное расширение пальца ограничивается либо заглушками, либо особыми пружинными кольцами. Одной из рациональных конструкций является крепление пальца в особом цилиндрическом проставке, установленном в поршне и прикрепленном к головке. В этом случае тронковая часть поршня не прорезается отверстиями для гнезд и при нагреве равномерно деформируется. Примером такой конструкции является поршень дизеля 40Д (рис. 3.5), у которого вставка крепится к головке удлиненными шпильками (для увеличения их податливости).

### 3.2. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕЙ

Отвод теплоты от горячей головки проще всего осуществляется у неохлаждаемых поршней — через поршневые кольца в воду, охлаждающую втулку; этот способ можно использовать только в тронковых дизелях с относительно небольшой цилиндровой мощностью  $N_{\text{ец}}$ , например у четырехтактных дизелей с чугунными поршнями при  $N_{\text{ец}} \leq 120$  л. с. и у двухтактных при  $N_{\text{ец}} \leq 60$  л. с. (условно принято, что тепловая нагрузка поршня двухтактных дизелей вдвое больше, чем четырехтактных). Цилиндровую мощность  $N_{\text{ец}}$  поршней из алюминиевых сплавов можно увеличить примерно до 250 л. с. в четырехтактных и до 125 л. с. в двухтактных дизелях (при отсутствии охлаждения).

По опытным данным, количество теплоты, отводимой от неохлаждаемого поршня в охлаждающую воду через поршневые кольца и направляющую, составляет соответственно 60—75 и 25—40%.

Для равномерного распределения теплового потока целесообразно увеличивать толщину днища (до  $\delta \approx (0,12 \div 0,14) D$ ), а также переходных сечений от центра днища к боковым стенкам головки, например за счет выбора большего радиуса закругления. При указанном способе отвода теплоты необходимо добиваться, чтобы температура канавки первого поршневого кольца не превышала 200—220° С, а температура днища не была выше указанных ранее пределов.

Основной недостаток рассмотренного способа отвода теплоты — возрастание массы поршня, а следовательно, и сил инерции поршневой группы.

Наиболее эффективным средством снижения температуры головок поршней, как известно, является внутреннее охлаждение головок не только при больших, но и при относительно малых диаметрах цилиндра ( $D \leq 200$  мм) в связи со значительной форсировкой ВОД по наддуву. Доля теплоты, отводимой от головки поршня в охлаждающую среду, составляет при масляном охлаждении от 4 до 10% и при водяном от 10 до 15% (в зависимости от системы охлаждения).

Для тронковых МОД и СОД применяют следующие основные способы охлаждения головок маслом: 1) разбрызгиванием масла, подводимого

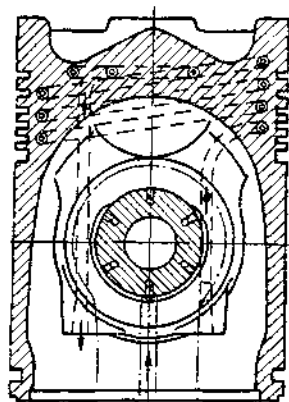


Рис. 3.6. Охлаждение алюминиевого поршня маслом посредством эмеевика, залитого в головку.

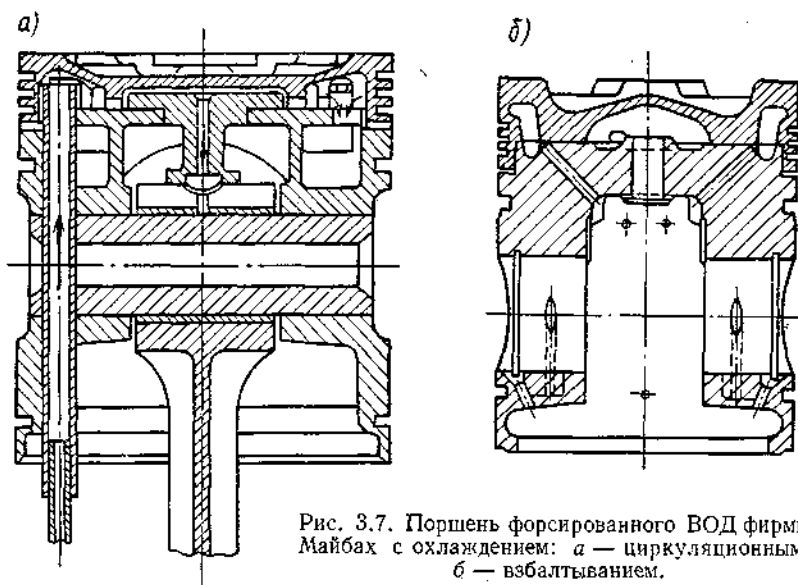


Рис. 3.7. Поршень форсированного ВОД фирмы Майбах с охлаждением: а — циркуляционным; б — взбалтыванием.

через шатун к внутренней полости головки; 2) циркуляцией масла (см. рис. 3.5) с повышенной скоростью между внутренней полостью днища и вытеснителями (при отъемной головке) либо через эмеевик, залитый в тело головки (рис. 3.6); 3) взбалтыванием масла, поступающего в отно-

сительно большую полость охлаждения между днищем отъемной головки и корпусом направляющей (см. рис. 3.2).

Подвод охлаждающего масла к головке осуществляется либо через шатун, либо посредством телескопического устройства.

На рис. 3.7 показаны две конструкции поршней форсированного ВОД фирмы Майбах: устарелая (рис. 3.7, а) — с телескопическим устройством и циркуляционным охлаждением ( $D = 185$  мм и  $N_{\text{ед}} = 250$  л. с. при  $n = 2000$  об/мин и  $p_e = 11,7$  кгс/см<sup>2</sup>) и новая (рис. 3.7, б) — с охлаждением взбалтыванием масла ( $p_e = 17,2$  кгс/см<sup>2</sup>).

### 3.3. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕЙ КРУПНЫХ ДВУХТАКТНЫХ КРЕЙЦКОПФНЫХ МОД

Цилиндровая мощность  $N_{\text{ед}}$  МОД в настоящее время достигает 1500—5000 л. с. при  $D = 500 \div 1050$  мм,  $n = 140 \div 100$  об/мин и  $p_e = 10 \div 12$  кгс/см<sup>2</sup>.

Для обеспечения полной надежности работы поршневой группы в этих тяжелых условиях конструкцию и способы охлаждения поршней пришлось

коренным образом пересмотреть и модернизировать. Основное внимание при этом было обращено на снижение температурного уровня днища поршня, а также кольцевого пояса головки, в котором расположены поршневые кольца.

Ниже приведены конструкции поршней мощных зарубежных МОД. На рис. 3.8 дано сопоставление двух конструкций поршней дизелей фирмы Бурмейстер и Вайн: типов K98FF (новая) и 84VT2BF-180 (устарелая). В новой конструкции предусмотрены кольцевой проставок 1 для подкрепления днища (с диаметром, равным примерно  $0,75D$ ), допускающий сохранение той же толщины днища при увеличении диаметра цилиндра или

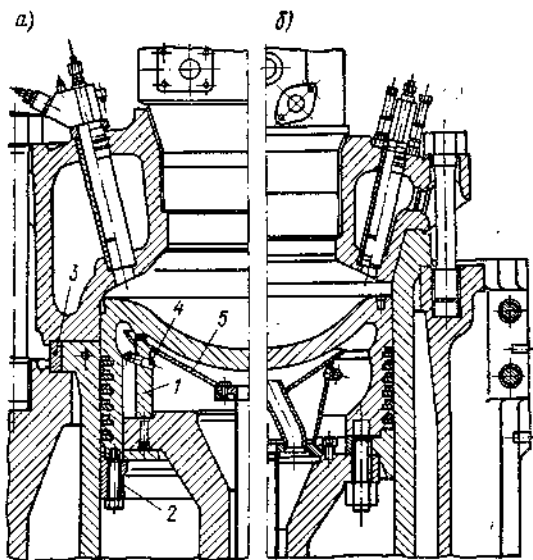


Рис. 3.8. Конструкции поршней МОД фирмы Бурмейстер и Вайн, охлаждаемых маслом: а — типа K98FF (новая); б — типа 84VT2BF-180 (устарелая).

давления сгорания, и крепление головки к штоку с помощью чугунного направляющего пояса 2 и пружинного затвора; масло подается по штоку и поступает через тангенциально направленные сопла 4, охлаждает поршневые кольца, через верхнюю часть проставка поступает в пространство под днищем (ограниченное вытеснителем 5) и сливается по центральной трубе; верхняя и нижняя поверхности канавок колец хромированы; температура канавки первого (верхнего) кольца не превышает  $105^\circ \text{C}$ , что обеспечивает оптимальные условия работы колец в отличие от прежней конструкции. Кроме того, крышка выполнена полуконической, а фланец втулки имеет круговой канал для охлаждения и стальной бандаж 3, предохраняющий втулку от появления в ней трещин (при перегреве).

В новых модификациях дизелей фирмы Зульцер типа RND для охлаждения головки поршня используют вместо масла (рис. 3.9, а) пресную



воду (рис. 3.9, б). В связи с контурной системой продувки поршень состоит из головки и длинной направляющей, назначение которой перекрывать окна при верхнем положении поршня. Охлаждающая пресная вода подводится и отводится по полностью отделенному от картера устройству, предотвращающему попадание воды в масляную систему. Поршневая головка отливается из нержавеющей молибденовой стали; днище поршня подпирается ребрами, что дает возможность утонить его примерно до 0,07D

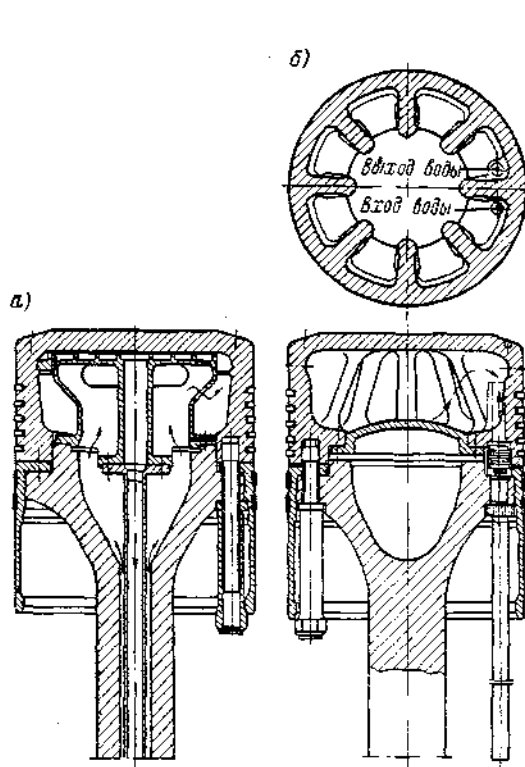


Рис. 3.9. Конструкции поршней МОД фирмы Зульцер: а — охлаждаемого маслом; б — охлаждаемого водой.

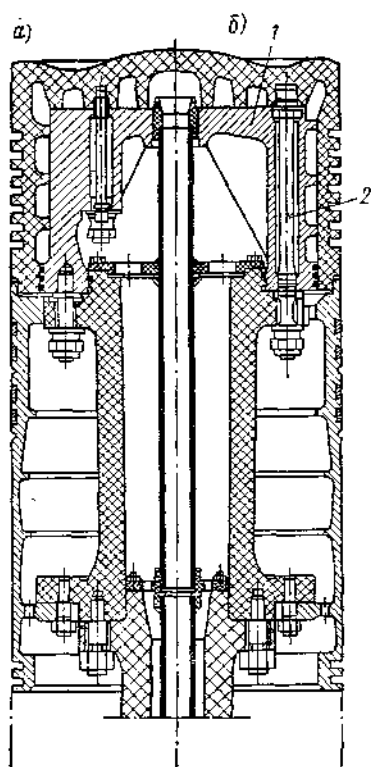


Рис. 3.10. Конструкция охлаждаемых маслом поршней МОД типа 1060S фирмы G.M.T.: а — устаревшая; б — новая.

(для снижения термических напряжений). При новой системе охлаждения головки и повышенном наддуве ( $p_e = 10 + 12 \text{ кгс/см}^2$ ) наибольшая температура на периферии днища не превышает 460 и 100°С соответственно с огневой и охлаждаемой сторон.

Новая конструкция поршня (рис. 3.10, б) дизелей фирмы G. M. T., имеющего циркуляционное масляное охлаждение, отличается от старой (рис. 3.10, а) утонением днища и креплением его вместе с проставком 1, подкрепляющим днище и являющимся вместе с тем вытеснителем, к фланцу штока удлиненными болтами 2 ( $l_b \approx 0,85D$ ) с увеличенной податливостью. Каналы для интенсификации масляного охлаждения в зоне поршневых колец имеют винтообразную форму, а под днищем — спиральную. Наибольшая температура при  $p_e = 10 \text{ кгс/см}^2$  на огневой стороне днища не превышает 450°С, а в зоне канавки первого кольца составляет примерно 175°С.

### 3.4. ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

Поршневые кольца подразделяются на уплотнительные (компрессионные) и маслосъемные.

Уплотнительные кольца служат для предотвращения проникновения (прорыва) газов из цилиндра в картер дизеля и отвода части теплоты от головки поршня в охлаждающую втулку воду (у неохлаждаемых дизелей).

Маслосъемные кольца предохраняют камеру сгорания от попадания в нее излишков масла, сбрасывая их в полость картера.

Уплотнительные кольца работают в тяжелых условиях, особенно первое (верхнее) кольцо. Совершая вместе с поршнем возвратно-поступательное движение, кольца сильно нагреваются от стенок головки, а также вследствие трения со втулкой и соприкосновения с горячими газами. В связи с высокой температурой первого кольца трудно обеспечить надлежащую смазку кольца, что приводит к повышенному износу.

Уплотняющее действие колец достигается благодаря прижатию их к зеркалу цилиндра и лабиринтному действию. Прижатие колец ко втулке происходит вследствие собственной упругости колец и давления газов, проникающих через зазоры в заколочные полости канавок.

Лабиринтное действие колец обеспечивается путем перетекания газов через зазоры над кольцами.

Рис. 3.11. Схема уплотнительного действия поршневых колец.

цилиндра и заколочные полости поршневых колец. Из схемы уплотнительного действия колец (рис. 3.11) видно, что наибольшее давление на стенку, примерно равное давлению в цилиндре  $p_2$ , наблюдается у первого кольца. По мере расширения газа и перетекания его в последующие заколочные полости давление газа понижается до давления окружающей среды. Основными условиями для сохранения уплотняющего действия колец являются правильное сопряжение колец по наружной их поверхности с зеркалом цилиндра, отсутствие перекоса колец (вследствие деформации головки) и неравномерного износа втулки и колец и др.

Качество газоплотнения мало зависит от количества колец. При нормальной обработке колец газоплотнение у ВОД можно обеспечить (как уже указывалось) всего двумя кольцами. Большее количество колец необходимо в основном для улучшения теплоотвода от головки, сохранения герметичности в случае пригорания верхнего кольца и уменьшения утечки заряда воздуха при запуске дизеля.

Первое поршневое кольцо подвергается воздействию высокой температуры, отводит наибольшее количество теплоты от поршня, прижимается к втулке около в. м. т. с давлением  $p = p_2$ . Для улучшения условий работы первого кольца применяют пористое хромирование (двух верхних колец), уменьшают заколочное пространство, снижают температуру канавки до 200—220° С, используют специальные конструкции колец (например, трапецидальную) и особые присадки к маслу.

Работа трения колец составляет около 40—50% всей работы трения дизеля; это объясняется тем, что эксплуатация двух верхних колец часто происходит в условиях полусухого трения.

Для предохранения колец от загорания их не следует фиксировать у поршней четырехтактных дизелей; это позволит кольцам перемещаться

в канавках. Кольца двухтактных дизелей обычно закрепляют из-за наличия окон в цилиндре.

Для МОД устанавливают от 1 до 3 малосъемных колец в конце направляющей поршня; у ВОД часто ограничиваются одним кольцом, расположенным над поршневым пальцем.

Излишки масла на зеркале цилиндра, подлежащие удалению, образуются за счет заброса циркуляционного масла на зеркало цилиндра (тронковые дизели) и насосного действия поршневых колец (рис. 3.12), состоящего в перекачке масла вследствие прижатия уплотнительных колец попеременно к верхней и нижней стенкам канавки. Для эффективного удаления масла с зеркала цилиндра кольца требуется снабжать режущей кромкой, плотно прилегающей к цилиндру. Для удаления масла, скапливающегося под кольцами, необходимо предусмотреть башмаки (прорези) или сверления в самих кольцах, а также радиальные отверстия в стенке направляющей поршня.

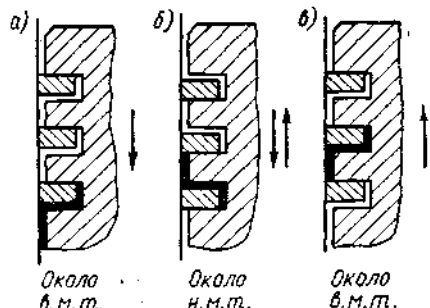


Рис. 3.12. Схемы насосного действия поршневых колец (а—в).

Конструкции поршневых колец весьма разнообразны: с прямоугольным симметричным поперечным сечением, с конусным передним срезом под углом  $1-2^\circ$  (рис. 3.13, а, б), клинообразные, или трапецевидные (рис. 3.13, в), скручивающиеся с несимметричным сечением (рис. 3.13, в, г), приобретающие при работе конусную форму (рис. 3.13, д, е), и, наконец, с уменьшенной высотой кольца со стороны втулки (рис. 3.13, ж).

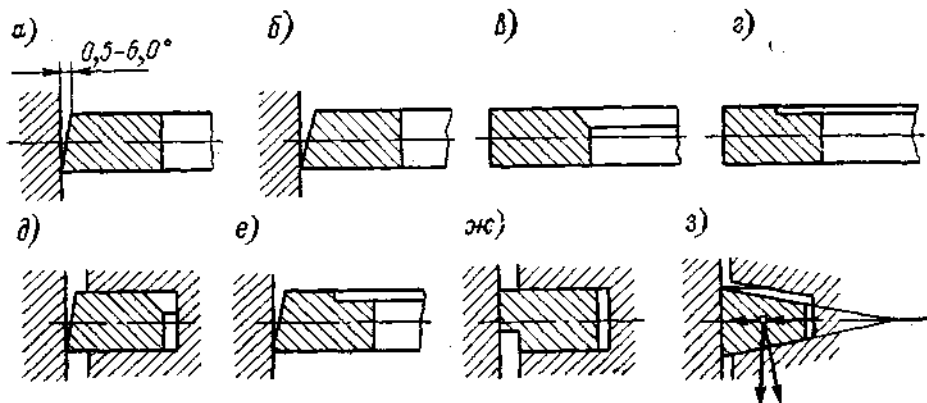


Рис. 3.13. Конструкции уплотнительных колец.

Для лучшей приработки колец используют иногда пояски, в которые вальцовывают ленты из антифрикционных сплавов, небольшие облуженные канавки и пористое хромирование первых двух колец.

Формы замков поршневых колец приведены на рис. 3.14. Наиболее простыми и прочными являются прямой разрез (рис. 3.14, а) и косой (рис. 3.14, б) под углом  $45^\circ$ . У МОД применяют также замки внахлест (рис. 3.14, в), имеющие несколько повышенную уплотняющую способность, но меньшую прочность по сравнению с косыми. Для увеличения уплотняющего эффекта для верхних двух колец вводят иногда составные кольца различного сечения (рис. 3.15).

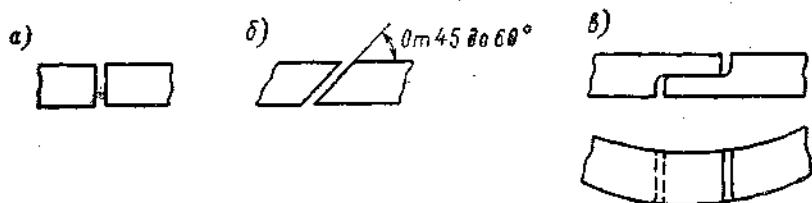


Рис. 3.14. Формы замков поршневых колец.



Рис. 3.15. Конструкции составных колец.

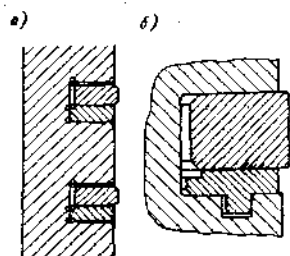


Рис. 3.16. Противозносные кольца: а — прихваченные к головке; б — Т-образной формы, установленные в канавке.

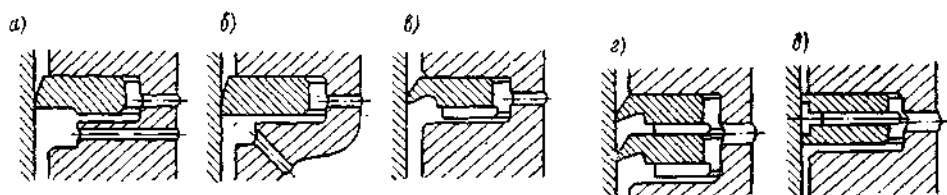
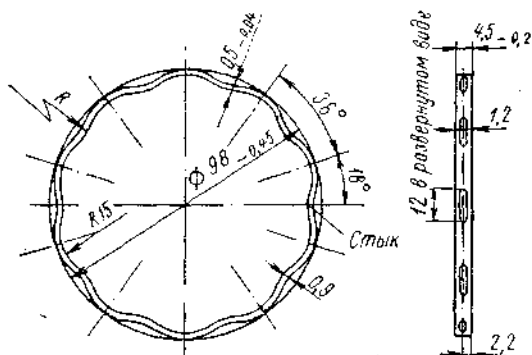


Рис. 3.17. Конструкции маслосъемных колец.

Рис. 3.18. Конструкция расширителя маслосъемного кольца.



Опорный пояс канавок поршневых колец сравнительно быстро изнашивается. Для увеличения срока службы канавок в МОД под поршневыми кольцами устанавливают противоизносные (рис. 3.16) из чугуна повышенной твердости, а также используют хромирование опорного пояса колец.

Рассмотрим конструкции маслосъемных колец. Для удаления излишков масла с зеркала цилиндра кольца имеют скосы на поверхности прилегания (рис. 3.17, а, б) либо ординарные (рис. 3.17, в) или двойные (рис. 3.17, г) режущие кромки. Масло, скапливающееся под кольцом, удаляется через сверления в самом кольце (рис. 3.17, д), либо через башмаки (прорези) под кольцом (рис. 3.17, е, з), либо, наконец, через сверления в направляющей под кольцом (рис. 3.17, а, б).

Для улучшения прилегания колец к зеркалу цилиндра иногда применяют расширители, т. е. круговые пружины плоского сечения, прижимающие кольца изнутри к зеркалу цилиндра (рис. 3.18).

## Глава 4

# КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ И ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

## 4.1. КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ

Коленчатый вал — одна из наиболее ответственных, напряженных и трудоемких в изготовлении деталей дизелей. Вал воспринимает периодические нагрузки от давления газов, а также сил инерции поступательно-движущихся и вращающихся масс, вызывающих значительные знакопеременные скручивающие и изгибающие моменты. Периодически изменяющийся крутящий момент при определенных условиях может вызвать крутильные и продольные колебания вала, которые приводят к появлению дополнительных напряжений.

Указанные силы, кроме того, вызывают трение и износ шеек вала и подшипников, а также усталостные явления в местах наибольшей концентрации напряжений вала.

Перечислим основные требования, предъявляемые к конструкции коленчатых валов судовых дизелей в связи со сложными условиями их работы:

— надежность работы коленчатого вала в различных эксплуатационных условиях;

— прочность, жесткость и износостойкость (шеек);

— высокая точность изготовления, а также обеспечение требуемой твердости и чистоты обработки шеек;

— динамическая уравновешенность, отсутствие вибрации и зон опасных крутильных колебаний на рабочей частоте вращения дизеля.

Коленчатые валы изготавливают ковкой, штамповкой или отливкой. Стальные валы крупных дизелей выполняют свободной ковкой с последующей вырезкой колен при механической обработке. Стальное литье применяют для шеек крупных составных валов, а также для небольших литых валов. В последнее время для дизелей средней и малой мощности получили распространение чугунные литые валы.

Из качественной углеродистой стали изготавливают валы МОД и СОД, из легированных сталей — в основном валы форсированных ВОД. Чаще всего используют качественные углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 35Г, 45Г, 50Г и др., а также легированные конструкционные стали, например 40Х, 40ХМ, 35ХМ, 18Х2Н4ВА. Валы, изготовленные из специального модифицированного чугуна (СЧ38, СЧ36, ВЧ45-0, ВЧ45-5, ВЧ40-10,

ВЧ50-1,5, ВЧ60-2 и др.) с шаровидным графитом имеют следующие преимущества: меньшую стоимость изготовления; возможность использования оптимальных конструктивных форм для литого вала; повышенную износостойкость шеек (благодаря наличию в чугуне графита); хорошую обрабатываемость шеек при твердости  $HV \leq 265$ .

Коленчатый вал состоит из следующих отдельных элементов: колен, коренных и шатунных шеек, шек и соединительных фланцев. На рис. 4.1 показан общий вид коленчатого вала двухтактного мощного семицилиндрового МОД фирмы Бурмейстер и Вайн.

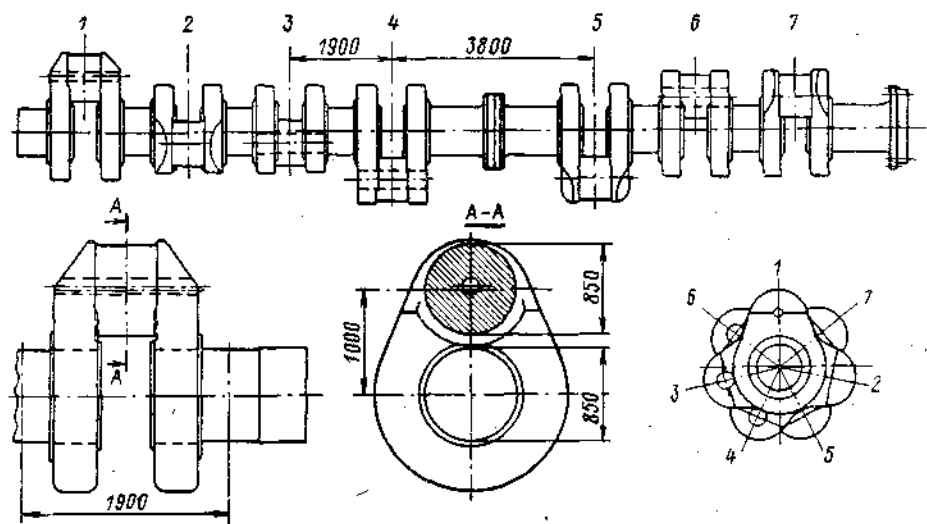


Рис. 4.1. Коленчатый вал МОД типа 798FF фирмы Бурмейстер и Вайн.

В зависимости от количества колен, размеров и массы вал выполняют цельным или составным (из двух и более частей).

Колена вала (кривошипы), в свою очередь, изготавливают цельными (рис. 4.2, а), полусоставными (рис. 4.2, б) и составными (рис. 4.2, в). У полусоставных колен шатунные шейки отковывают (или отливают) заодно со щеками, в которые запрессовывают отдельно изготовленные коренные шейки; у составных колен коренные и шатунные шейки запрессовывают в щеки. Процесс запрессовки производят при слабом нагреве шеек (до 200—250° С) и натяге около 1/800—1/1000, что полностью обеспечивает плотность соединения без постановки шпонок или штифтов.

В судовых дизелях количество опор для коленчатых валов, как правило, на единицу превышает число колен, что создает наибольшую жесткость и прочность колена.

Расположение колен выбирают с учетом требований достаточной равномерности крутящего момента и наиболее полного уравнивания дизеля.

Для получения равномерного вращения коленчатого вала вспышки, происходящие в рабочих цилиндрах, должны повторяться через одинаковые углы п. к. в. Так, для четырехтактных дизелей  $\varphi = \frac{720^\circ}{i}$ , а для двухтактных  $\varphi = \frac{360^\circ}{i}$ , где  $i$  — число цилиндров.

Окончательный выбор расположения колен вала делают после динамического расчета дизеля.

Основные размеры колена вала зависят от радиуса кривошипа  $R$ , расстояния между осями двух смежных цилиндров  $l_{ц}$  и диаметров шеек ( $d_k$  и  $d_{ш}$ ). Для повышения жесткости колена и уменьшения общей длины дизеля расстояние  $l_{ц}$  стремятся делать минимальным.

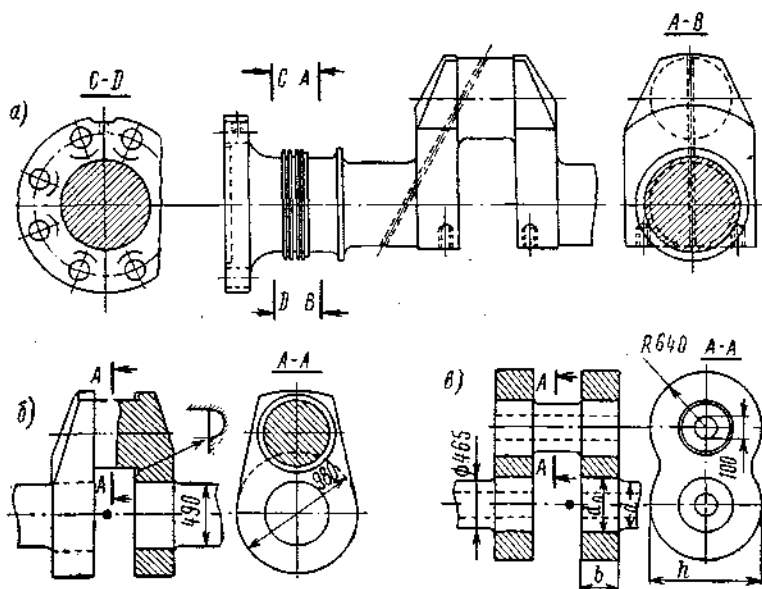


Рис. 4.2. Конструктивные схемы кривошипов коленчатых валов: а — цельных; б — полусоставных; в — составных.

Коренные и шатунные шейки вала имеют, как правило, одинаковый диаметр. Однако для облегчения выема шатуна с поршнем через цилиндр (у СОД и ВОД) иногда уменьшают диаметр шатунной шейки на 10—15% (по отношению к коренной).

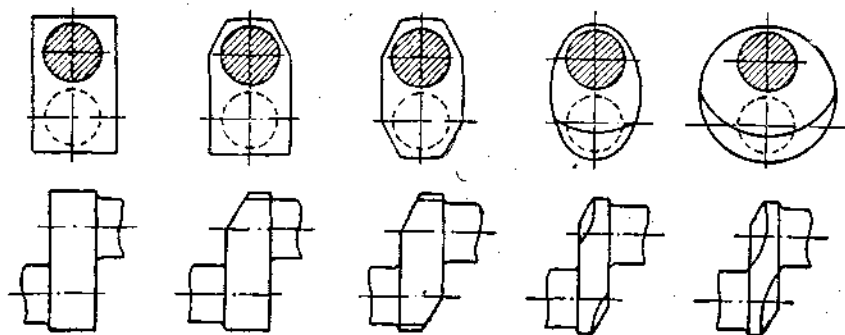


Рис. 4.3. Конструкции шеек коленчатых валов.

Сверления в шейках делают для уменьшения массы вала, контроля доброкачественности поковок, подвода смазки и уравнивания сил инерции вращающихся масс (у МОД).

В зависимости от типа дизеля щеки колена выполняют прямоугольными, многоугольными, овальными и круглыми (рис. 4.3). Наиболее простой является прямоугольная форма, а наиболее рациональной в отношении прочности и равномерного распределения напряжений и масс — овальная

(в особенности для ВОД). Для уменьшения масс неуравновешенных частей колена у шеек делают срезы и скосы в тех местах, где материал вала не участвует в передаче усилий. Ширина  $b$  и толщина  $h$  шеек должны соответствовать Правилам Морского Регистра СССР.

При перекрытии шеек (рис. 4.4, а), т. е. при малых отношениях  $d_k/D$  и  $S/D$ , колено становится жестче и толщину щеки  $h$  можно уменьшить до нижних рекомендуемых пределов. Переходные галтели между шейками и щеками (рис. 4.4, б) следует выполнять с возможно большими радиусами закругления  $r$ , так как концентрация напряжений зависит от отношения  $r/d$  ( $d$  — диаметр шейки). Радиусы закругления  $r$  коленчатых валов МОД составляют примерно от 0,07 до 0,05 $d$ , а ВОД — от 0,07 до 0,08 $d$ .

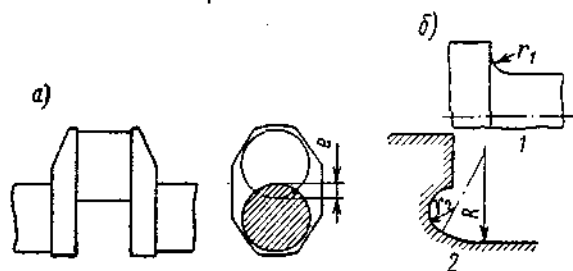


Рис. 4.4. Перекрытие шеек (а) и переходные галтели (б).

1 — круговая; 2 — с поднутрением.

Поверхность шеек валов и переходных галтелей требуется тщательно отполировать. Щеки цельнокованых валов должны быть чисто обработаны, а литые щеки составных колен — тщательно очищены.

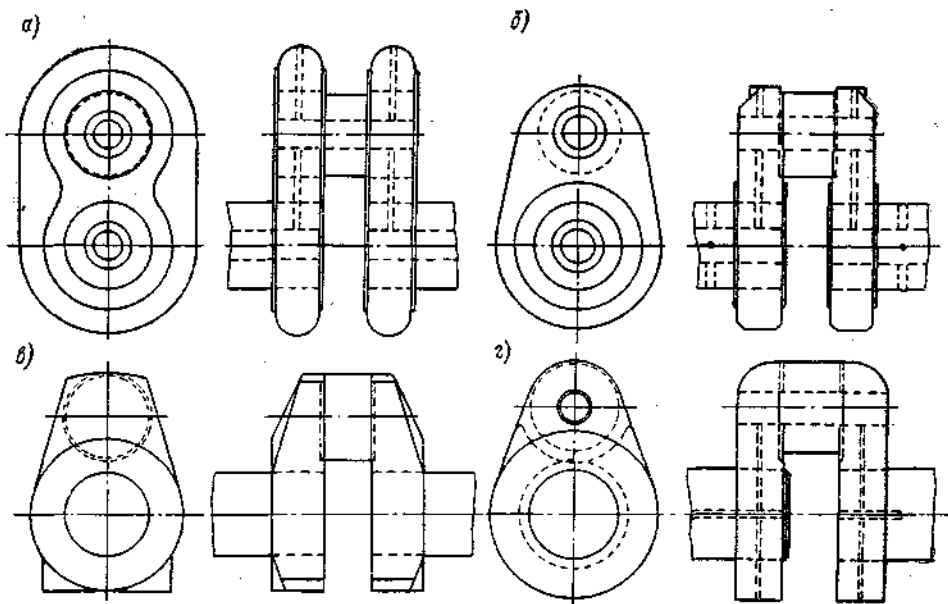


Рис. 4.5. Примеры конструкций колен валов современных МОД большой мощности: а — составного; б, в, г — полусоставных.

Конструкции колен валов современных МОД большой мощности приведены на рис. 4.5.

Противовесы на коленчатых валах применяются для обеспечения динамической уравновешенности сил инерции и их моментов; более равномерного распределения удельных давлений на коренных подшипниках; уравновешивания внутренних моментов, нагружающих остова дизеля.



Для уменьшения массы противовесов центр их тяжести должен быть расположен возможно дальше от оси вала.

Конструкции противовесов весьма разнообразны (рис. 4.6). У ВОД противовесы иногда отковывают вместе со щеками (или приваривают). В дизелях остальных типов противовесы крепят к щекам с помощью болтов, причем для разгрузки болтов применяют шпонки, работающие на срез.

Маховик устанавливают либо на соединительном фланце вала, либо на утолщенной части вала. Масса маховика определяется заданной степенью неравномерности вращения  $\delta$  коленчатого вала (для главных двигателей  $\delta \approx 1/30 \div 1/40$ ). Наибольший диаметр маховика ограничивается расстоянием между судовыми продольными балками под фундаментную раму дизеля.

Обычно у главных судовых МОД вращающиеся массы самого дизеля обеспечивают требуемую степень неравномерности враще-

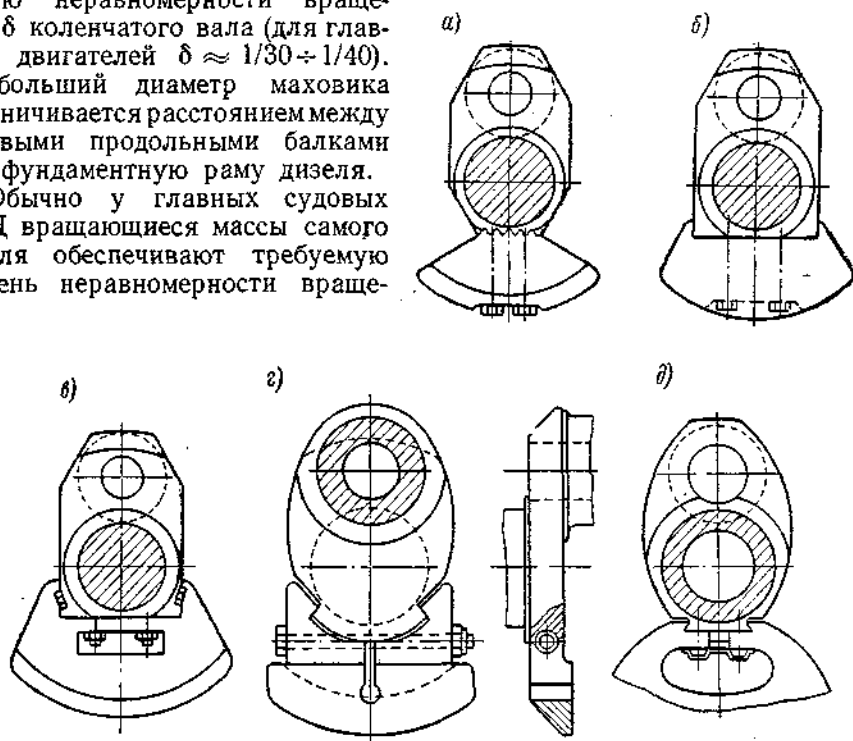


Рис. 4.6. Конструкции противовесов и их креплений (а—д).

ния, поэтому на валу устанавливают только валоповоротное устройство.

Выходные концы коленчатого вала используют для соединения с различными вспомогательными устройствами. На конце вала со стороны отбора мощности (кормовая часть) устанавливают встроенный упорный подшипник, валоповоротное устройство, привод механизма газораспределения и другие механизмы. На свободном<sup>1</sup> конце вала устанавливают шестерни привода агрегатов систем смазки и охлаждения (если они навешены на дизель), демпфер крутильных колебаний (если он требуется) и другие механизмы. На некоторых рыбопромысловых судах со свободного конца вала производится также частичный отбор мощности для привода специальных промысловых устройств.

Во избежание утечки масла выход коленчатого вала из остова дизеля требуется тщательно уплотнить. Для этой цели применяют особые масло-съемные кольца в комбинации с лабиринтным или сальниковым уплотнением, маслогонную резьбу (при малых диаметрах вала) и другие уплотняющие устройства.

<sup>1</sup> Противоположном фланцу отбора мощности.

Циркуляционную смазку шеек коленчатого вала производят под давлением. Масло чаще всего подводится через особый штуцер к кольцевой канавке коренного подшипника, откуда попадает через сверление во внутреннюю полость шейки.

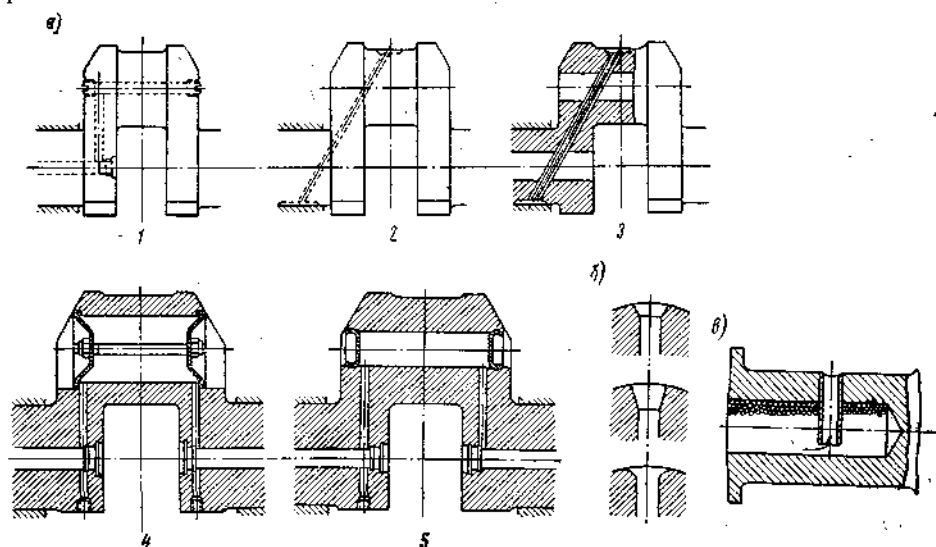


Рис. 4.7. Смазка шеек вала: а — конструктивное оформление; б — смазочные отверстия; в — сепаратор.

В шатунный подшипник масло подводится через сверления (рис. 4.7, а) осевые и радиальные 1, диагональные 2 (в латунных трубах, развальцованных по концам 3). В первых двух случаях отверстия в шейках должны быть закрыты по концам заглушками, представляющими собой стальные

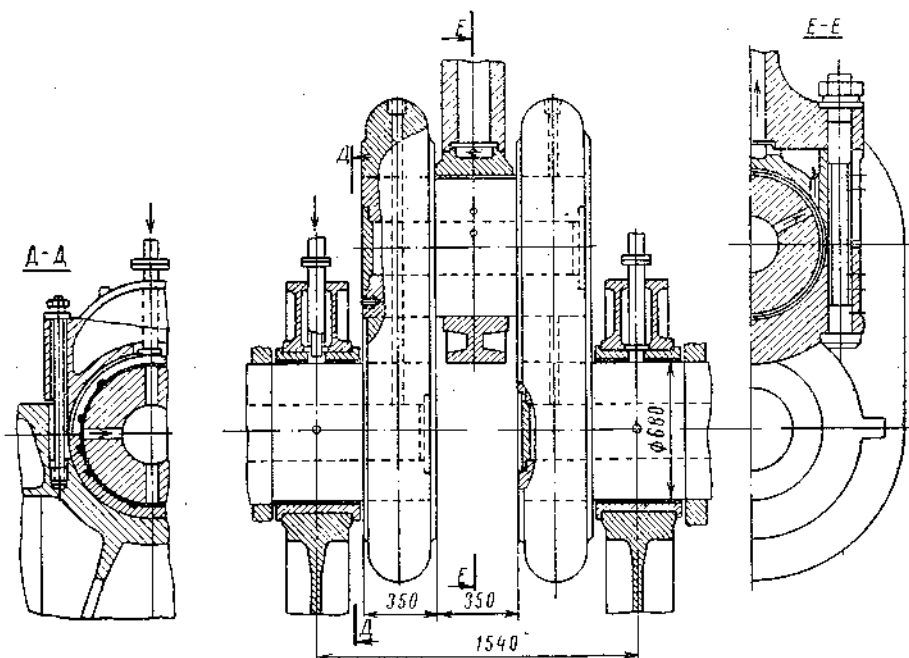


Рис. 4.8. Схема смазки колена мощного МОД фирмы Бурмейстер и Вайн.

или силуминовые фланцы, стянутые одним болтом 4, либо глухие штампованные крышки с кольцевым затвором 5.

Для уменьшения концентрации напряжений выходы радиальных сверлений на рабочую поверхность шейки следует делать с закруглениями (рис. 4.7, б), а само отверстие — отполировать.

Для предотвращения попадания загрязненного масла на поверхность шейки (ВОД) применяют так называемые сепараторы (рис. 4.7, в), т. е. отрезки трубы, завальцованные в смазочное отверстие.

Конструктивное оформление подвода циркуляционной смазки к колену мощного МОД фирмы Бурмейстер и Вайн приведено на рис. 4.8.

Для обеспечения свободного теплового расширения нагретшегося вала относительно остова требуется предусмотреть возможность его осевого перемещения. В случае жесткого соединения коленчатого и гребного вала судовой упорный подшипник служит одновременно и упорным подшипником коленчатого вала дизеля. Торцовый зазор в упорном подшипнике составляет около 0,20—0,05 мм (в зависимости от размеров вала и конструкции подшипника).

При соединении коленчатого и промежуточного валов с помощью эластичной муфты продольная фиксация вала производится в одном из коренных подшипников (чаще всего кормовом), который в этом случае работает как опорно-упорный подшипник дизеля.

Удлинение вала составляет примерно 0,5—0,6 мм на каждые 1 м длины и 50° С. Обычно у всех подшипников вала устанавливают в направлении расширения вала одинаковые зазоры, исходя из максимального зазора, требуемого для подшипника, наиболее удаленного от упорного.

Коленчатые валы судовых дизелей с кормовой стороны заканчиваются соединительным фланцем (рис. 4.9), откованным заодно с валом или насаженным на вал. Фланцы снабжают центрирующими заточками, в которые при сборке валов вставляют шайбы. После проверки правильности укладки линии валов фланцы жестко соединяют между собой цилиндрическими болтами под развертку, а центрирующие шайбы удаляют, что дает возможность разбирать отдельные части валопровода без осевой передвигки коленчатого вала.

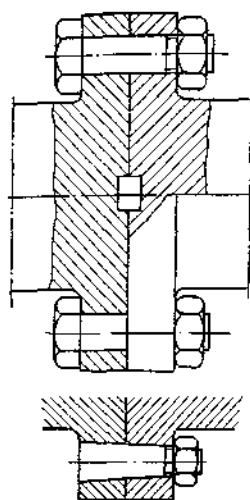


Рис. 4.9. Соединительный фланец коленчатого вала.

## 4.2. ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

Шатунный механизм служит для передачи действующего на поршень усилия от давления газов на шейку кривошипа коленчатого вала. Шатун тронковых дизелей состоит из следующих элементов: стержня 3, поршневой (верхней) 2 и кривошипной (нижней) 4 головок, вкладышей головок 1 и шатунных болтов 5 (рис. 4.10).

Основными требованиями к шатуну являются обеспечение необходимой прочности и надежности конструкции в целом, а также работоспособности подшипников верхней и нижней головок.

Выбор конструктивной формы шатуна зависит от типа дизеля, тактности, быстроходности, материалов и других факторов.

Основной конструктивной характеристикой шатуна является отношение  $\lambda = \frac{R}{L}$  радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $L$  (между осями верх-

ней и нижней головок). Для крейскофных МОД  $\lambda \approx 1/4,5 \div 1/3,6 \approx 0,22 \div 0,21$ , а для тронковых СОД и ВОД  $\lambda \approx 1/4,0 \div 1/3,2 \approx 0,25 \div 0,31$ .

Снижение  $\lambda$  уменьшает нормальное давление поршня  $p_n$  на стенку цилиндра, однако приводит к увеличению  $L$ , т. е. к росту высоты дизеля.

При  $\lambda \approx 1/5$  нормальное давление  $p_n \approx 0,10 p_z$ .

Поперечное сечение стержня шатуна для МОД выполняют чаще всего круглым сплошным или с отверстием для облегчения массы, а для ВОД — двутавровым, Н-образным и трубчатым. Основное преимущество круглого сечения — простота и дешевизна изготовления (рис. 4.11).

Переходы от стержня к головкам шатуна должны быть плавными (во избежание возникновения концентрации напряжений).

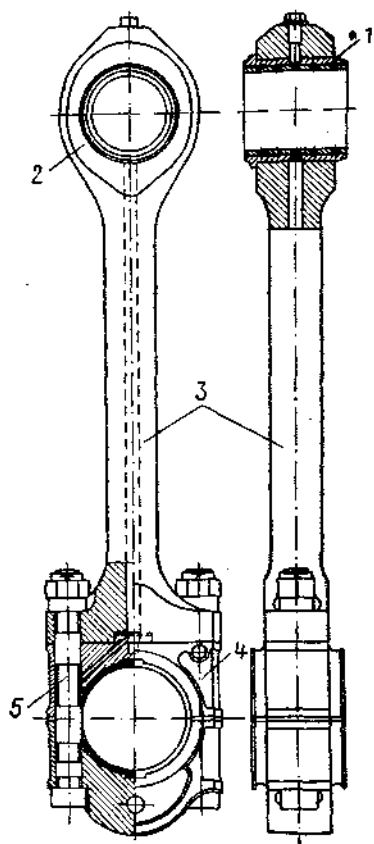


Рис. 4.10. Общий вид шатуна в сборе.

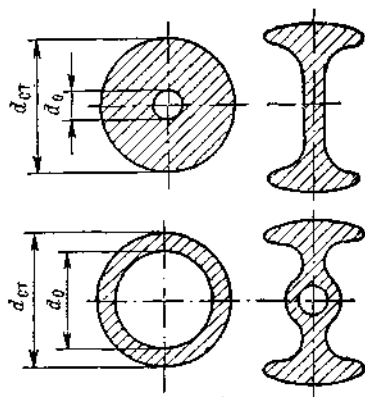


Рис. 4.11. Поперечные сечения стержня шатуна.

Диаметры стержней  $d_{ст}$  круглого и трубчатого сечения делают одинаковыми по всей длине шатуна. Диаметр отверстия  $d_0$  в стержне зависит от его назначения — облегчения массы шатуна или подвода смазки. Ориентировочные размеры шатуна со стержнем круглого сечения приведены ниже:

Дизель	$d_{ст}$	$d_0$
Малооборотный	$(0,25 \div 0,35) D$	$(0,2 \div 0,5) d_{ст}$
Высокооборотный	$(0,25 \div 0,37) D$	$(0,3 \div 0,7) d_{ст}$

Стержни двутаврового сечения обеспечивают наиболее жесткую конструкцию при наименьшей массе и плавные переходы к головкам шатуна. В дизелях с  $D < 300$  мм шатуны с двутавровым сечением изготавливают горячей штамповкой, в более крупных дизелях — фрезерованием, что увеличивает стоимость изготовления. Шатуны легких форсированных ВОД

обрабатывают полностью, полируют и упрочняют. Вместо двутаврового сечения иногда применяют Н-образное и трубчатое, в последнем случае (внутренний) диаметр отверстия стержня

$$d_0 \approx (0,70 \div 0,75) d_{ст.}$$

Шатун представляет собой деталь, работающую при значительных знакопеременных нагрузках от давления газов и сил инерции; поэтому для изготовления стержня шатуна следует выбирать высококачественные материалы: углеродистые стали 35 и 45, легированные 18Х2Н4ВА, 40ХН и др. (в качестве заменителей указанных марок применяют стали 40Х, 35ХГС, 40ХНВА, 15ХНГ2ВА и 18Х2Н4ВА). При конструировании

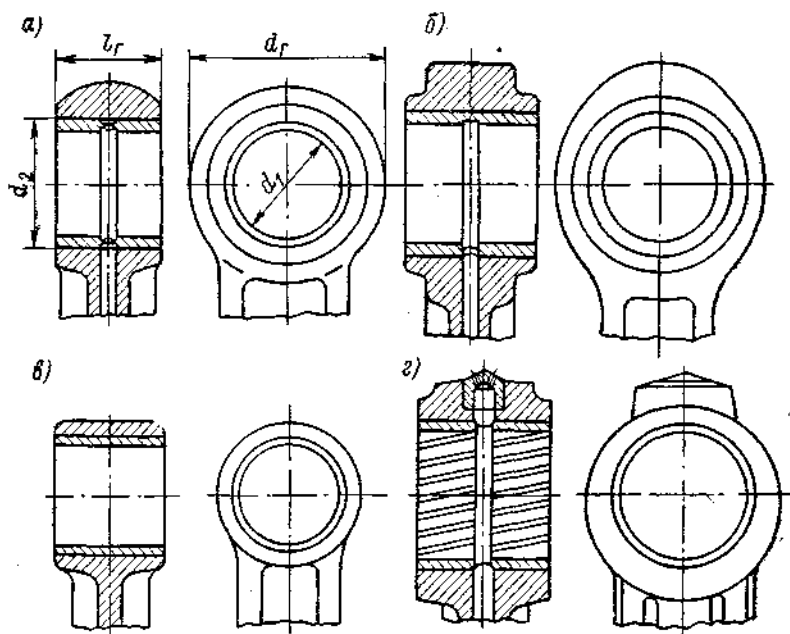


Рис. 4.12. Конструкции верхней головки шатуна.

необходимо стремиться к получению минимальной массы шатуна с учетом сохранения необходимой прочности и надежности.

Верхняя (поршневая) головка шатуна дизелей тронкового типа отковывается заодно со стержнем, т. е. является неразъемной. Внешние размеры головки определяются размерами поршневого пальца и возможностью размещения головки внутри поршня. Конфигурация верхних головок зависит от типа дизелей (рис. 4.12): у ВОД преобладает цилиндрическая (кольцевая) головка (в), а у СОД — овальная (а) с круговым утолщением или цилиндрическая с оребрением верхней части головки (б, г). Все отмеченные конструкции имеют целью получить прочную и жесткую форму головки, обеспечивающую надежную работу подшипника и равномерное распределение напряжений в головке.

Вкладыши, запрессованные в головку, изготавливают цельными или разрезными. Необходимо обеспечить фиксацию вкладыша от продольного смещения и проворачивания. Между торцовыми поверхностями вкладыша и торцами гнезд поршня следует предусмотреть зазор на осевое расширение вкладыша от нагрева.

Ориентировочные размеры верхней головки можно установить из следующих конструктивных соотношений:

Диаметр вкладыша	
внутренний $d_1$	$d_r$
наружный $d_2$	$(1,1 \div 1,2) d_1$
Длина вкладыша $l_1$	$(1,0 \div 1,6) d_1$
Наружный диаметр головки шатуна $d_r$ двигателя	
малооборотного	$(1,6 \div 1,8) d_1$
высокооборотного	$(1,3 \div 1,7) d_1$

Нижняя (кривошипная) головка шатуна должна иметь разъемную жесткую конструкцию, минимальные габаритные раз-

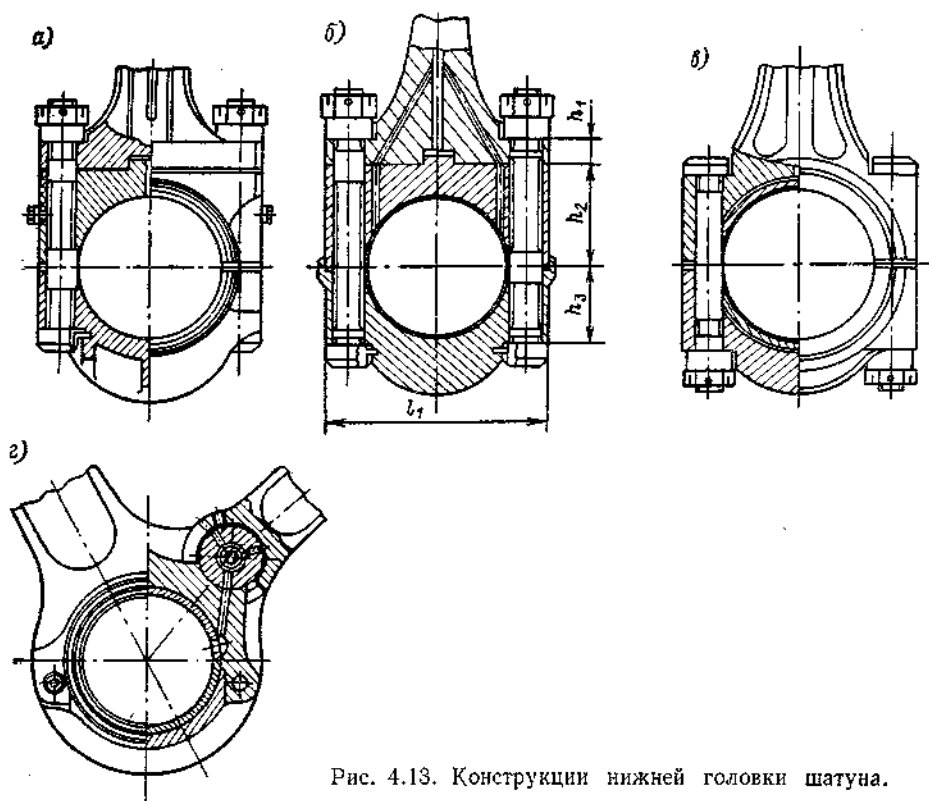


Рис. 4.13. Конструкции нижней головки шатуна.

меры и надежное болтовое соединение между стержнем шатуна и нижней разъемной крышкой (рис. 4.13).

Конфигурации нижних головок шатуна весьма разнообразны. У МОД судового типа часто применяют разъемные головки (рис. 4.13, а, б), состоящие из двух частей — верхней и нижней. Для регулирования степени сжатия между подошвой стержня и верхней частью головки помещают компрессионную прокладку (толщиной 5—20 мм) или набор латунных калиброванных прокладок, позволяющих обеспечивать требуемый зазор в подшипнике. Для создания соосности стержня с нижней головкой служит центрирующая вставка. Корпус нижней головки заливают антифрикционным сплавом (например, баббитом или свинцовистой бронзой) или в головку вставляют отдельно изготовленные вкладыши.

В целях снижения массы и габарита головки шатуна для ВОД верхнюю часть ее отковывают заодно со стержнем (рис. 4.13, в, г). В этом случае необходимая степень сжатия обеспечивается соответствующими допусками на изготовление деталей движения.

Основные конструктивные соотношения нижней головки шатуна приведены ниже (см. рисунок).

Толщина подошвы стержня $h_1$ . . . . .	$(0,2 \div 0,25) d_{ш}$
Высота головки	
верхней части $h_2$ . . . . .	$(0,65 \div 0,75) d_{ш}$
нижней части $h_3$ . . . . .	$(0,5 \div 0,6) d_{ш}$
Ширина головки при двух шатунных болтах $h_4$ . . . . .	$(1,5 \div 1,6) d_{ш}$

Чтобы обеспечить выем поршня вместе с шатуном через цилиндр при повышении степени наддува и соответствующем росте относительного диаметра шатунной шейки вала ( $d_{ш}/D \approx 0,75 \div 0,9$ ), приходится переходить на особые конструкции нижней головки: с косым разъемом (при единой поковке стержня с верхней половиной головки) — рис. 4.14; креплением уменьшен-

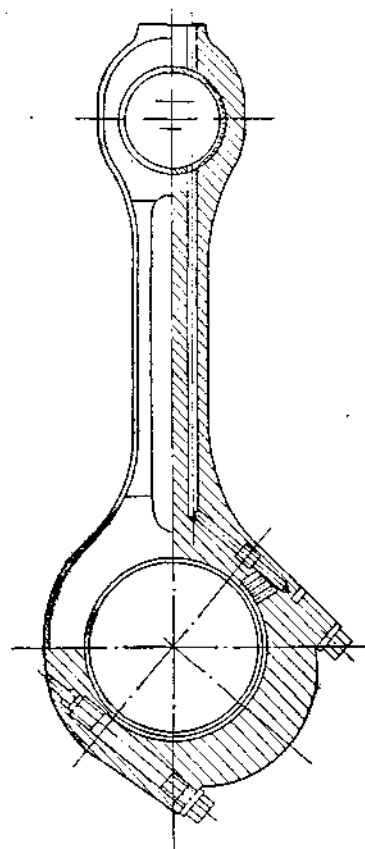


Рис. 4.14. Нижняя головка шатуна с косым разъемом дизеля типа РС2 фирмы S. E. M. T.

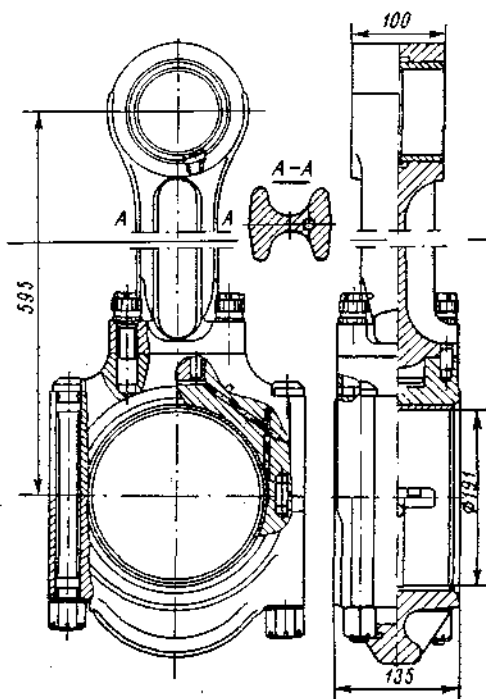


Рис. 4.15. Нижняя головка шатуна с верхней половиной, состоящей из двух частей.

ной площади подошвы стержня шпильками к верхней половине отъемной головки, как это выполнено, например, на дизеле типа Д70 (рис. 4.15).

Рассмотрим конструкции нижней головки шатуна V-образных дизелей: а) при продольном смещении осей двух цилиндров нижние головки шатунов двух противолежащих цилиндров располагают рядом на одной и той же шейке (рис. 4.16), что приводит к некоторому удлинению шатунной шейки и общей длины дизеля;

б) соединение прицепного шатуна с главным осуществляется с помощью пальца, установленного в проушинах головки (рис. 4.17, а); основные

недостатки прицепного шатуна — дополнительная нагрузка на главный шатун и высокое удельное давление на палец прицепного шатуна;

в) при центральном расположении шатунов нижняя головка главного шатуна — вильчатая; стальной вкладыш заливают антифрикционным сплавом по всей внутренней поверхности, а также по среднему поясу наружной поверхности (рис. 4.17, б); недостатки конструкции — высокое удельное давление, затрудненный отвод теплоты у подшипника внутреннего шатуна и недостаточная жесткость внешнего.

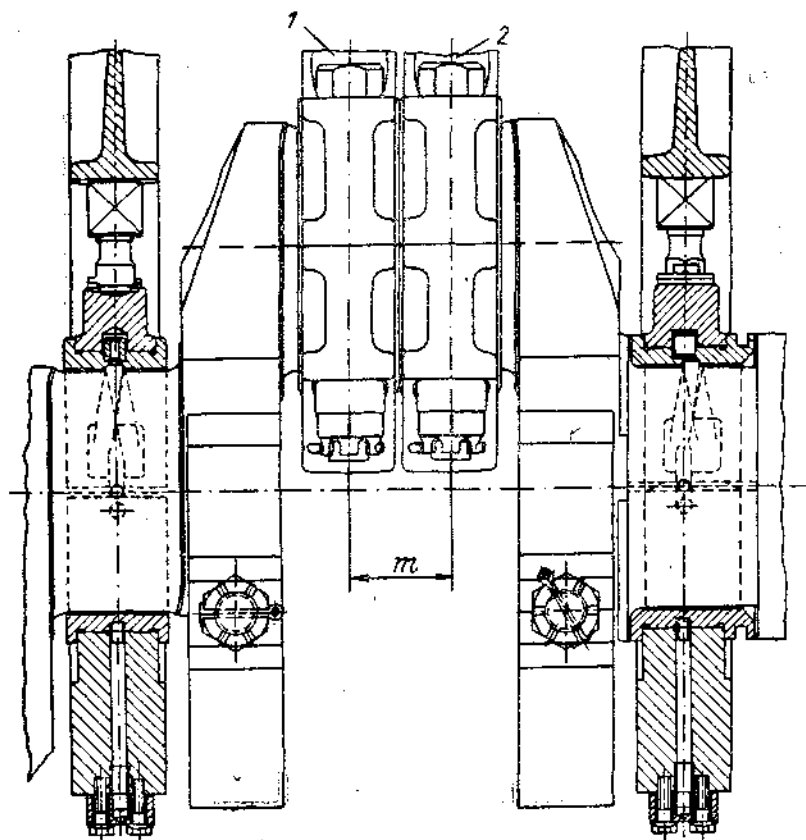


Рис. 4.16. Расположение нижних головок шатунов двух противоположащих цилиндров V-образного дизеля (при смещении осей цилиндров на величину  $m$ ).

1, 2 — первая и вторая группы цилиндров.

Наибольшее распространение получили конструкции со смещенными и прицепными шатунами.

Подшипники верхней и нижней головок шатуна смазываются от общей циркуляционной системы. Масло поступает в кольцевую канавку вкладыша нижней головки из сверления в шейке коленчатого вала. Из нижней головки в верхнюю масло подается под давлением  $p \approx 1,5 \div 5$  кгс/см<sup>2</sup> через сверление во вкладыше и по каналу для смазки в стержне. На опорную поверхность вкладышей масло попадает из неглубоких холодильников, расположенных у стыка вкладышей.

Шатунные болты — одна из ответственных деталей шатунной группы, особенно четырехтактных дизелей, для которых характерна знакопеременная нагрузка в подшипнике кривошипной головки. У двух-



a)

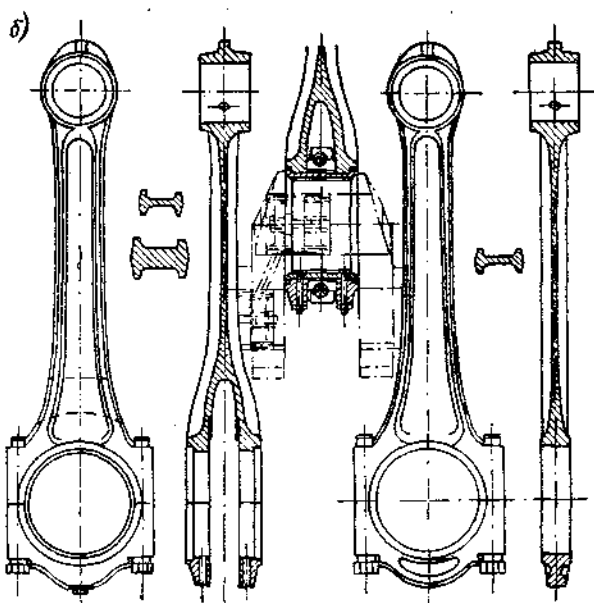
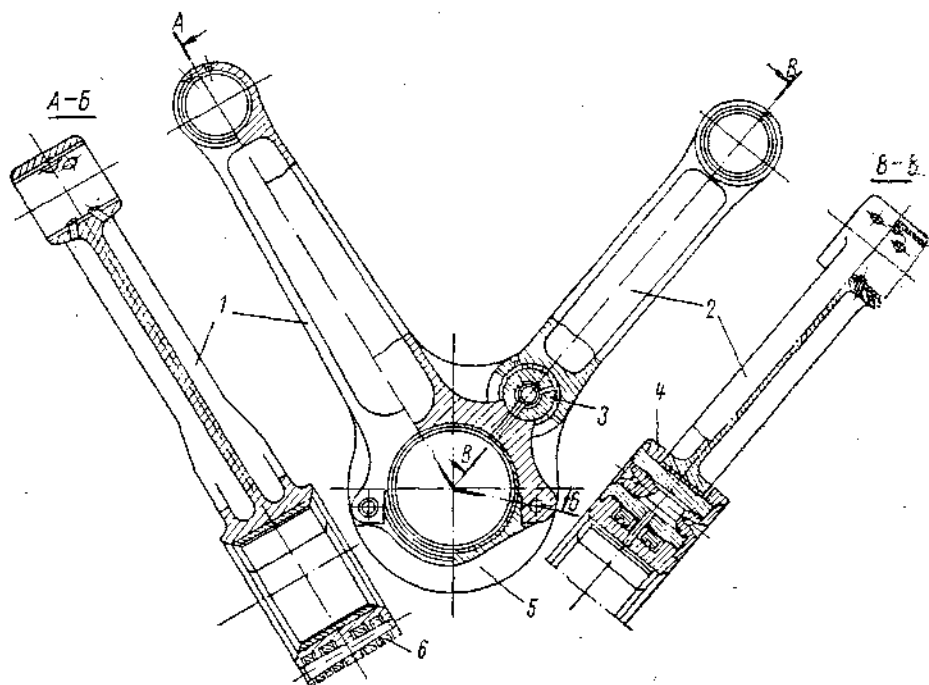


Рис. 4.17. Шатуны V-образных ВОД: а — с прицепным шатуном дизеля типа М-601; б — с центральным расположением нижних головок.

1 — главный шатун; 2 — прицепной шатун; 3 — палец; 4 — проушины; 5 — крышка; 6 — штифт.

тактных дизелей знакопеременной нагрузки нет, так как газовые силы обычно превосходят силы инерции (см. гл. 23).

Возникающие при эксплуатации обрывы болтов вызывают значительные разрушения деталей движения. Чаще всего применяют два шатунных болта; однако для уменьшения габарита кривошипной головки вместо двух устанавливают иногда четыре болта (у двухтактных дизелей).

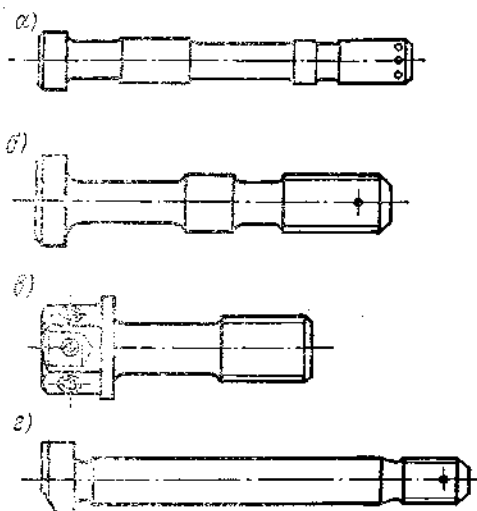


Рис. 4.18. Конструкции шатунных болтов.

Конструкции шатунных болтов весьма разнообразны и зависят от типа дизеля и его назначения (рис. 4.18). Находят применение болты с двумя калиброванными поясками для головок с двумя разъемными (а), с одним разъемом (б), с косым разъемом (в) и со стержнем болта, калиброванным по всей длине (г) и др.

Во избежание проворачивания и выпадения болтов (при разборке) предусматривают фиксацию головки болта. Гайки болтов для предупреждения их самоотвинчивания во время работы следует надежно зафиксировать.

Для увеличения надежности шатунных болтов повышают их податливость; переходы от утол-

щенной части болта делают с большими радиусами закруглений; резьбу применяют мелкую, чистую; ограничивают допустимую затяжку болтов при монтаже; гайки крупных дизелей снабжают коническими делениями; выбирают материалы, имеющие высокую усталостную прочность.

Шатунные болты изготавливают из сталей 35, 40ХН, 40ХНМА и их заменителей (40Х, 33ХС, 27С, 12Х2Н4ВА и др.).

### 4.3. КРЕЙЦКОПФНОЕ УСТРОЙСТВО

Крейцкопфное устройство применяют в крупных двухтактных МОД с  $D \geq 450$  мм для разгрузки цилиндра от нормального давления поршня, увеличения зазора между поршнем и втулкой, полного отделения полости картера от полости рабочего цилиндра. Крейцкопфное устройство обеспечивает большие надежность и срок службы деталей поршневой группы.

Соединения поршня с крейцкопфом с помощью штока дает возможность установить на штоке сальник для отделения картера от полости цилиндров, что особенно важно при использовании тяжелых сернистых сортов топлива.

Из общего вида соединения поршня с крейцкопфным устройством (рис. 4.19) видно, что шток поршня крепится непосредственно к головке поршня при помощи круглого фланца. Переход от фланца к стержню штока выполняется на конус или с большим радиусом закругления. Для сопряжения осей фланца и головки последняя должна иметь центрирующую заточку. Сечение штока делают сплошным или полым; отверстие в штоке применяют для облегчения его массы, а также для подвода и отвода охлаждающей жидкости (масла или воды). При подводе воды необходимо изолировать отверстие штока защитной тонкостенной трубой из нержавеющей стали.

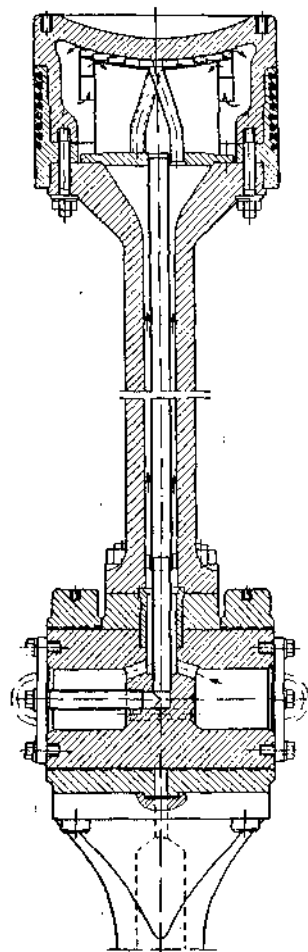


Рис. 4.19. Общий вид крейцкопфного устройства фирмы Гетаверкен.

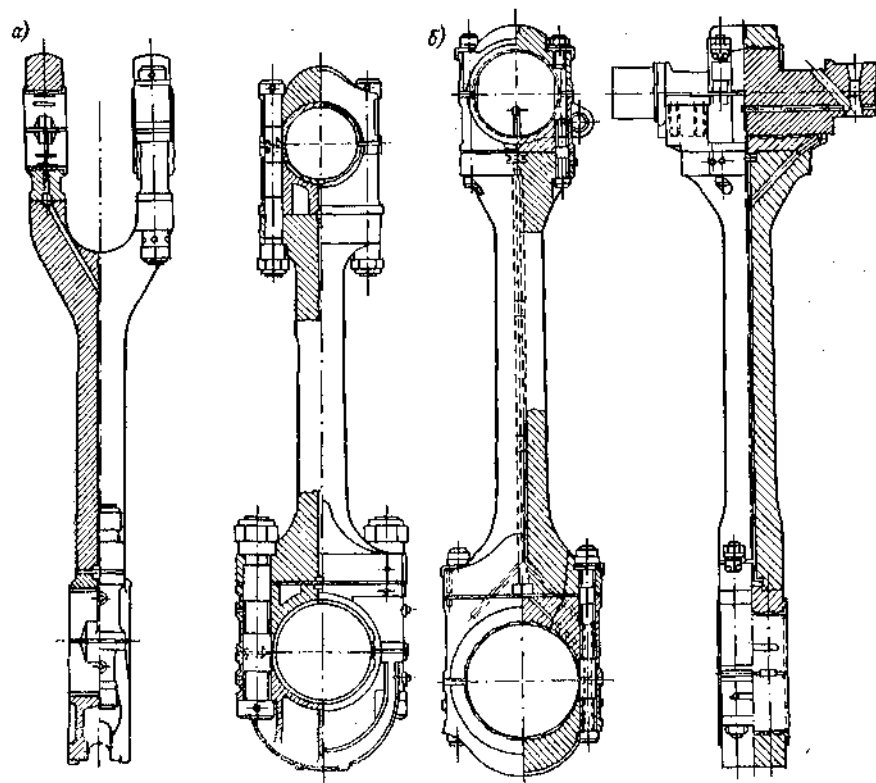


Рис. 4.20. Шатуны крейцкопфных дизелей.

Соединение конца штока с поперечиной крейцкопфа осуществляется цилиндрическим хвостовиком с гайкой на конце, конусом с цилиндрическим хвостовиком или фланцем прямоугольной формы. Уплотнение штока от проникновения отработанного цилиндрического масла в картер (или обратно) обеспечивается сальником, укрепленным на диафрагме между цилиндром и картером.

Шатуны крейцкопфных дизелей делятся на вильчатые (рис. 4.20, а) и безвильчатые (рис. 4.20, б). Безвильчатые шатуны можно выполнять

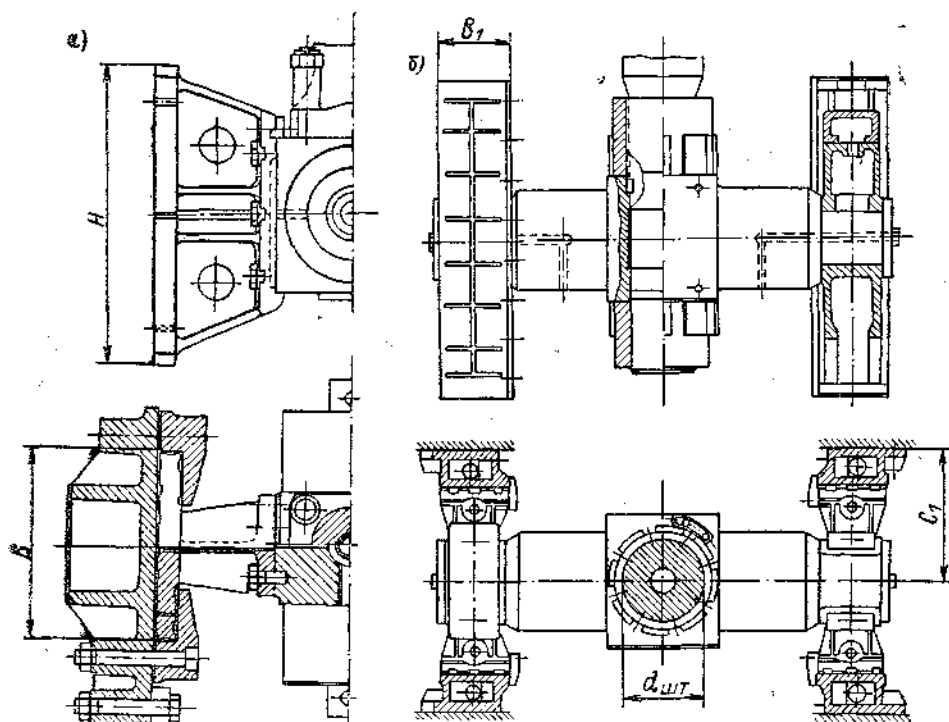


Рис. 4.21. Ползуны крейцкопфного устройства МОД: а — односторонний; б — двусторонний.

с одним (сплошным) или двумя опорными подшипниками. Преимущественное распространение получили безвильчатые шатуны, имеющие более простую поковку шатуна и более жесткий верхний опорный фланец.

На рис. 4.19 показано целесообразное конструктивное оформление крейцкопфа фирмой Гетаверкен. Крейцкопф выполнен коротким и жестким, благодаря чему усилие передаваемой поперечиной распределяется равномерно по всей длине подшипника. Конструкция предусматривает возможность повернуть поперечину на  $180^\circ$  (в случае местного повреждения поверхности). Подшипники крейцкопфа бывают двух типов: с вкладышами, имеющими слой баббита толщиной около 1 мм, или без вкладышей со сплошной баббитовой заливкой.

Безвильчатые шатуны с единой сплошной опорой трудоемки в изготовлении и менее удобны при обслуживании в эксплуатации.

Смазку шеек поперечины производят от общей циркуляционной системы либо от специального зубчатого насоса с давлением до  $20 \text{ кгс/см}^2$ , либо от небольших поршневых насосов высокого давления (до  $100\text{--}150 \text{ кгс/см}^2$ ), приводимых в действие непосредственно от шатуна (например, в конструкциях фирмы М. А. Н.).

Ползуны (башмаки) стального литья выполняют односторонними (рис. 4.21, а), у которых нормальное давление при ходе судна вперед воспринимается основной опорной поверхностью ползуна (залитой баббитом), а для хода назад служат две узкие опорные поверхности, и двусторонними (рис. 4.21, б), имеющими четыре одинаковые опорные поверхности, из которых две служат для переднего хода и две для заднего. Эта конструкция сложнее первой, зато обеспечивает свободный доступ с обеих сторон к деталям движения.

Трущиеся поверхности ползунов заливают баббитом и снабжают параллельно расположенными смазочными канавками.

## Глава 5

### ФУНДАМЕНТНАЯ РАМА И КАРТЕР ДВИГАТЕЛЯ

Остов двигателя состоит из следующих основных неподвижных частей: фундаментной рамы, картера, цилиндров и крышек. Архитектура остова (внешнее конструктивное оформление) зависит от типа двигателя, его быстроходности и расположения вспомогательных механизмов и устройств; по внешним контурам остова можно определить габарит двигателя.

#### 5.1. ФУНДАМЕНТНАЯ РАМА И ПОДШИПНИКИ

Фундаментная рама является основанием остова и должна (совместо с картером) обеспечивать продольную и поперечную жесткость всего двигателя для нормальной работы коленчатого вала.

Отдельные фундаментные рамы применяют в основном для мало- и среднеоборотных двигателей. У высокооборотных двигателей отдельные рамы не используют, а рамовые подшипники обычно крепят снизу к картеру.

Рамы представляют собой две продольные балки, связанные между собой поперечными балками, разделяющими раму на ряд отдельных отсеков и служащими опорами для установки подшипников. Для удобства изготовления и монтажа длинные рамы многоцилиндровых дизелей делают составными. Горизонтальная плоскость разреза между рамой и картером расположена обычно выше оси коленчатого вала и не должна иметь каких-либо выступающих частей, мешающих обработке.

По конструктивному выполнению различают фундаментные рамы: — тронковых дизелей с относительно жесткими картерами; эти рамы имеют небольшую высоту продольных балок и скрепляются с картером болтами или анкерными связями (рис. 5.1);

— крейцкопфных крупных дизелей, характеризующихся высокими и жесткими продольными балками и отдельными легкими поддонами (рис. 5.2).

В зависимости от типа дизеля рамы изготовляют литыми из чугуна (СЧ18-36, СЧ21-40, СЧ28-48), сварными и сварнолитыми (стали 25, 30 и др.). Сварные и сварнолитые конструкции, получившие широкое распространение, на 20—25% облегчают удельную массу рамы.

В нижней части фундаментной рамы помещают съемный или отлитый заодно с рамой *маслосборник* (поддон). Для канализации циркуляцион-

ного масла в стенках отдельных отсеков рамы предусмотрены отверстия; внутренние полости отсеков рам отделяются от поддона металлическими сетками. Маслосборник должен иметь уклон к кормовому концу дизеля или к его середине.

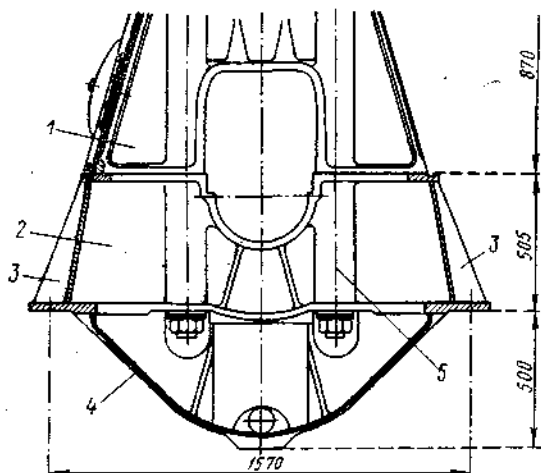


Рис. 5.1. Сварная фундаментная рама тронкового СООД ЧН 40/46.

1 — картер; 2 — рама; 3 — продольные балки; 4 — поддон; 5 — анкерные связи.

Во избежание усиленного разбрызгивания масла нижняя головка шатуна при движении не должна задевать поверхности уровня масла в поддоне.

Установку рам на судовой фундамент производят на клиньях, планках и сферических прокладках, а также амортизаторах (для легких ВОД). Рама крепится к судовому фундаменту болтами, часть которых, прилегающих к кормовому подшипнику, ставят под развертку. В связи с недостаточной жесткостью судовых фундаментов и значительным ростом агрегатных мощностей дизелей повышают жесткость конструкций рам.

В качестве примера на рис. 5.3 показана одна секция рамы МОД новой конструкции типа K90GF фирмы Бурмейстер и Вайн мощностью 20 000 э. л. с. (при  $i = 6$ ;  $n = 118$  об/мин;  $p_e = 11,1$  кгс/см<sup>2</sup>). Основную часть рамы делают сварной, а поперечные перегородки 1 — сварноли-

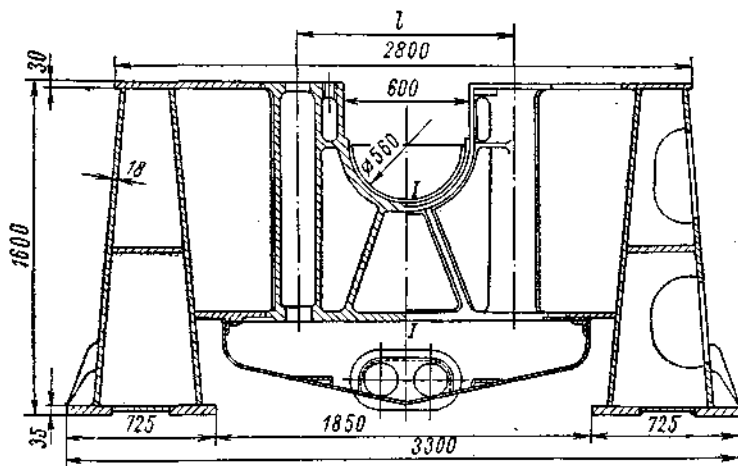


Рис. 5.2. Сварная фундаментная рама крейцкопфного МОД КЗ 70/120.

тыми. Высота продольных балок, ужесточенных ребрами 2, достигает 2 м. Крепление рамы к судовому фундаменту осуществляется длинными болтами (с дистанционными трубами) для увеличения их податливости.

Рамовые подшипники коленчатого вала, состоящие из двух цилиндрических полувкладышей 1 и крышки 2, устанавливают в соответствующих гнездах рамы (рис. 5.4) и прижимают к ней болтами

или шпильками 3. В судовых условиях вкладыши можно вывернуть без подъема коленчатого вала (для пришабровки или перезаливки).

Вкладыши изготавливают из двух взаимозаменяемых половин, между стыками которых помещают одну цельную прокладку либо набор латун-

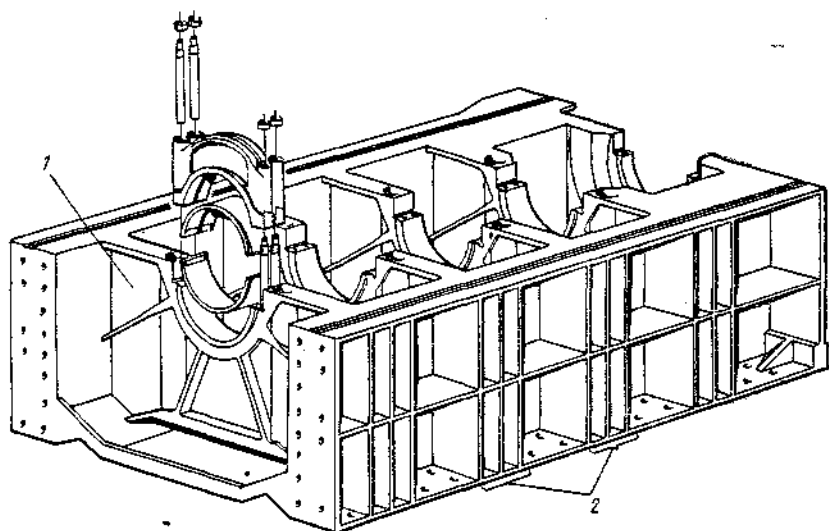


Рис. 5.3. Секция сварной фундаментной рамы МОД типа К90GF.

ных прокладок 4. Применяются также вкладыши без прокладок (у ВОД). Фиксирование вкладышей от осевого и продольного перемещений достигается установкой штифтов, закраинами на вкладышах или наличием отбортованных выступов, входящих в соответствующие пазы, выфрезерованные на стыке гнезд рамы и крышки подшипника.

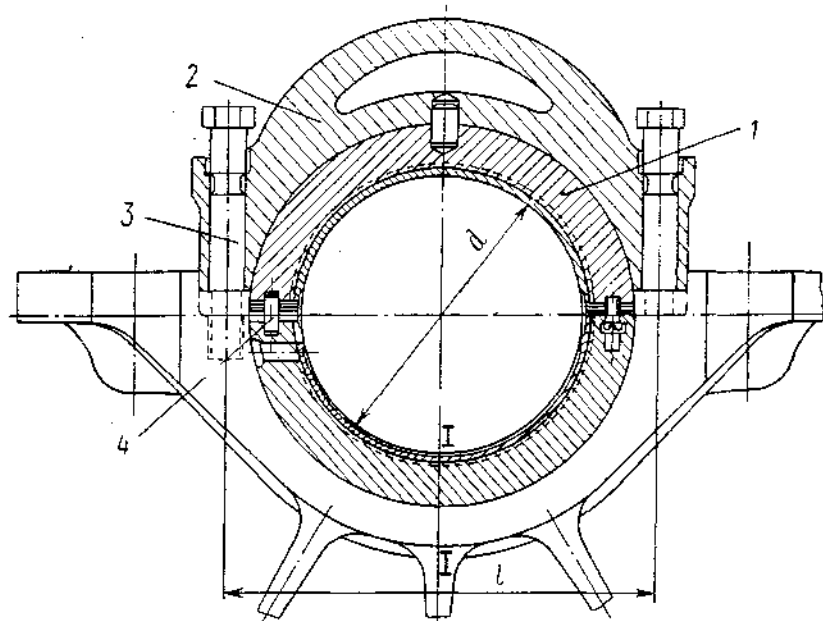


Рис. 5.4. Рамовый подшипник дизеля ДР 30/50.

Рабочие поверхности вкладышей покрывают антифрикционным сплавом и, как правило, не снабжают смазочными канавками. Вместо них у стыков вкладышей по бокам выфрезеровывают неглубокие **х о л о д и л ь н и к и** (см. позицию 4 на рис. 5.5) с плавным переходом к поверхности вкладыша. Назначение холодильников — обеспечить подвод и заклинивание масла при вращении шейки. Во избежание утечки масла холодильники не должны доходить до краев вкладыша.

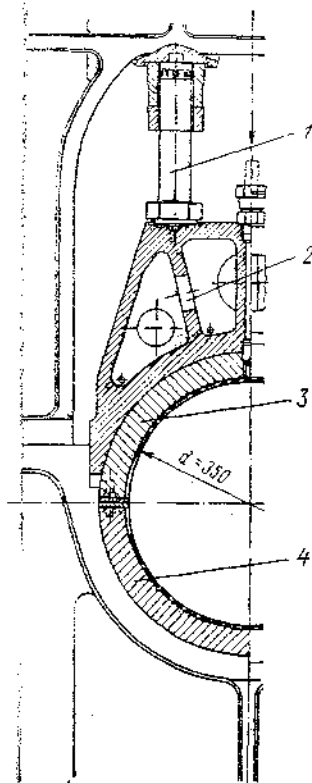


Рис. 5.5. Крепление крышки подшипника домкратом.

1 — домкрат; 2 — крышка; 3 — вкладыш; 4 — холодильник.

Толстостенные вкладыши МОД и СОД ( $\delta \approx 5 \div 15$  мм) изготавливают из чугуна СЧ21-40, СЧ24-44, стали 15, 25 и 30 (или бронзы) и заливают баббитом Б90, Б83 или его заменителями. Тонкостенные вкладыши для ВОД ( $\delta \approx 3 \div 1,5$  мм) делают из малоуглеродистых сталей 10 и 15 и заливают чаще всего слоем свинцовистой бронзы Бр.С-30 толщиной  $\delta \approx 0,4 \div 0,8$  мм. Для вкладышей ВОД применяют тонкую биметаллическую ленту из стали 10, залитую тонким слоем баббита (или свинцовистой бронзой), а также ленту из алюминиевого сплава АСМ, обладающую высокими антикоррозионными свойствами.

С целью увеличения несущей способности подшипника в некоторых случаях (например, при деформации вкладышей ВОД во время работы) производят гиперболическую расточку вкладышей (с кривизной 0,02—0,03 мм).

Крышка рамового подшипника прижимает вкладыши к гнезду (постели) рамы (см. рис. 5.4). Затяжка крышечных шпилек или болтов должна обеспечить плотность в стыке вкладышей при наибольшей нагрузке на крышку. В дизелях с анкерными связями для уменьшения расстояния между ними крышку иногда прижимают к гнезду домкратами, упирающимися в выступы стенки блока (рис. 5.5). Поперечное сечение крышки — коробчатое или тавровое; материал — чугун СЧ21-40 или сталь 30. Масло для смазки подшипников подается через центральное отверстие в крышке.

Для облегчения массы СОД и ВОД в настоящее время часто применяют конструкцию остова без фундаментной рамы. В этом случае коленчатый вал укладывают на подшипники, подвешенные к картеру (рис. 5.6). Так как нижние крышки подшипников воспринимают полное давление сгорания в цилиндре, их изготавливают из стального литья или поковки. Фиксация крышки в горизонтальной плоскости достигается особыми закраинами в картере, точно совпадающими с соответствующими выступами у крышки.

Для ограничения осевого перемещения коленчатого вала один из рамовых подшипников (в случае отсутствия особого судового упорного подшипника) выполняется установочным (обычно кормовой). Вкладыши подшипника в этом случае снабжаются круговыми, торцовыми упорными поверхностями, к которым примыкают бурты шейки вала (рис. 5.7).

Основные размеры вкладышей определяются размерами шеек вала. Длина вкладышей должна быть меньше длины шеек на величину теплового расширения (удлинения) коленчатого вала при его нагреве во время работы дизеля (примерно до  $50^\circ\text{C}$ ). Величину этих зазоров (так называемый



разбег) устанавливают в сторону удлинения вала (от установочного подшипника); на противоположной стороне делают постоянный зазор (около 1—3 мм).

Диаметральный зазор  $\Delta$  в подшипниках зависит от типа дизеля, быстроходности, класса точности обработки вкладышей и шеек вала, антифрикционного материала, сорта смазочного масла и составляет

$$\Delta \approx \left( \frac{1}{1000} + \frac{1}{800} \right) d_{\text{ш}},$$

где  $d_{\text{ш}}$  — диаметр шейки вала.

На износ вкладышей при эксплуатации влияют величина и характер нагрузки, материал вкладышей и качество заливки, конструкция подшипников, чистота масла, монтаж коленчатого вала, класс обра-

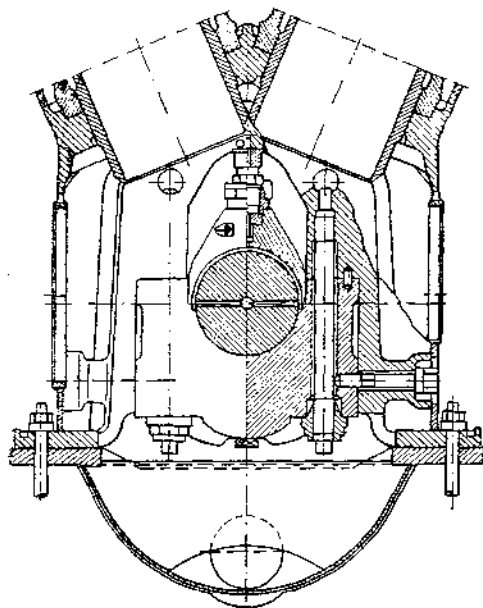


Рис. 5.6. Крепление подшипников коленчатого вала, подвешенного к картеру (СОД типа РС2 фирмы S. E. M. T.).

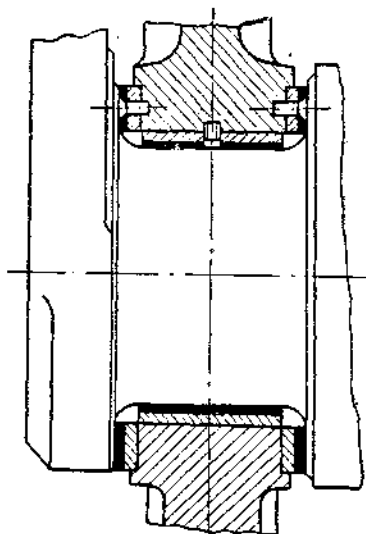


Рис. 5.7. Установочный подшипник коленчатого вала.

ботки вкладышей и т. д. При сроке службы 1000 ч нормальный износ вкладышей МОД составляет около 0,01—0,015 мм, а ВОД примерно 0,02—0,03 мм.

При достижении предельно допустимых зазоров (предусмотренных инструкцией по уходу за дизелем) у подшипников следует удалить соответствующие регулировочные прокладки или, в случае отсутствия таковых, вкладыши должны быть перезалиты или заменены новыми.

## 5.2. КАРТЕР (СТАНИНА), АНКЕРНЫЕ СВЯЗИ

Назначение картера — связать блок-цилиндры с фундаментной рамой в одну общую конструкцию и образовать полностью закрытую и непроницаемую для газов и масла полость для кривошипно-шатунного механизма, а также крейцкопфного устройства (у двухтактных МОД). Картеры судовых дизелей выполняют в различных конструктивных вариантах.

Картер крейцкопфных дизелей состоит из отдельных А-образных стоек, устанавливаемых в плоскостях рамовых подшипников. К стойкам крепят направляющие крейцкопфа (параллели). Отсеки картера (между смежными стойками) закрывают с обеих сторон стальными щитами; один из средних отсеков используют для размещения целного привода распределительного вала.

Между блок-цилиндрами и картером находится промежуточная полость, а также диафрагма с сальником для защиты картера от попадания в него загрязненного масла (из цилиндра). Стойки отливают из чугуна или делают сварными (рис. 5.8).

Новая, более совершенная конструкция картера применена для дизелей серии KGF фирмы Бурмейстер и Вайн с целью ужесточения остова и повышения герметичности картера. Как видно из рис. 5.9, картер по высоте разделен на два продольных отсека коробчатой конструкции, причем нижний отсек вместе с рамой образует полость кривошипно-шатунного механизма, а верхний — крейцкопфную полость с параллелями. Помимо большей жесткости (по сравнению с А-образными стойками), конструкция имеет меньшее количество болтовых соединений, что упрощает монтаж дизеля и повышает надежность уплотнений между отсеками. Кроме того, для удобства осмотра деталей движения в нижнем и верхнем отсеках предусмотрены отдельные люки.

К А-образным стойкам или станине коробчатой конструкции крепят параллели (направляющие) для ползунов крейцкопфа. На рис. 5.10 показан общий вид крейцкопфного устройства МОД с односторонними параллелями, охлаждаемыми водой.

Основные конструктивные схемы остова тронковых дизелей (без крышки) представлены на рис. 5.11. В судовых МОД наибольшее распространение нашли схемы *a* и *в*, а в СОД и ВОД — схема *г* не только у рядных, но и у V-образных дизелей (благодаря возможности облегчения массы остова при сохранении жесткости конструкции).

Перечисленные конструкции могут быть *монолитными*, т. е. представлять единую отливку или сварную конструкцию для общего блока всего дизеля (сравнительно небольшой мощности), и *составными по длине* двигателя, причем отдельные части общего блока соединяются между собой по вертикальным плоскостям разъема болтами под развертку. Количество цилиндров, объединяемых в один общий блок, определяется допустимыми с точки зрения изготовления габаритами и массами отдельных частей блока.

Конструкция картера должна быть жесткой и вместе с тем легкой и, кроме того, обеспечивать полную герметичность. У картера следует предусмотреть съемные щиты и люки для осмотра деталей дизеля. Во избежание повышения давления сверх атмосферного картер снабжают особым вентиляционным устройством с сепаратором для отвода масляных паров.

Для разгрузки сварных и литых (чугунных) картеров от растягивающих усилий остов во многих конструкциях снабжают *анкерными* (рис. 5.12), которые обычно пропускают от верхней плоскости блок-цилиндров до нижней части фундаментной рамы. Для этого в картере предусматривают соответствующие полые трубчатые каналы. Всем анкерным связям должна быть обеспечена примерно одинаковая затяжка по всему остова во избежание возникновения перенапряжений в отдельных связях и элементах остова. Анкерные связи изготавливают из стали 35 и 40 для МОД и из легированных сталей 20ХНЗА, 18ХНМА, 18ХНВА и др. — для СОД и ВОД.

Рассмотрим несколько типичных конструкций остова тронковых судовых дизелей. На рис. 5.13 показан чугунный остов с анкерными связями и двумя горизонтальными разъемами (по схеме *a*, рис. 5.11), а на

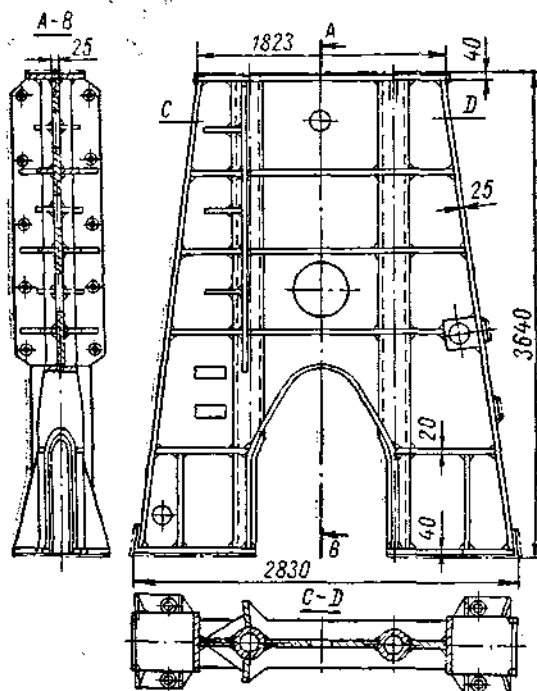


Рис. 5.8. Сварная стойка МОД КЗ 78/120 фирмы М. А. Н.

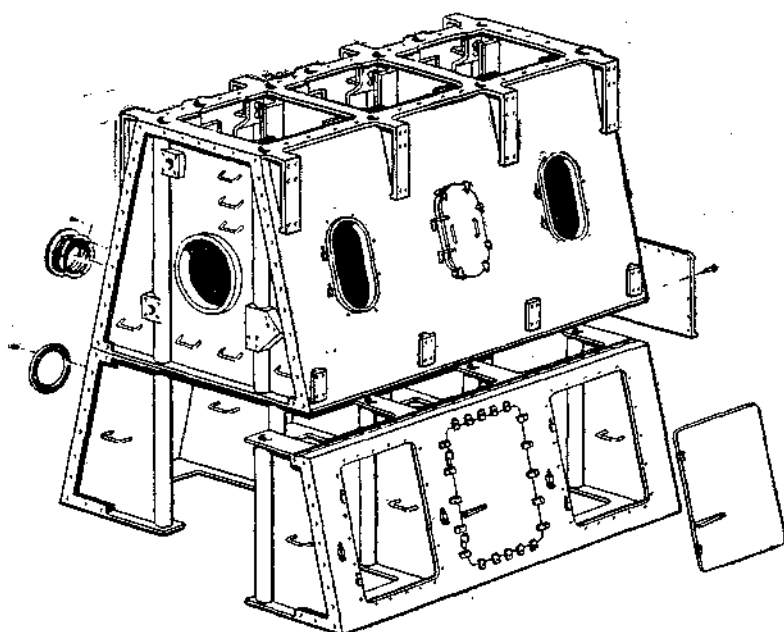


Рис. 5.9. Остов картера МОД мощного ряда К90GF.

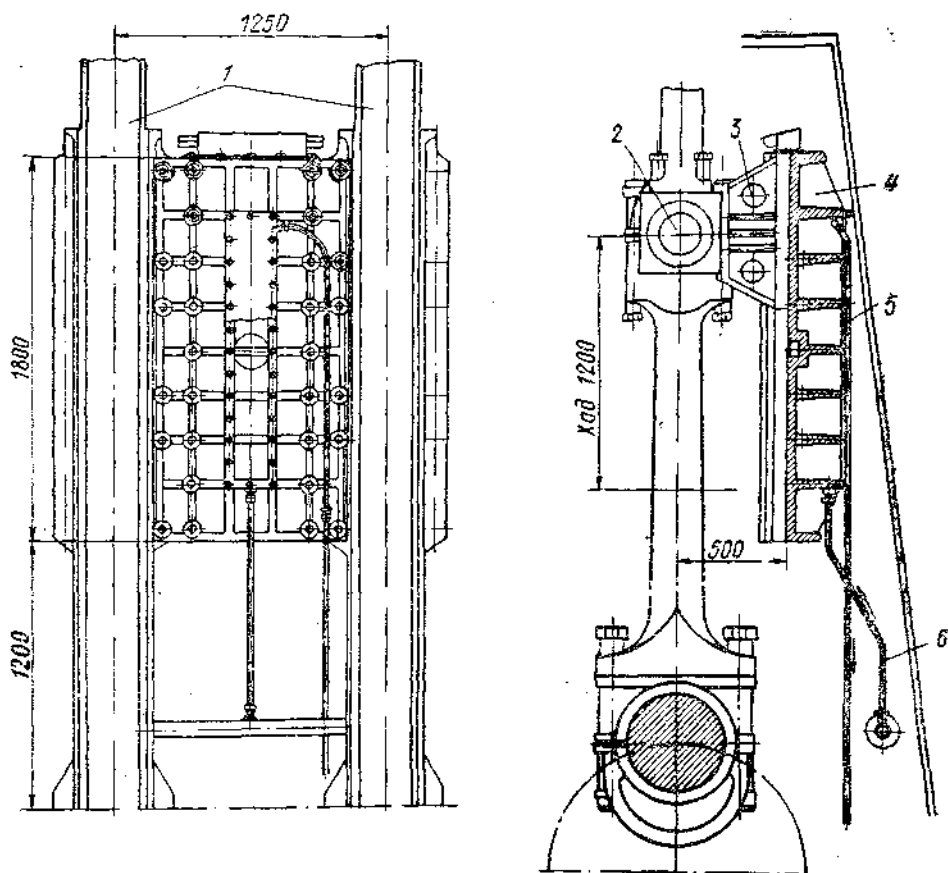


Рис. 5.10. Крейцкопфное устройство МОД.

1 — стойки; 2 — крейцкопф; 3 — ползун; 4 — параллели; 5 — слив; 6 — подвод воды к охлаждающей параллели.

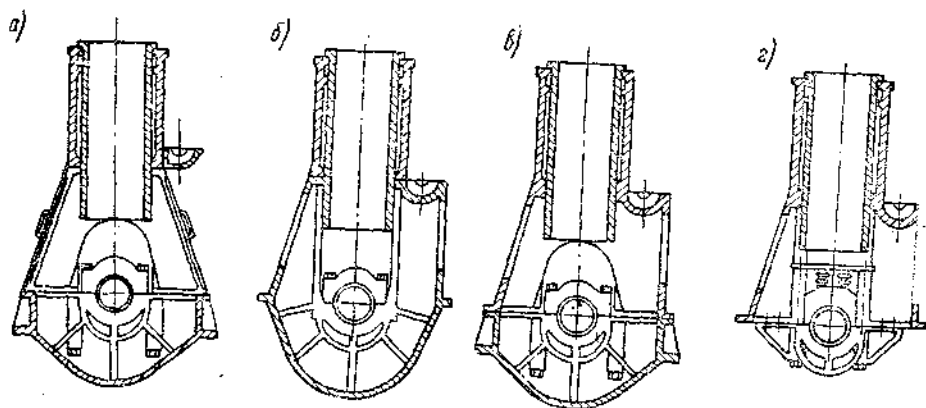


Рис. 5.11. Схемы конструкций картеров и фундаментных рам тронковых судовых дизелей: а — отдельно изготовленный картер между фундаментной рамой и блок-цилиндрами; б — общая блок-рама с картером U-образного типа; в — общий блок-картер с рубашками цилиндров и отдельная рама; г — общий блок-картер с цилиндрами и подвешенными к картеру рамовыми подшипниками.

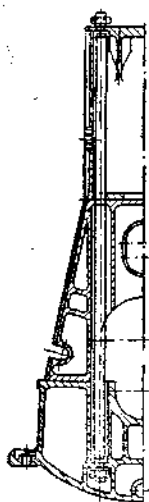


Рис. 5.12. Конструкция анкерной связи.

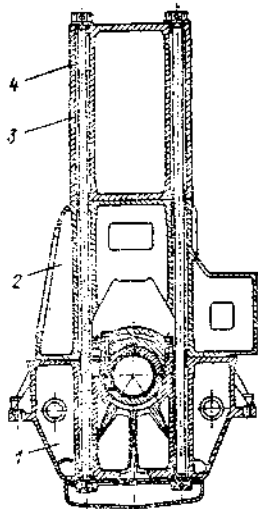


Рис. 5.13. Конструкция остова с анкерными связями.

1 — рама; 2 — картер; 3 — цилиндр; 4 — анкерные связи.

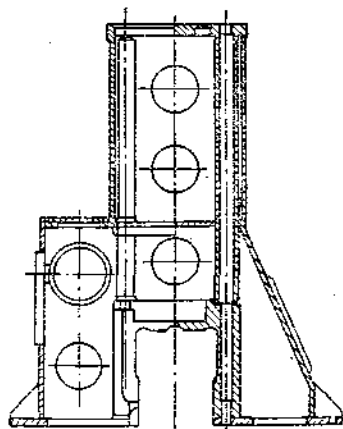


Рис. 5.14. Сварной блок-картер.

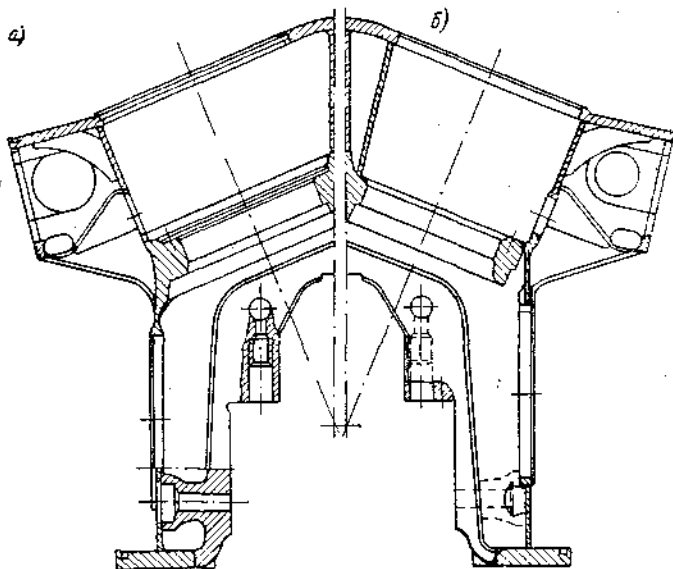


Рис. 5.15. Конструкции остова V-образного СОД типа РС2 фирмы S. E. M. T.

рис. 5.14 — сварной общий блок-картер с рубашками цилиндров (по схеме в, рис. 5.11).

Конструкции остова V-образных дизелей выполняют по различным схемам. На рис. 5.15 приведены типичные конструкции остова СОД типа РС2

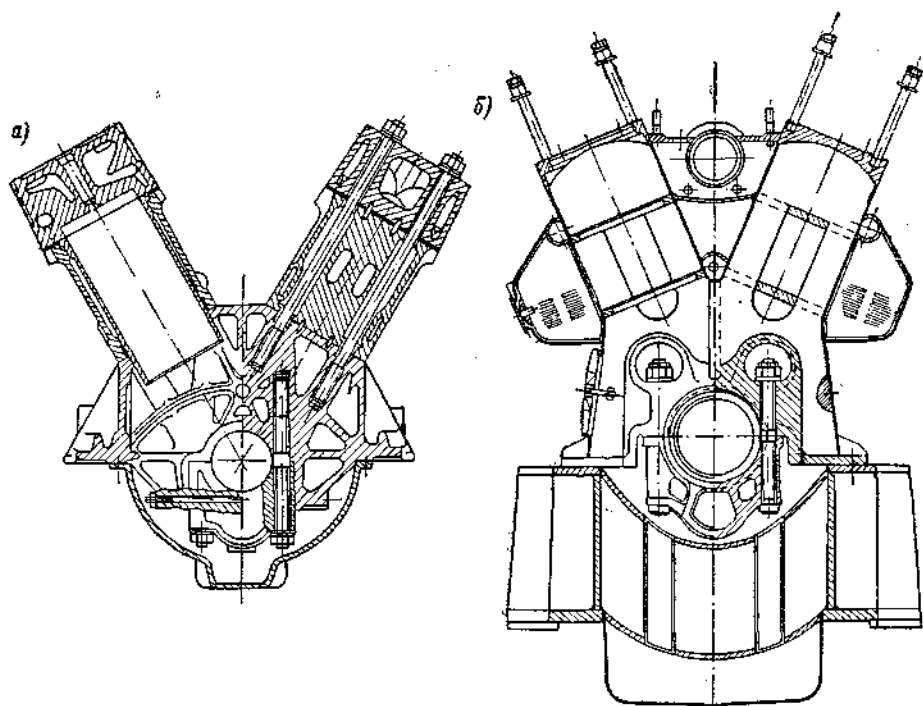


Рис. 5.16. Остова V-образных дизелей типа 12Д (а) и 11Д45 (б).

фирмы S. E. M. T. с рамовыми подшипниками подвешенного типа; остов может быть выполнен в двух вариантах: литой (рис. 5.15, а) или сварной (рис. 5.15, б). На рис. 5.16, а изображен отлитый из алюминиевого сплава остов четырехтактного дизеля типа 12Д с рамовыми подшипниками подвешенного типа, а на рис. 5.16, б — сварной остов двухтактного СОД 11Д45.

## Глава 6

### ЦИЛИНДРЫ, ВТУЛКИ И КРЫШКИ

#### 6.1. РАБОЧИЕ ЦИЛИНДРЫ И ВТУЛКИ

Наиболее ответственной частью остова двигателя являются блок-цилиндры вместе со втулками.

Б л о к - ц и л и н д р ы четырехтактных дизелей имеют простую коробчатую конструкцию, состоящую из верхней и нижней досок с расточками для установки втулок и с вертикальными перегородками между цилиндрами.

На рис. 6.1 показан общий вид чугунного блок-картера с рубашками цилиндров и втулками для четырехтактных судовых СОД, предназначенный для установки подвешенного коленчатого вала.

У ВОД для снижения габарита и массы конструкции применяют моноблоки, объединяющие в общей отливке из алюминиевого сплава рубашки цилиндров и крышки. В рубашки моноблока запрессовывают стальные

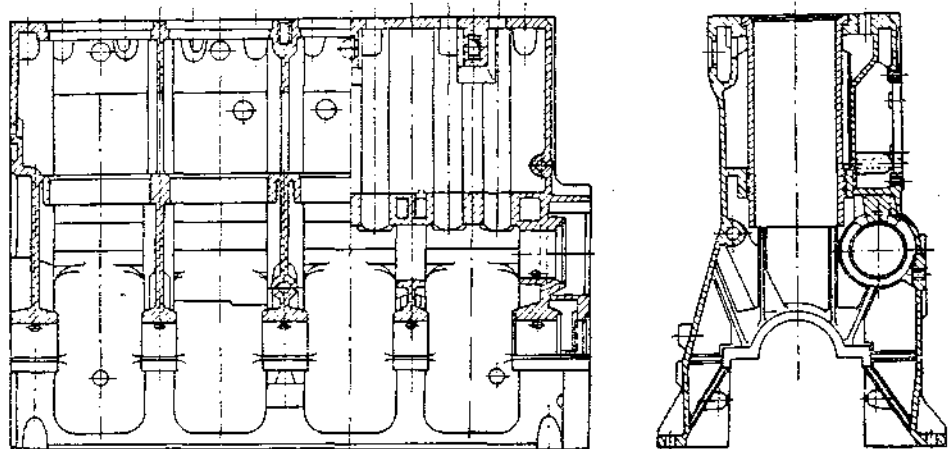


Рис. 6.1. Чугунный блок-картер с рубашками цилиндров и втулками.

втулки, охлаждаемые водой. На рис. 6.2 представлен моноблок малогабаритного и легкого ВОД типа М756 (серии М50), отлитый из сплава АЛ4, с втулками из легированной стали 38ХМЮА. На втулки напрессованы тонкостенные стальные рубашки, на наружную поверхность которых после

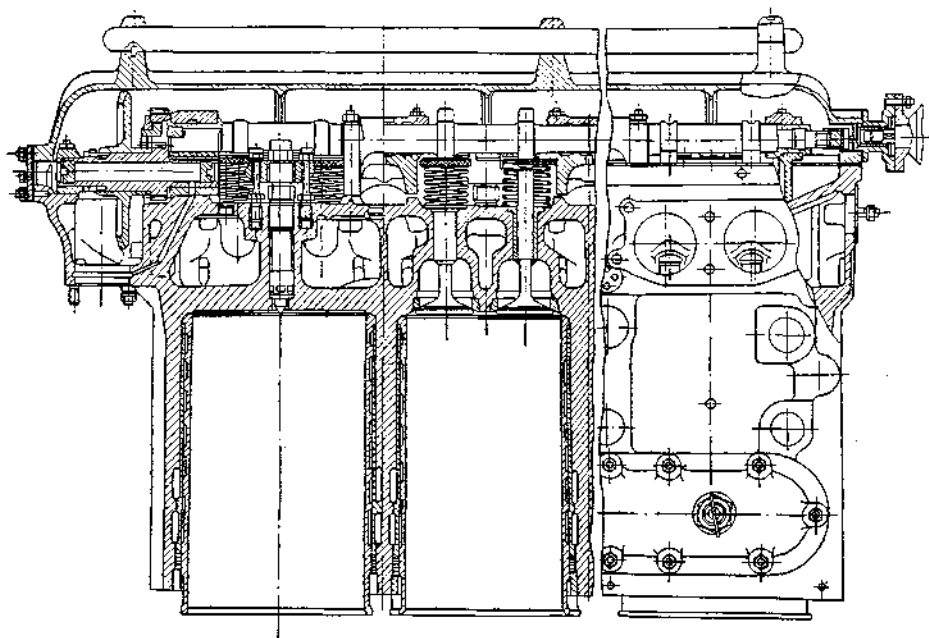
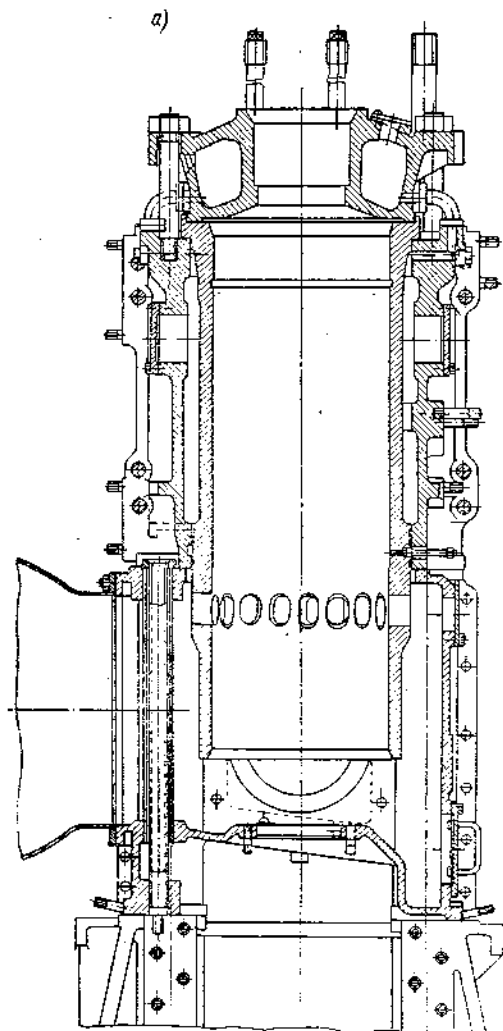


Рис. 6.2. Моноблок легкого ВОД типа М756.

запрессовки наносят гальваническим путем тонкий слой олова ( $\delta \approx 0,015 \div 0,025$  мм) для лучшего прилегания посадочной поверхности втулки к расточке в моноблоке.

Блок-цилиндры двухтактных судовых дизелей имеют более сложную конструкцию, так как кроме полостей для охлаждающей воды их следует

снабжать полостями для подвода продувочно-наддувочного воздуха (для всех типов продувки) и отвода выпускных газов (контурные продувки). Чтобы обеспечить лучшее направление потоков продувочного воздуха и газов, иногда в рубашке цилиндра отливают особые направляющие ребра. Блок-цилиндры МОД изготавливают однотельными (рис. 6.3, а) и, как исключение, двутельными (рис. 6.3, б).



Цилиндры (так же, как и картер) могут быть монолитными (при  $D < 400$  мм) или составными. Для наиболее крупных крейцкопфных дизелей изготавливают отдельные отливки на каждые один-два цилиндра, которые затем соединяют в единый блок-цилиндр. Для установки втулок блок-цилиндры разделяют перегородками на ряд цилиндрических полостей.

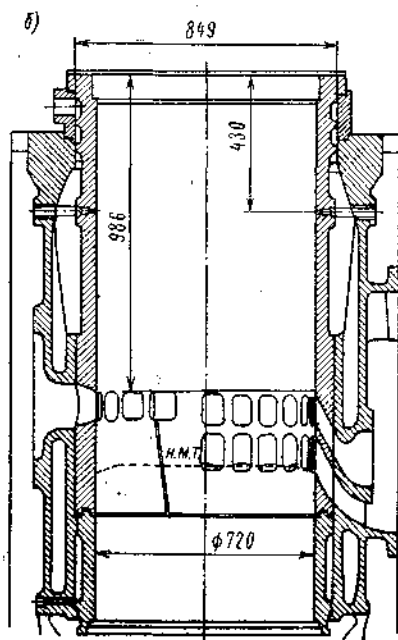


Рис. 6.3. Рабочие цилиндры МОД с продувкой: а — прямоточно-клапанной; б — контурной.

Блок-цилиндры чаще всего отливают из чугуна марок СЧ18-36, СЧ21-40, СЧ24-44, СЧ28-48 и модифицированных чугунов; реже применяют сварные конструкции из-за сложной конструкции цилиндров. При остове с анкерными связями можно уменьшать толщину стенок отливок, а следовательно, и массу блок-цилиндров.

Цилиндровые втулки во время работы дизеля подвергаются значительным механическим и тепловым воздействиям. Во избежание возникновения значительных термических напряжений втулке требуется обеспечить свободное расширение от нагрева как в осевом, так и диаметральноном направлении.



По конструктивному выполнению различают следующие основные типы цилиндрических втулок (рис. 6.4):

1) вставляемые в соответствующие расточки рабочих цилиндров (рис. 6.4, а); при этом между наружной поверхностью втулки и внутренней поверхностью рубашки цилиндра образуется полость для охлаждающей воды;

2) втулки дизелей, имеющих небольшие диаметры цилиндров ( $D < 200$  мм), которые отливаются с собственными рубашками (рис. 6.4, б);

3) с рубашками, напрессованными непосредственно на наружную поверхность втулки (рис. 6.4, в), охлаждаемой водой;

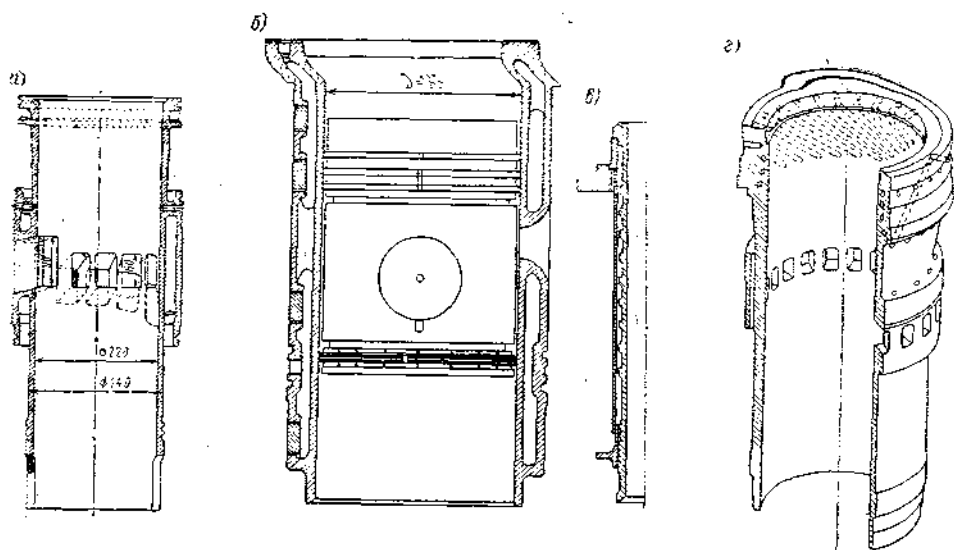


Рис. 6.4. Конструкции цилиндрических втулок: а — вставляемая; б — отлитая заодно с рубашкой; в — с напрессованной рубашкой; г — со сверлениями во фланцевой части.

4) втулки форсированных дизелей, имеющих дополнительное охлаждение верхнего фланцевого утолщения за счет каналов, по которым циркулирует вода (рис. 6.4, г).

Первый тип втулок преимущественно распространен в МОД и СОД. Второй тип, применяемый для ВОД, не рационален, так как при работе дизеля между внутренней и наружной стенками возникают (вследствие разности температур) дополнительные термические напряжения. Третий тип, используемый в ВОД, имеет ряд положительных сторон: возможность иметь так называемый сухой картер (без воды) и осуществлять выем втулки из цилиндра совместно с рубашкой. Четвертый тип, благодаря эффективному способу охлаждения верхней части втулки, получил широкое распространение для МОД и СОД форсированного типа.

Втулка фиксируется в цилиндре посредством верхнего фланцевого кругового утолщения, которое опирается на выступающий опорный бурт рубашки (рис. 6.5); это дает возможность втулке свободно расширяться в продольном направлении. Уплотнение бурта осуществляется медной прокладкой, особой замазкой из белил или непосредственной притиркой (в дизелях малой мощности). Направляющий цилиндрический пояс фланцевого утолщения должен иметь достаточный диаметральный зазор, рассчитанный на наибольшее расширение втулки при работе дизеля.

Для усиления отвода тепла от верхнего пояса втулки и снижения ее температуры применяют ряд конструктивных мероприятий с целью уве-

личить скорость циркуляции охлаждающей воды (например, показанные на рис. 6.5, а, б, в). Так, втулка у ВОД по всей наружной поверхности снабжается каналами винтообразной формы с уменьшенными проходными сечениями (см. рис. 6.2). Конструктивное развитие верхнего пояса втулки при росте диаметра и цилиндрической мощности МОД фирмы Зульцер можно проследить по рис. 6.5, г, д, е.

Наконец, в двухтактных МОД для предохранения верхней части блока от разрыва (например, при перегреве дизеля) на верхний пояс втулки

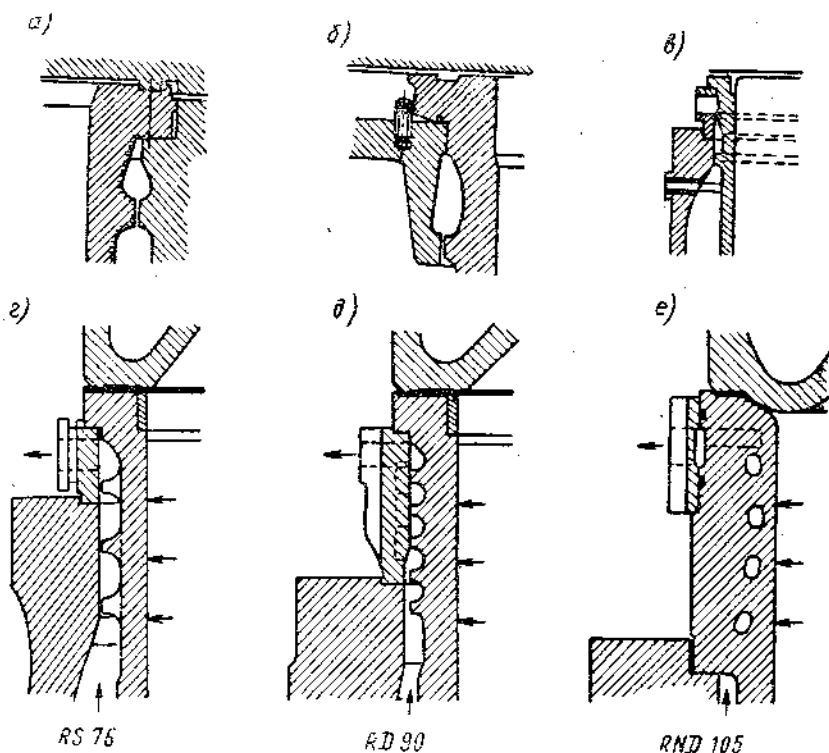


Рис. 6.5. Конструкции верхних фланцевых утолщений втулки.

напрессовывают стальной кованый бандаж (рис. 6.5, в, г, д, е). Нижнюю часть втулки уплотняют сальником или резиновыми кольцами, не препятствующими свободному расширению втулки при нагреве (см. рис. 6.3, б).

Перечислим основные требования, предъявляемые к материалам для цилиндрических втулок: непроницаемость для газов и охлаждающей воды; достаточная прочность; высокая износостойкость; хорошая обрабатываемость; устойчивость против коррозионных разрушений.

Материалами для втулок МОД и СОД служат чугуны марок СЧ28-48, СЧ32-52 и др., а также модифицированные и легированные чугуны. Для ВОД применяют также втулки, изготовленные из сталей марок 45Х, 35ХМЮ, 38ХМЮА и др. В целях повышения износостойкости втулок для ВОД используют азотированные стальные втулки, а для МОД — чугунные втулки, подвергнутые пористому хромированию.

Наиболее серьезные разрушения втулок вызывает кавитационная эрозия (сопровождаясь также электрохимической коррозией), что приводит к необходимости обеспечения ряда мер по борьбе с ней: уменьшают вибрацию втулок, применяют замкнутую систему охлаждения, повышают стойкость охлаждаемых наружных поверхностей втулки, используют эмульсионные присадки к воде и др.

Средний износ втулок у крупных МОД составляет 0,08—0,015 мм за 1000 ч работы. Повышенный износ втулки наблюдается при загрязнении поступающего в цилиндр воздуха или масла, использовании некондиционных сортов масла, нарушении режима охлаждения, перегреве втулки, работе на сернистых мазутах и т. д.

## 6.2. КРЫШКИ РАБОЧИХ ЦИЛИНДРОВ

Крышка, крепящаяся к цилиндру, замыкает (сверху) остов дизеля и образует вместе с поршнем и стенками цилиндра камеру сгорания.

Во время работы дизеля крышка подвергается воздействию значительного давления газа и высокой температуры. В связи с этими тяжелыми условиями работы крышка должна иметь простую и симметричную форму, податливое тонкостенное днище с жесткой опорной частью и равномерное распределение температуры.

Днище крышки следует интенсивно охлаждать водой. Стенки крышки, за исключением опорной части, должны иметь равномерную толщину во избежание появления повышенных внутренних напряжений. Выходы клапанных стаканов на огневую поверхность днища требуется выполнять с большими радиусами закруглений.

Внешняя форма индивидуальных крышек в зависимости от типа дизеля может быть цилиндрической, квадратной, шести- или восьмигранной и др. При диаметре крышек менее 200 мм применяют обычно блок-крышки, представляющие собой одну общую отливку для группы цилиндров или всего дизеля.

Наиболее сложными по конструкции являются крышки четырехтактных дизелей (рис. 6.6), а также двухтактных с прямоточно-клапанной продувкой. Крышки состоят обычно из двух плоских днищ, соединенных между собой вертикальными стенками и стаканами для рабочих клапанов. В крышке размещают помимо двух или четырех рабочих клапанов еще форсунку, пусковой и предохранительный клапаны. Сильно нагревающиеся каналы выпускных клапанов вызывают неравномерный нагрев крышки.

У МОД клапаны имеют отдельные корпуса, а у ВОД — размещаются непосредственно в корпусе крышки, что требует в некоторых случаях установки в корпусе особых опорных гнезд из материалов повышенной стойкости. В форсированных дизелях корпуса клапанов и опорные седла приходится охлаждать водой (особенно при работе на сернистых сортах топлива).

По сравнению с крышками четырехтактных дизелей крышки двухтактных дизелей с прямоточно-клапанной продувкой обладают большей теплонапряженностью. В связи с отсутствием рабочих клапанов крышки двухтактных дизелей с контурной продувкой конструктивно проще.

Для лучшей очистки камеры сгорания крышки иногда выполняют с вогнутыми или полусферическими днищами.

Крышки крупных крейцкопфных МОД ( $c D \geq 600$  мм) часто состоят из двух частей, причем нижнюю огневую часть крышки отливают из жаростойких материалов (например, молибденовой стали), а верхнюю опорную часть — из чугуна или стали (рис. 6.7).

Для защиты верхнего фланцевого утолщения втулки от перегрева крышки крупных дизелей выполняют либо утопленными в полость цилиндра (рис. 6.8, а), либо полуколлапачного типа (рис. 6.8, б).

Охлаждение крышек чаще всего производят пресной водой (во избежание выделения солей при охлаждении заборной водой). Вода к крышке

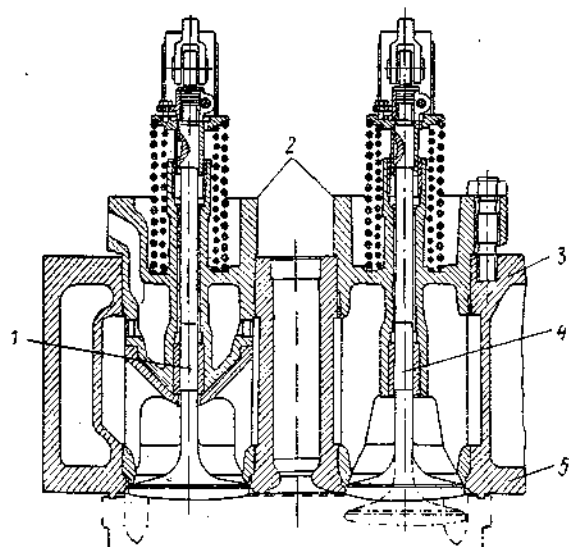


Рис. 6.6. Крышка четырехтактного дизеля с двумя рабочими клапанами.

1 — выпускной клапан; 2 — стержни клапанов; 3, 5 — верхнее и нижнее днища; 4 — впускной клапан.

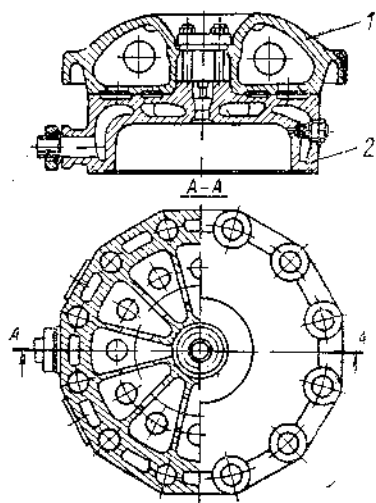
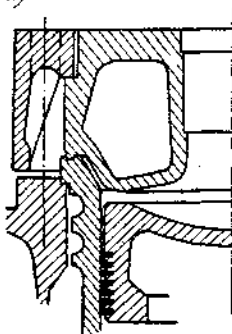


Рис. 6.7. Составная крышка МОД 6KZ 60/110 фирмы М. А. N.

1 и 2 — верхняя и нижняя части крышки.

а)



б)

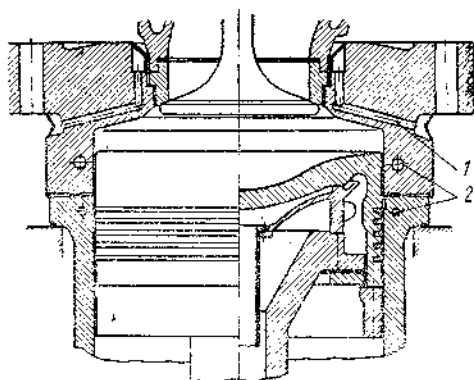
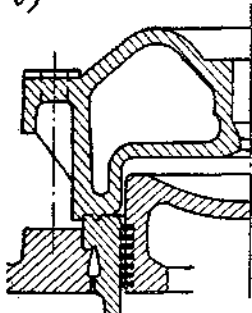


Рис. 6.9. Крышка МОД типа K90GF.

1 — радиальный канал охлаждения днища; 2 — каналы охлаждения фланцевых утолщений втулки и крышки.

Рис. 6.8. Крышки МОД:  
а — утопленная (частично)  
в полость цилиндра; б —  
полуколлапачного типа.

подводится из зарубашечного пространства цилиндра через внешние патрубки или перепускные трубы, уплотненные теплостойкими резиновыми кольцами. Поток воды должен последовательно охлаждать огневое днище, клапанные стаканы, а также каналы для воздуха и продуктов сгорания. Для усиления циркуляции воды применяют следующее: крышки делают двухполостными; у днища поток воды направляется тангенциально через сопла; отливают дополнительные направляющие стенки; в водяные полости большой емкости вставляют вытеснители и др. Во избежание образования пароводяных зон горячая вода отводится из наиболее высокой точки полости охлаждения крышки. Для очистки полостей охлаждения крышки от формовочной земли и удаления накипи следует предусмотреть люки или отверстия, заглушенные пробками.

Газоуплотнение между крышкой и цилиндрами обеспечивается установкой красно-медной или медно-асбестовой прокладки, прижимаемой выступающим круговым буртом крышки. Блок-крышки дизелей с диаметром  $D \leq 200$  мм устанавливают либо на притирку, либо на общую алюминиевую прокладку; при этом для улучшения уплотнения каждого цилиндра протачивают по несколько круговых канавок. Прокладка должна быть равномерно обжата, но без перетягивания шпилек; иногда для этой цели пользуются специальным динамометрическим ключом и, кроме того, устанавливают последовательность затяжки отдельных гаек.

Крепление крышек к цилиндру производят шпильками, болтами и анкерными связями. Количество и расположение крышечных шпилек для четырехтактных дизелей ( $i = 4 \div 8$ ) определяется размерами и числом впускных и выпускных каналов, расположенных в крышке. Для двухтактных дизелей с контурной продувкой применяют большее количество шпилек (до 20), чтобы обеспечить равномерное обжатие крышечной прокладки. В крупных МОД чаще используют длинные податливые болты, а затяжку осуществляют гидравлическим устройством.

Приведем примеры конструкции типичных крышек судовых крейскопфных двухтактных дизелей. Новая конструкция крышки для дизелей типа фирмы Бурмейстер и Вайн K90GF цилиндрической мощностью  $N_{\text{ед}} = 3410$  л. с. при  $n = 110$  об/мин и  $p_e = 11,8$  кгс/см<sup>2</sup> характеризуется следующими особенностями (рис. 6.9): крышка полуколпачного типа, цельная, из ковanej стали; высота крышки снижена (до  $0,54D$ ); для интенсификации охлаждения в огневом днище крышки просверлен целый ряд радиальных каналов 1, по которым циркулирует вода; в круговых фланцевых поясах крышки и втулки просверлены тангенциальные каналы 2 для охлаждающей воды; конфигурация камеры сгорания примерно прежняя; количество форсунок — три; благодаря полуколпачной конструкции крышки фланцевой пояс втулки хорошо защищен от непосредственного нагрева горячими газами (при положении поршня в в. м. т.).

На рис. 6.10 показана составная крышка дизеля фирмы Зульцер типа RND105 мощностью  $N_{\text{ед}} = 4000$  л. с. при  $n = 108$  об/мин и  $p_e = 11,7$  кгс/см<sup>2</sup> с камерой сгорания «шатрового» типа. Крышка состоит из основной опорной части 1 и цилиндрической вставки 2, в которой разме-

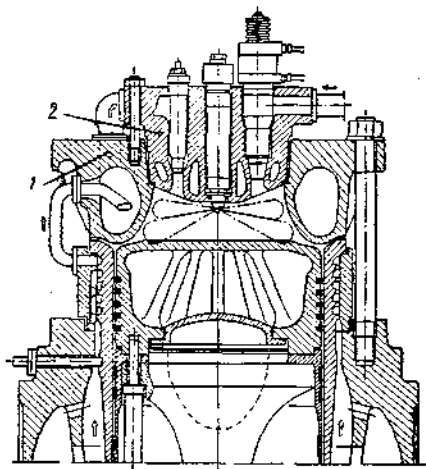


Рис. 6.10. Крышка МОД типа RND105 фирмы Зульцер.

щены форсунка, пусковой и предохранительный клапаны. Камера сгорания относительно тонкостенная (для уменьшения температурных перепадов); количество и расположение топливных факелов соответствует конфигурации камеры.

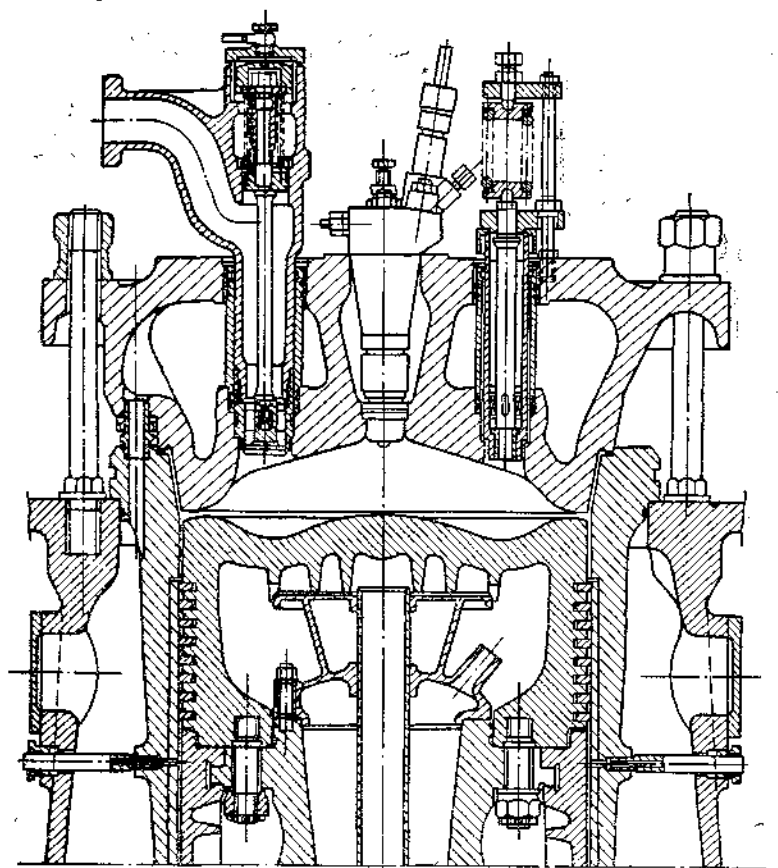


Рис. 6.11. Крышка МОД «Фиат» типа 1060S.

На рис. 6.11 приведена крышка дизеля «Фиат» типа 1060S с цилиндровой мощностью  $N_{\text{сд}} = 4000$  л. с. при  $n = 106$  об/мин и  $p_e = 11,9$  кгс/см<sup>2</sup>. Стальная цельнолитая крышка утоплена на высоту фланца втулки. Полу-сферическое днище обеспечивает хорошую очистку камеры сгорания. Форсунка, пусковой и предохранительный клапаны установлены в особых вставных стаканах. Днище поршня с полукольцевой полостью вместе с крышкой образуют камеру сгорания типа Гессельмана.

## Глава 7

### ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ

#### 7.1. КЛАПАНЫ ВПУСКНЫЕ И ВЫПУСКНЫЕ

Основное назначение механизма газораспределения — управление процессами впуска воздуха и выпуска отработавших газов.

Для четырехтактных дизелей наибольшее распространение получили клапанные механизмы газораспределения, состоящие из распределитель-

ного вала с приводом, кулачных шайб, установленных на распределительном валу, толкателей, штанг, рычагов и впускных и выпускных клапанов.

В двухтактных дизелях с контурными системами продувки, а также с ПДП применяется бесклапанное газораспределение, при котором функ-

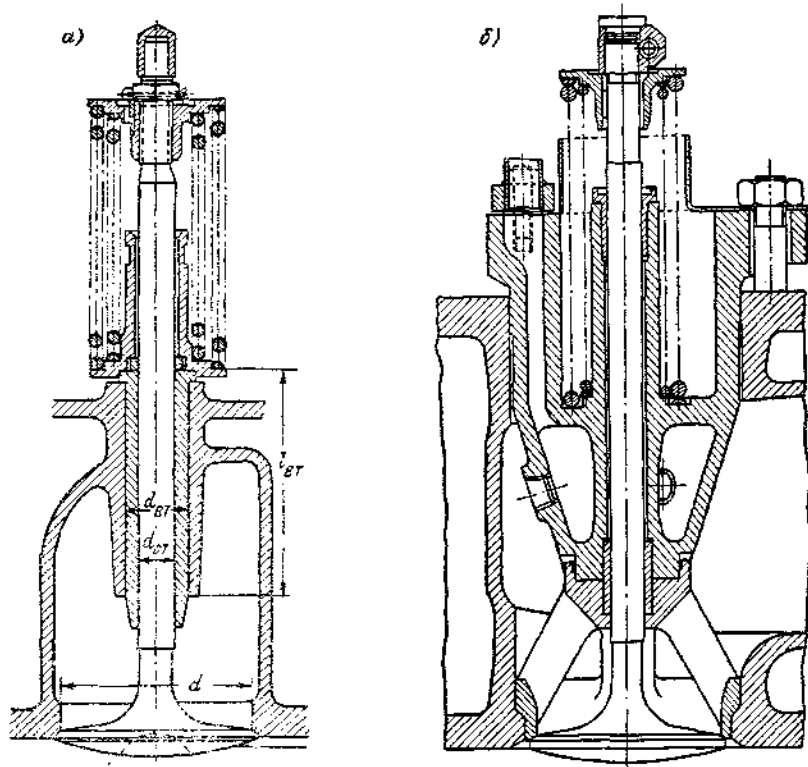


Рис. 7.1. Рабочие клапаны: а — без отдельного корпуса; б — с отдельным корпусом.

ции газораспределительного механизма выполняют продувочные и выпускные окна, а поршень используется в качестве золотника. В связи с этим бесклапанная система рассмотрена в гл. 12.

Впускные и выпускные клапаны осуществляют процессы смены заряда. Основными элементами клапанного комплекта являются клапан, корпус клапана, направляющая втулка, пружина и ее тарелка.

Клапаны во время работы подвергаются значительным динамическим нагрузкам, а также воздействию высокой температуры (особенно выпускные клапаны). Средняя температура тарелок впускных клапанов во время работы достигает  $500^{\circ}\text{C}$ , а выпускных  $900^{\circ}\text{C}$ . Вертикальное расположение клапанов в крышке уменьшает износ стержня и его направляющей. Клапаны открываются внутрь цилиндра, чем достигается плотное их прилегание к опорному седлу при высоком давлении в цилиндре. При разрежении в цилиндре (наполнение) плотность прилегания клапана обеспечивается натяжением пружины.

Проходные сечения клапанов выбирают возможно большими, чтобы обеспечить хорошее наполнение цилиндра. Клапаны монтируют либо непосредственно в корпус крышки (рис. 7.1), либо в отдельный литой охлаждаемый корпус клапана (выпускные клапаны). Установка клапана без отдельного корпуса позволяет увеличить диаметр тарелки клапана примерно на 20%.

Расположение клапанов зависит от их количества, тактности дизеля, частоты вращения, схемы привода клапанов и степени форсирования. В четырехтактных дизелях применяют два или четыре клапана; при скорости поршня  $c_m$  выше 8—10 м/с используют обычно четыре клапана.

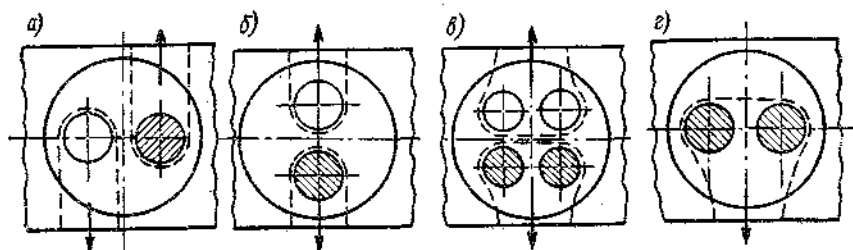


Рис. 7.2. Схемы расположения впускных и выпускных клапанов.

В двухтактных дизелях находят применение от одного до четырех клапанов (при прямоточно-клапанной системе продувки): один клапан — только для некоторых МОД; от двух до четырех выпускных клапанов — для дизелей всех типов в зависимости от их быстроходности, степени форсирования и конструктивных особенностей.

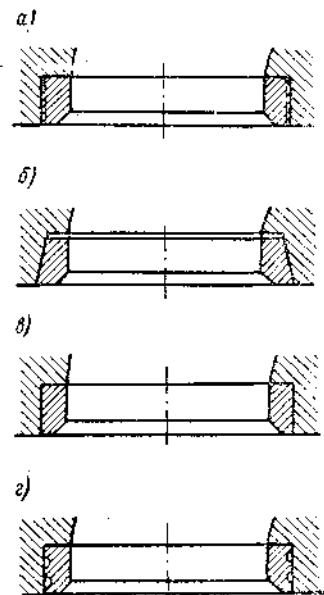


Рис. 7.3. Способы закрепления опорных колец клапанов в крышке: а — на резьбе; б — на конусе; в — цилиндрической запрессовкой до упора; г — с канавками.

Расположение клапанов в крышке четырехтактных дизелей может быть следующее: продольное для двух клапанов (рис. 7.2, а), поперечное (рис. 7.2, б), продольное для четырех клапанов (рис. 7.2, в), а в крышке двухтактных дизелей — продольное для двух клапанов (рис. 7.2, г). Пунктиром на рисунке показано расположение впускных и выпускных каналов.

Клапаны изготовляют цельными или составными. Более распространенной является цельная конструкция. Переход от тарелки клапана к стержню выполняют с большим радиусом закругления, так как в этом месте возникают большие механические и температурные напряжения. Для дизелей с повышенным наддувом стержень снабжают уплотнительным устройством (во избежание прорыва газов).

Опорным седлом тарелки клапана служат корпуса крышки и клапана или особое опорное гнездо, вставляемое в корпус клапана. Некоторые способы закрепления опорного седла показаны на рис. 7.3.

Отвод теплоты от клапанов осуществляют через направляющую втулку стержня и опорное гнездо тарелки клапана. Значения температуры тарелок клапанов приведены ниже:

Дизель	Температура тарелок клапанов $t$ , °C	
	впускных	выпускных
Малооборотный	400—450	600—700
Высокооборотный	450—500	700—900



Форма тарелки клапана в значительной степени определяет его жесткость, а также устойчивость конической фаски в работе. В нефорсированных МОД используют наиболее простую форму плоской тарелки (рис. 7.4, а). Для впускных клапанов БОД применяют тюльпанообразную форму тарелки (рис. 7.4, б), при которой улучшается обтекание клапана воздушным потоком (при наполнении). Обтекание клапана с выпуклой тарелкой (рис. 7.4, в, г) интенсифицируется при выпуске газов из цилиндра; поэтому эта форма нашла широкое распространение для выпускных клапанов четырех- и двухтактных дизелей. Для клапана, представленного на рис. 7.2, г, кроме того, предусмотрено внутреннее охлаждение.

С целью повышения износостойкости и антикоррозионности тарелки клапана опорную фаску тарелки, а иногда и фаску клапанного седла покрывают стеллитом. Угол конической фаски тарелки, равный  $45^\circ$ , обеспечивает самоцентрирование клапана и надежное его уплотнение.

В зависимости от конструкции и быстроходности дизеля применяют одну или две клапанные пружины. При значительных мас-

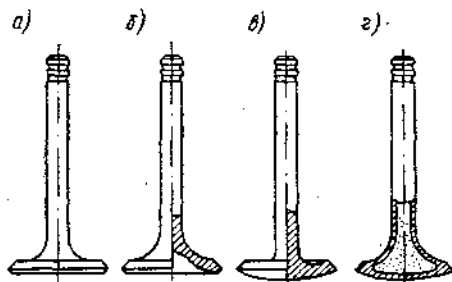


Рис. 7.4. Форма тарелок клапанов.

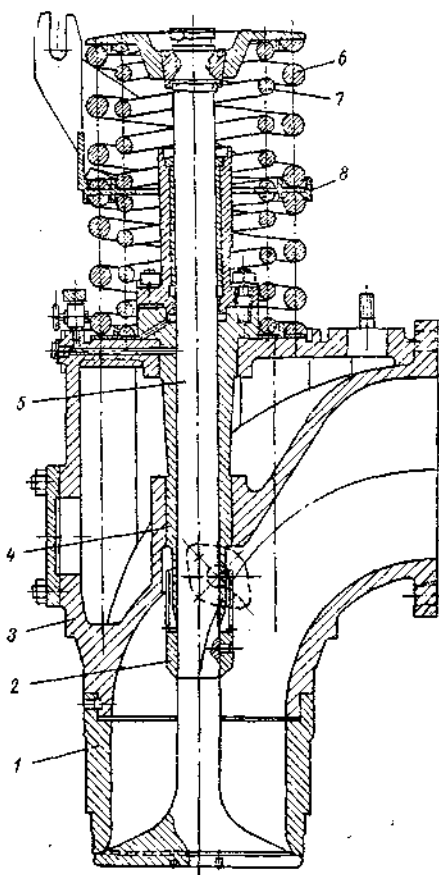


Рис. 7.5. Выпускной клапан двухтактного МОД фирмы Бурмейстер и Вайн типа 550VTBF-110.

сах клапанного привода целесообразно переходить на две концентрически расположенные пружины различного диаметра.

На рис. 7.5 представлен выпускной клапан дизеля фирмы Бурмейстер и Вайн типа 550VTBF-110 с  $N_{\text{ед}} = 2900$  л. с. при  $n = 170$  об/мин. Клапан устанавливается в охлаждаемый водой чугунный корпус 3, имеющий съемное чугунное седло 1. Стержень клапана 5 перемещается в направляющей втулке 4. На нижнюю часть стержня надета в горячем состоянии рубашка 2, предохраняющая направляющую от непосредственного воздействия горячих газов. Закрытие клапана осуществляется двумя концентрически расположенными пружинами 6 и 7, причем каждая из них разделена на две одинаковые части. Между обеими частями пружин установлена подвижная тарелка 8, связанная с рычагом клапана. Нижние половины пружин опираются на крышку корпуса, а верхние — на тарелку, связанную со стержнем клапана коническими разъемными сухариками.

Материалы для клапанов должны обеспечивать заданные механические качества при высокой температуре, а также устойчивость против быстрого износа и газовой коррозии. Выпускные клапаны МОД и СОД, работающие при сравнительно невысокой температуре, изготавливают из углеродистых сталей 40, 45 и др., а также из легированных сталей 40ХН, 65ХН, Х10СМ и 20ХНФА. Выпускные клапаны следует изготавливать из жаропрочных легированных сталей 2Х18Н9, Х18Н25С или силхромовых ЭСХ8М, 30ЭСХ8МА. Для высокофорсированных дизелей используют специальные жаростойкие стали, например 4Х14Н14, ЭИ69, ЭИ72 и ЭИ107. Опорные седла клапанов делают из чугуна с присадкой хрома и молибдена, сверхпрочного чугуна, алюминиевой бронзы и др. Клапанные пружины изготавливают из сталей 602, 652, 60С2, 50ХФА и др. путем холодной навивки с последующей закалкой и отпуском.

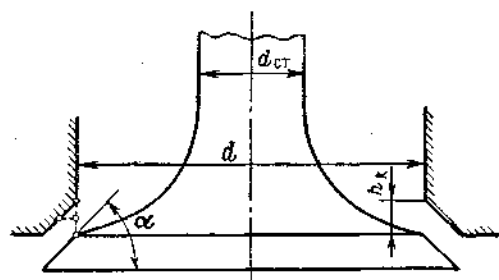


Рис. 7.6. Эскиз к конструктивным соотношениям клапана.

Основные конструктивные соотношения клапанов зависят от конструкции крышки, быстроходности дизеля и ряда других факторов (рис. 7.6)-

ных сталей 40, 45 и др., а также из легированных сталей 40ХН, 65ХН, Х10СМ и 20ХНФА. Выпускные клапаны следует изготавливать из жаропрочных легированных сталей 2Х18Н9, Х18Н25С или силхромовых ЭСХ8М, 30ЭСХ8МА. Для высокофорсированных дизелей используют специальные жаростойкие стали, например 4Х14Н14, ЭИ69, ЭИ72 и ЭИ107. Опорные седла клапанов делают из чугуна с присадкой хрома и молибдена, сверхпроч-

## 7.2. МЕХАНИЗМ ПРИВОДА КЛАПАНОВ

Основное назначение механизма газораспределения — своевременное открытие и закрытие клапанов и обеспечение их движения по определенному заданному закону.

Привод клапанов осуществляется от соответствующих кулачных шайб распределительного вала, расположенного обычно параллельно коленча-

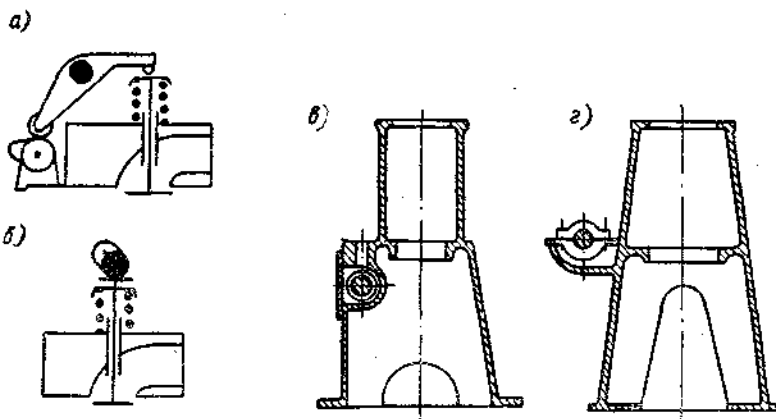


Рис. 7.7. Эскизы расположения распределительного вала.

тому валу (вдоль всего дизеля). Распределительный вал в зависимости от конструкции и степени быстроходности дизеля может быть расположен в верхней части дизеля у крышек (рис. 7.7, а) или над ними (рис. 7.7, б) и в средней части (около стыка картера с блок-цилиндрами) внутри (рис. 7.7, в) или снаружи (рис. 7.7, г) картера.

Механические приводы клапанов при боковом расположении распределительного вала для четырех- и двухтактных дизелей показаны на рис. 7.8. К особенностям привода выпускного клапана МОД фирмы Бур-

мейстер и Вайн типа 550VTBF-110 (рис. 7.8, б) следует отнести разделение клапанной пружины на две части с помощью особой тарелки 1, шарнирно-связанной с рычагом 2 и стойкой рычага 3; это разделение преследует цель увеличить устойчивость и надежность работы пружин (см. также рис. 7.5).

При верхнем расположении распределительного вала клапаны приводятся в действие непосредственно от кулачных шайб (рис. 7.9) или через рычажную передачу.

На рис. 7.10 приведена компактная конструкция привода к четырем клапанам. Из рисунка видно, что на каждые два клапана предусмотрено по одной штанге; для двух выпускных клапанов имеется расположенный слева вспомогательный валик, приводимый в действие рычажной передачей.

Среди рассмотренных схем расположения распределительного вала наиболее удобной в отношении монтажа и обслуживания является конструкция, показанная на рис. 7.7, г. Боковое расположение распределительного вала применяется чаще всего у СОД и МОД, а верхнее — у ВОД с целью уменьшить силы инерции деталей приводного механизма.

Для упрощения и увеличения надежности действия в новейших модификациях двухтактных МОД типа K90GF фирмы Бурмейстер и Вайн механическая система привода клапана заменена гидравлической масляной системой (рис. 7.11, а, б), в которой усилие поршневого гидропривода (гидротолкателя), приводимого в действие от кулачной шайбы, передается к поршню сервомотора, воздействующего на шпindelь выпускного клапана (для его открытия). Для закрытия клапана предусмотрена система пружин, действующих на общую тарелку клапана. Цилиндр сервомотора имеет два впускных отверстия; одно из них, снабженное невозвратным клапаном, расположено в верхней части цилиндра и обеспечивает подачу масла при пуске дизеля; отверстие в нижней части цилиндра служит для компенсации потерь масла, связанных с утечками или изменившимися температурными условиями. Максимальное давление масла при открытии клапана составляет около 200 кгс/см<sup>2</sup>.

Распределительные валы (рис. 7.12), изготовленные цельными и составными, устанавливаются на разъемных опорных подшипниках, залитых антифрикционным сплавом, и снабжают упорными подшипниками, воспринимающими осевые усилия от механизма привода.

Назначение вала — обеспечить открытие и закрытие в определенной последовательности впускных и выпускных клапанов. На валу размещают кулачные шайбы, количество которых, как правило, соответствует числу впускных и выпускных клапанов. Если реверс дизеля осуществляется осевой передвижкой распределительного вала, то ставят двойной комплект кулачных шайб (для обеспечения переднего и заднего ходов). У ВОД кулачные шайбы (так называемые кулачки) отковывают за одно целое с валом. Профиль кулачной шайбы определяет характер открытия клапана, а также моменты и продолжительность открытия и закрытия. Кроме шайб рабочих клапанов на валу часто устанавливают кулачные шайбы пусковых воздухо-распределителей, топливных насосов ВД и др.

Привод распределительного вала имеет различное конструктивное выполнение в зависимости от типа и быстроходности дизеля. При среднем и верхнем расположении распределительного вала привод осуществляется зубчатой или цепной передачей. На рис. 7.13 показана зубчатая передача четырехтактного дизеля от коленчатого вала к распределительному посредством набора шестерен. У неревверсивных дизелей применяют передаточные шестерни с косым или шевронным зубом, обеспечивающие наиболее плавное зацепление. У четырехтактных дизелей передаточное отношение  $i$  составляет 1 : 2, а у двухтактных 1 : 1. Передаточное отношение  $i =$

$$= \frac{n_{р.в.}}{n_{к.в.}}, \text{ где } n — \text{частота вращения.}$$

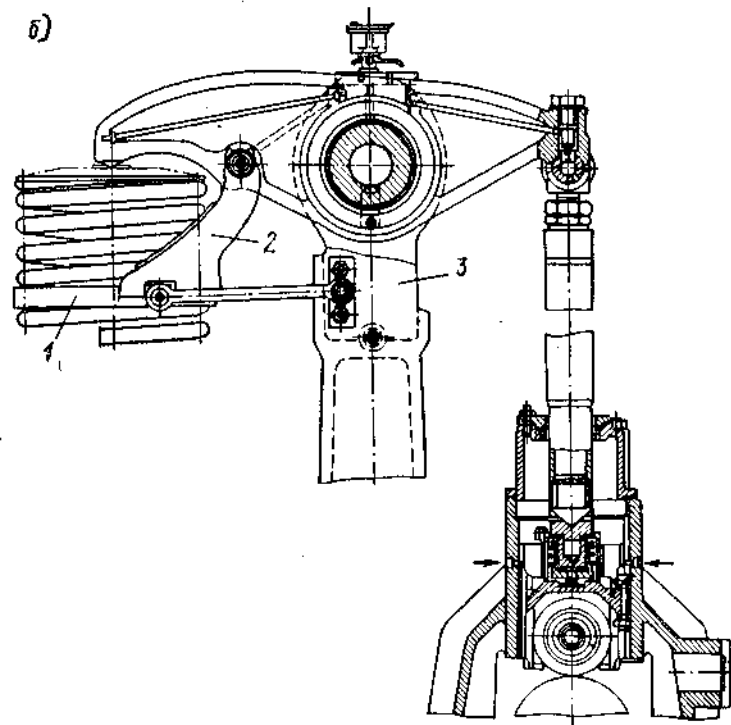
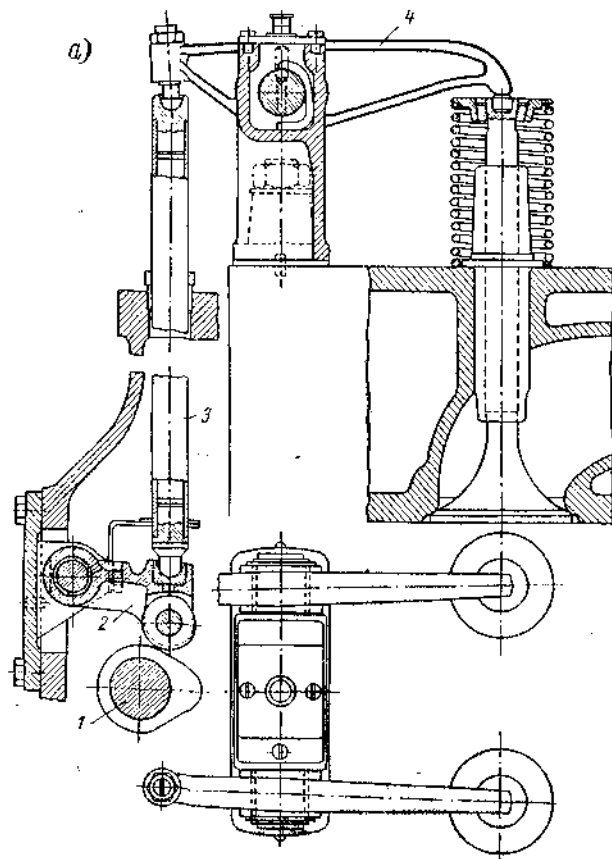


Рис. 7.8. Приводы клапанов посредством штанг.

а — четырехтактных СОД.

1 — кулачковая шайба; 2 — серва с роликом; 3 — штанга; 4 — рычаг.

б — двухтактных МОД фирмы Бурмейстер и Вайн.

1 — тарелка; 2 — рычаг; 3 — стойка рычага

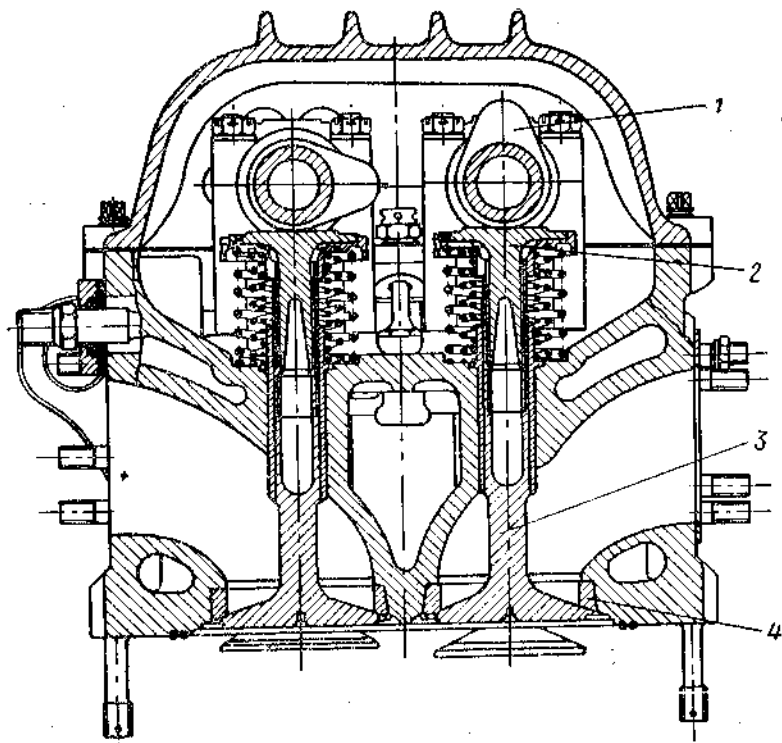


Рис. 7.9. Верхний привод клапанов ВОД М-601 посредством кулачковых шайб.

1 — кулачковые шайбы; 2 — плоский толкатель; 3 — стержень; 4 — опорное седло клапана.

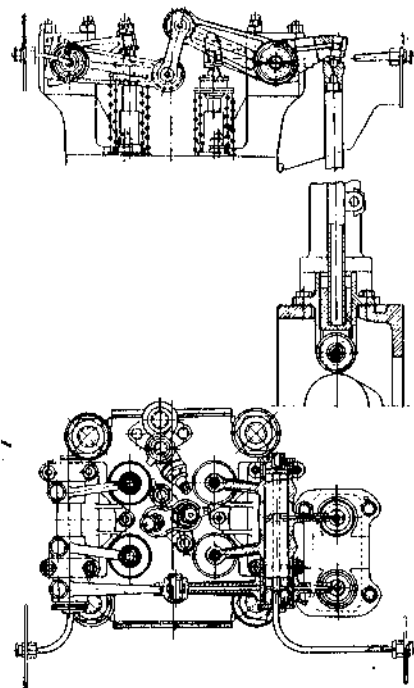


Рис. 7.10. Конструкция привода ВОД к четырем клапанам.

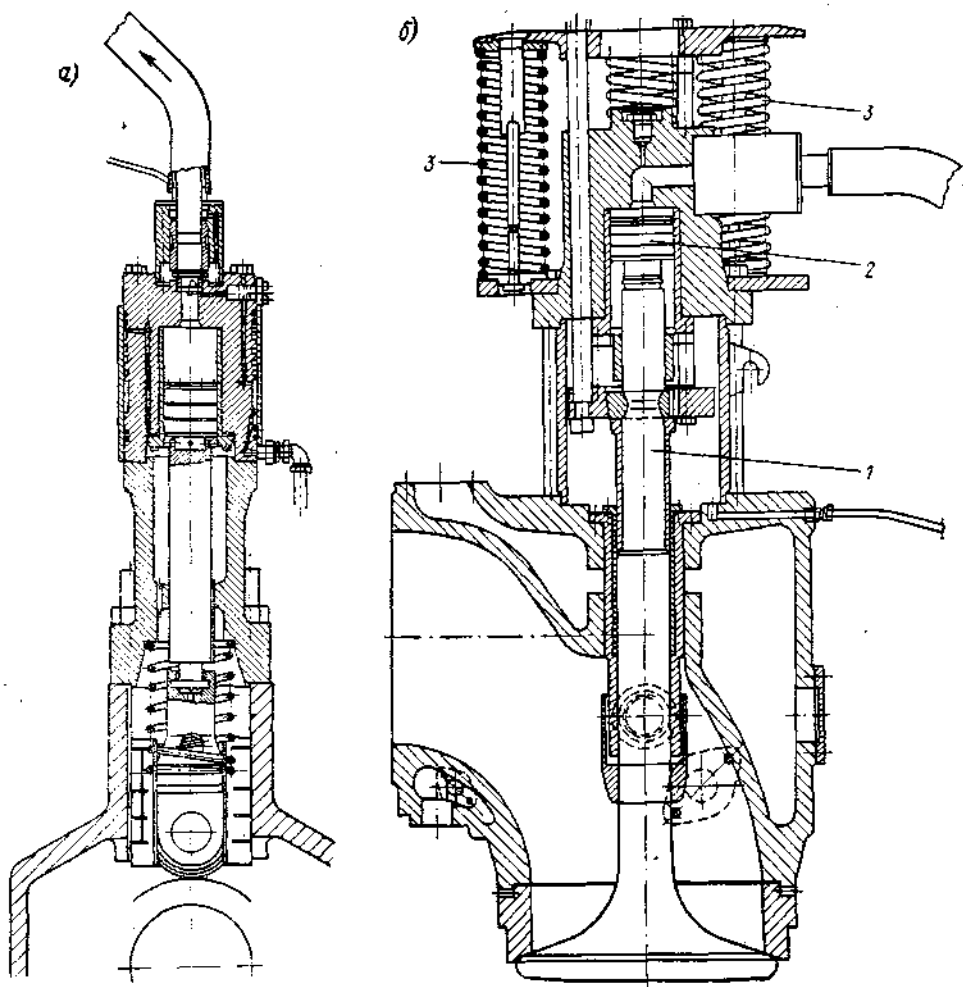


Рис. 7.11. Гидропривод выпускного клапана МОД типа K90GF фирмы Бурмейстер и Вайн:  
 а — масляный насос ВД; б — сервомотор привода клапана.

1 — шпindelь клапана; 2 — поршень сервомотора; 3 — пружины закрытия клапана.

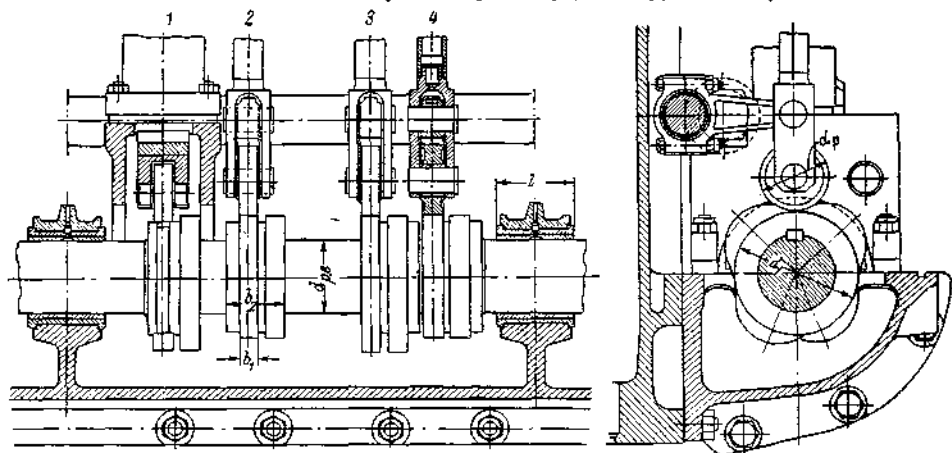


Рис. 7.12. Общий вид распределительного вала.

Приводы: 1 — к топливному насосу; 2 — выпускному клапану; 3 — пусковому клапану; 4 — впускному клапану.

Комплект передаточных шестерен заключают в закрытую коробку и обеспечивают постоянной смазкой. Для снижения уровня шума модуль зубчатых колес берут возможно малым.

Все большее распространение получает цепной привод, особенно при больших расстояниях между осями распределительного и коленчатого

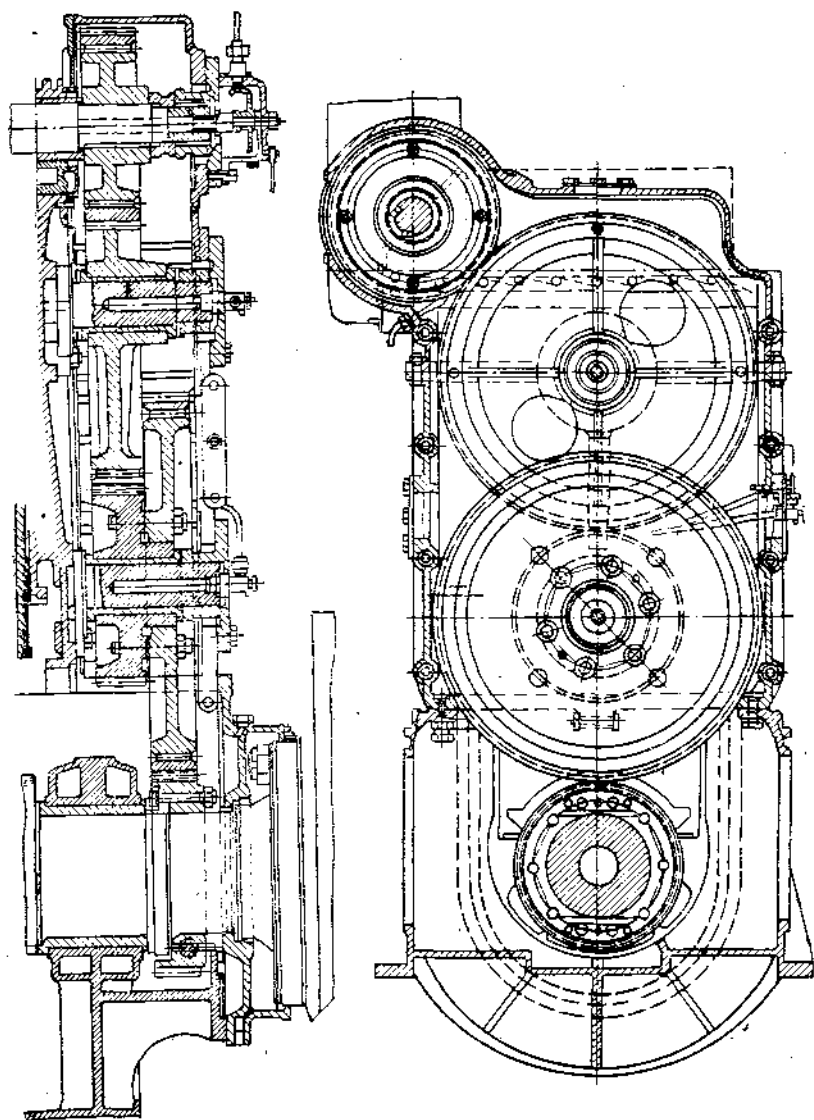


Рис. 7.13. Зубчатая передача к распределительному валу.

валов. Цепной привод позволяет легко осуществлять привод не только основного, но и дополнительных валов, например топливного насоса ВД или ротативного компрессора, а также компенсировать изменение расстояния между валами при нагреве остова дизеля. Нормальное натяжение цепи обеспечивается одной или двумя переставными звездочками. На привод распределительного вала затрачивается от 1,5 до 3,0% мощности дизеля.

Материалами для изготовления распределительного вала служат стали 15, 25, 35 и др. или легированные цементруемые стали 15ХА, 12ХН3 и др.

Кулачные шайбы МОД и СОД устанавливают на распределительном валу с прессовой посадкой и фиксируют шпонками (рис. 7.14). Для ВОД шайбы отковывают или штампуют за одно целое с распределительным валом.

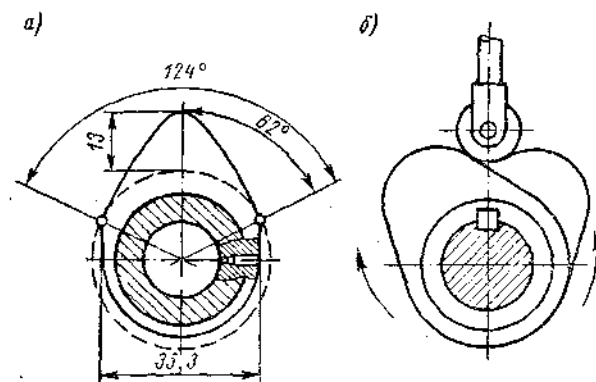


Рис. 7.14. Кулачные шайбы: а — откованные за одно целое с валом; б — реверсивные съемные.

Для облегчения монтажа шайбы иногда делают разъемными; половинки шайбы стягивают на валу гайками с коническими проточками. Неразъемные шайбы прижимают к втулке с торцовыми шлицами гайкой; эти конструкции позволяют изменять углы заклинки шайб на валу.

Конфигурация шайб определяется выбранным законом движения клапанов и моментами газораспределения.

У реверсивных дизелей устанавливают по два комплекта шайб — один для переднего, а другой для заднего хода, сдвинутых между собой на угол реверса (рис. 7.14, б). Съемные кулачные шайбы изготавливают из модифицированного или сверхпрочного чугуна или из

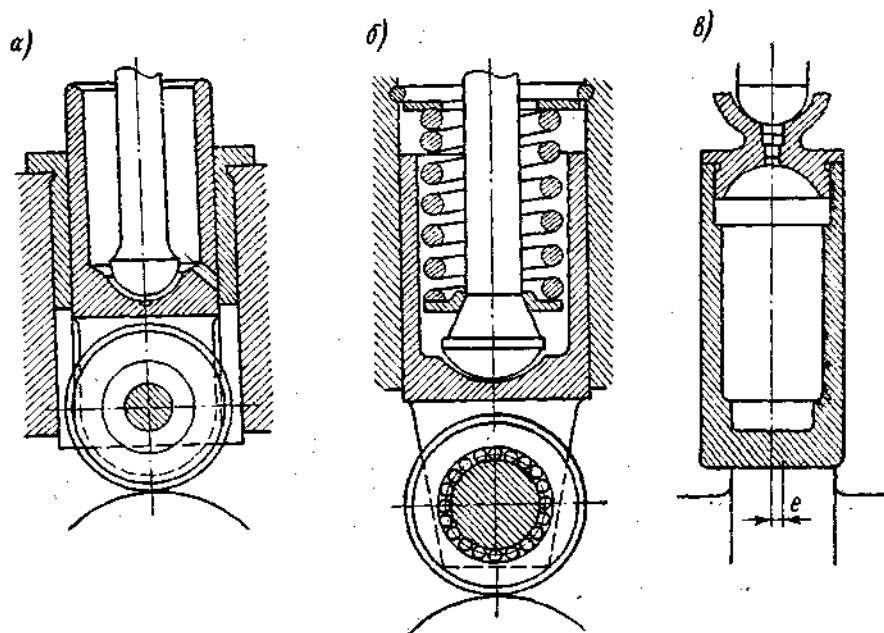


Рис. 7.15. Толкатели клапанов: а — роликовый; б — с игольчатым подшипником; в — плоский.

сталей 45, 40Х, подвергнутых поверхностной закалке, а также из легированных сталей 15ХНЗА, 13Н2А и др. Повышение поверхностной твердости достигается цементацией и закалкой. Основные конструктивные соотношения для кулачных шайб приведены ниже.

Диаметр кулачной шайбы  $d$   
Ширина гребня шайбы  $b_1$

$$\begin{aligned} & (1,3 \div 2) d_p \\ & (0,15 \div 0,3) d_1 \end{aligned}$$



Толкатели служат для передачи штанге движения, направленного по оси привода. Роликовый толкатель (рис. 7.15, а) применяют в основном в дизелях малой и средней мощности. Для уменьшения износа ось ролика иногда устанавливают на игольчатых подшипниках (рис. 7.15, б). У ВД малой мощности наиболее распространены плоские толкатели (рис. 7.15, в), ось которых несколько смещается по отношению к кулачку (для получения более равномерного износа).

Серьги (см. рис. 7.8, а), применяемые часто в судовых дизелях вместо толкателей, состоят из рычага, ось которого воспринимает боковые усилия,

ролика и опорной подушки (ударника) для штанги. Ролики и их оси выполняют из цементируемых сталей, закалывают и шлифуют; в отверстие ролика запрессовывают бронзовые втулки. Штангу (см. рис. 7.8, а) изготавливают из тонкостенной трубы, снабженной по концам шарнирными соединениями в виде «яблочного» шарнира (рис. 7.16, а), ролика (рис. 7.16, б)

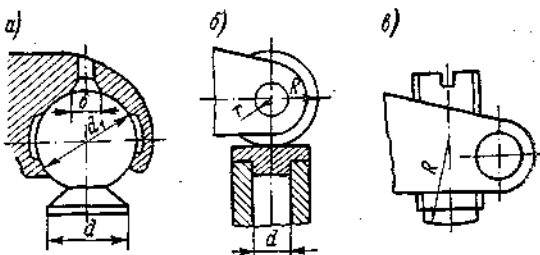


Рис. 7.16. Конструкция соединений между клапаном и рычагом.

или регулировочного винта со сферической головкой (рис. 7.16, в).

Рычаги клапанов делают из стали коваными или штампованными; плечо рычага, обращенное к клапану, выполняют несколько большим плеча, обращенного к штанге (для уменьшения сил инерции штанги и толкателя).

Бесклапанное газораспределение нашло применение в двухтактных дизелях с контурной и петлевой продувкой, а также в прямоточно-щелевой системе продувки (ПДП) — см. гл. 17.

Бесклапанное газораспределение для четырехтактных дизелей, например гильзовое (золотниковое), дисковое (шайбовое), а также конусные и цилиндрические золотники не получили распространения вследствие сложной конструкции, трудности обеспечения надежной работы и относительно малой эффективности.

## Глава 8

### СИСТЕМА ТОПЛИВОПОДАЧИ

#### 8.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ

Система топливоподачи состоит из следующих элементов: топливной цистерны, топливоподающего насоса низкого давления (НД), фильтров грубой и тонкой очистки, топливного насоса высокого давления (ВД), привода насоса, форсунки, топливопроводов с арматурой НД и ВД.

Основными функциями топливоподающей аппаратуры является обеспечение:

- точной дозировки подачи топлива на цикл;
- требуемого давления впрыска топлива на определенном участке рабочего цикла в течение короткого отрезка времени;
- возможности изменения моментов опережения впрыска топлива;
- равномерного распределения топлива по отдельным цилиндрам;

- оптимального характера протекания процесса впрыска, соответствующего заданным условиям работы дизеля;
- надежной работы аппаратуры на всех заданных режимах;
- максимального срока службы.

Топливные системы, применяемые в ДВС, имеют разнообразные конструкции. Наиболее распространенной является система непосредственного впрыска топлива (или система с насосным впрыском), состоящая из насоса ВД ( $p_0 = 200 \div 1500 \text{ кгс/см}^2$ ) с механически приводимым плунжером-золотником и форсункой

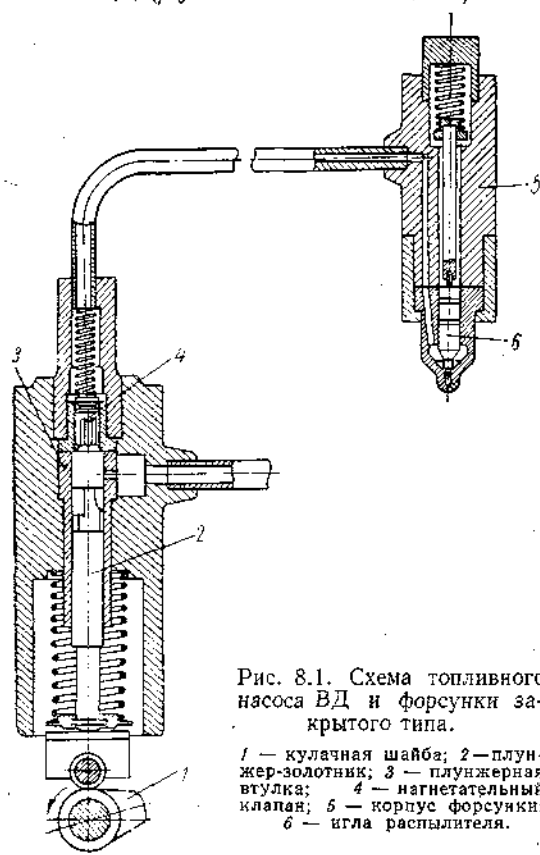


Рис. 8.1. Схема топливного насоса ВД и форсунки закрытого типа.

1 — кулачковая шайба; 2 — плунжер-золотник; 3 — плунжерная втулка; 4 — нагнетательный клапан; 5 — корпус форсунки; 6 — игла распылителя.

закрытого типа с гидравлическим управлением открытия иглы (рис. 8.1). Характерная особенность системы — одновременное отмеривание плунжером определенного количества топлива и впрыск его в камеру сгорания цилиндра дизеля.

Одним из видоизменений этой системы являются насосы с клапанным распределением (вместо золотникового), особенность которых заключается в гладком плунжере и регулировании количества топлива своевременным открытием и закрытием клапанов.

В случае объединения насоса и форсунки в единый агрегат, называемый *насосом-форсункой*, становится не нужным нагнетательный трубопровод ВД, т. е. устраняется возможность возникновения упругих гидравлических колебаний топлива, оказывающих вредное влияние на протекание процесса впрыска

(особенно при длинных трубопроводах ВД). К недостаткам такой системы впрыска топлива относятся сложность конструкции насоса-форсунки, трудность обеспечения нужной жесткости рычажного привода плунжера, неудобство обслуживания агрегата и др. В судовых дизелях насосы-форсунки нашли ограниченное применение (в основном для ВД).

Под аккумуляторной системой впрыска подразумевают топливную систему, в которой топливо нагнетается сперва в аккумулятор ВД, а затем уже в форсунку через особый распределительный орган клапанного или золотникового типа. Применяют аккумуляторы малой и большой емкости. В аккумуляторах большой емкости топливо пополняется насосом ВД, подача которого не связана с моментом впрыска. Так как объем аккумулятора значительно превышает дозу единичного впрыска, то впрыск происходит при почти постоянном давлении. Эта особенность системы дает возможность обеспечить высококачественное распыливание топлива на широком диапазоне частоты вращения и нагрузок, т. е. полностью соответствует условиям работы судового дизеля. Однако сложность конструкции этой системы ограничивает ее применение в судовых дизелях.

Наконец, для ВД представляет интерес использование вместо насосов обычной конструкции топливных насосов распределительного типа, у которых впрыск единичных доз топлива поочередно во все цилиндры осуществляется одним и тем же плунжером; эта система упрощает конструкцию насоса и уменьшает его габарит.

Регулирование количества топлива можно осуществлять различными способами. В судовых дизелях наиболее распространено (независимо от цилиндровой мощности) регулирование посредством изменения активного

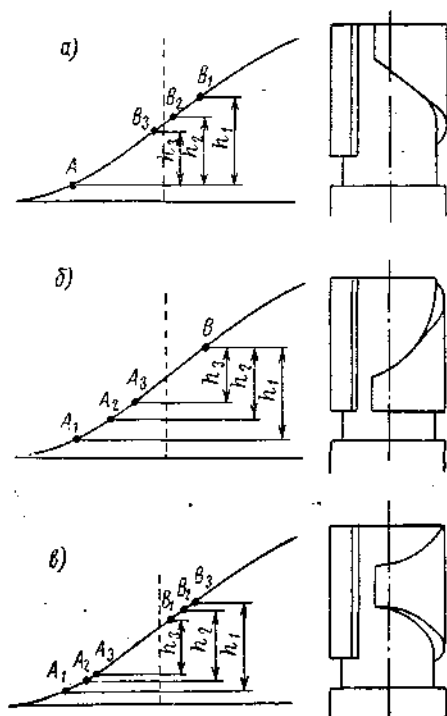


Рис. 8.2. Способы регулирования количества топлива.

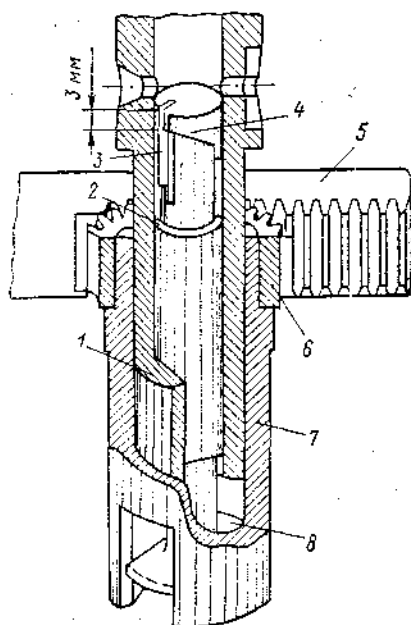


Рис. 8.3. Механизм поворота плунжера.

1 — втулка; 2 — выточка; 3 — перепускной паз; 4 — отсечная кромка; 5 — зубчатая рейка; 6 — зубчатый сектор; 7 — поворотная втулка; 8 — крестовина плунжера.

(полезного) хода плунжера; этот способ можно с успехом применять как при клапанном, так и при золотниковом распределении.

Регулирование количества топлива в функции от нагрузки выполняют тремя способами: изменением конца подачи, начала подачи, начала и конца подачи (смешанное регулирование).

При первом способе (рис. 8.2, а) начало подачи топлива ( $A$ ) остается постоянным независимо от  $n$  и  $p_e$ ; конец нагнетания ( $B_1, B_2, B_3$ ) можно изменять (клапаном, золотником или отсечной иглой). Этот способ чаще всего используют для дизелей, работающих при  $n = \text{const}$  (например, вспомогательные). При использовании данного способа на главных дизелях насосы ВД надо снабжать приспособлением для изменения момента опережения подачи топлива.

При втором способе (рис. 8.2, б) конец подачи топлива ( $B$ ) остается неизменным, а начало подачи ( $A_1, A_2, A_3$ ) переменное. Этот способ применяют при непосредственном соединении главного дизеля с винтом (так как с изменением  $n$  меняется и момент опережения подачи топлива).

При третьем (смешанном) способе (рис. 8.2, в) одновременно изменяются начало и конец подачи. Данный способ особенно целесообразен при широком диапазоне изменения  $n$  и  $p_e$ , т. е. в судовых условиях (главные дизели).

Регулирование подачи топлива плунжером-золотником (рис. 8.3) осуществляется поворотом плунжера (вокруг оси) на требуемый угол зубчатой рейкой, воздействующей через зубчатый сектор на поворотную втулку, которая, в свою очередь, поворачивает плунжер посредством крестовины.

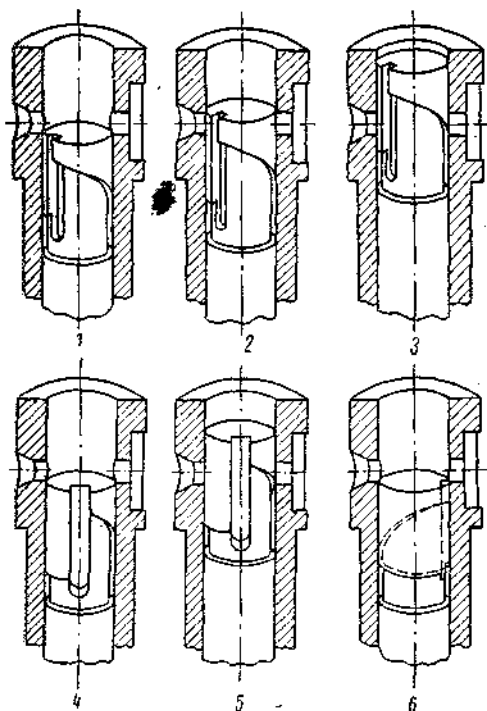


Рис. 8.4. Схема регулирования плунжера-золотника.

Таким образом, при данной конфигурации отсечной кромки момент начала подачи остается постоянным, а конец подачи изменяется в зависимости от нагрузки дизеля.

## 8.2. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ

Конструкция секции топливного насоса ВД с плунжером-золотником, имеющим механический привод, показана на рис. 8.5. Насос состоит из корпуса 1 секции насоса, прецизионной плунжерной пары (насосный элемент), включающей плунжер-золотник 9 и его втулку 7, прецизионного нагнетательного клапана 6, его корпуса 3 и пружины 5, поворотной зубчатой втулки 8 и регулировочной рейки 2, направляющего стакана 11 и пружины возврата плунжера 10, штуцера ВД 4 и других деталей.

Конструкции плунжерных пар зависят от типа топливного насоса. Наиболее простую конструкцию имеют плунжерные пары клапанных насосов с гладким плунжером (рис. 8.6, а). Эти плунжерные пары нашли преимущественное распространение в СОД и МОД, имеющих повышенные ресурсы.

Плунжерные пары насосов с золотниковым распределением сложнее и имеют различные конструкции (рис. 8.6, в, г, д). Однако наличие плунжера-золотника упрощает общую конструкцию насоса (уменьшается количество подвижных деталей). Распределительные кромки дают возможность применять различные способы регулирования, а также изменять момент опережения впрыска топлива при изменении  $n$  и  $p_e$  дизеля.

Плунжерная пара предназначена для насосов клапанный-золотниковый типа (рис. 8.6, б), у которых количественное регулирование и изменение момента начала впрыска осуществляется клапаном, а отсечка происходит в момент совпадения кольцевой проточки на плунжере с радиальными сверлениями во втулке.

Типичная плунжерная пара с регулировкой изменением конца подачи показана на рис. 8.6, в. Особенностью ее конструкции является наличие двух симметрично расположенных регулировочных кромок, обеспечивающих уравнивание боковых сил, действующих на плунжер.

Для увеличения ресурса плунжерных пар вместо распределительного выреза на головке плунжера делают осевой канал, соединенный верхними радиальными отверстиями со всасывающей полостью, а нижними — с отсечной полостью (рис. 8.6, г). Благодаря этому всасывающая полость отделяется от отсечной, что улучшает наполнение насоса и задерживает износ пары. Для регулирования и отсечки на плунжере предусмотрены две симметрично расположенные спиральные канавки.

На рис. 8.6, д дана плунжерная пара с четырьмя симметрично расположенными спиральными канавками, осуществляющими смешанное регулирование топлива.

Основные конструктивные соотношения плунжерных пар в зависимости от диаметра  $d_{пл}$  и хода  $h_{пл}$  плунжера для судовых дизелей лежат в следующих пределах (рис. 8.7):

Диаметр втулки $d_{вт}$ . . . . .	$(1,8 \div 3) d_{пл}$
Длина притертой поверхности плунжера $l_{пр}$ . . . . .	$(4,5 \div 6,5) d_{пл}$
Полная длина втулки $l_{вт}$ . . . . .	$(6 \div 8) h_{пл}$

Плунжерные пары рекомендуется изготавливать из сталей ХВГ и ШХ15 с последующей термообработкой. Твердость сопрягающихся поверхностей деталей должна быть не ниже HRC58, а уплотнительных торцов — не меньше HRC55. Азотирование плунжерных пар повышает их износостойкость и антикоррозионную стойкость. Наконец, при наличии в деталях резьбовых отверстий можно использовать сталь 12Х2Н4ВА с цементацией поверхностей на глубину 1,0—1,5 мм и твердостью в пределах HRC55—60.

Плунжерная пара является комплектом, в котором замена деталей не допускается. Отдельные плунжеры и втулки взаимозаменяемы только в пределах одной группы отбора. Гарантийный срок службы плунжерных пар составляет примерно 2500 ч для ВД и 4000 ч для СОД.

Нагнетательные клапаны служат для отключения трубопровода ВД и форсунки от рабочей полости насоса в процессе наполнения ее топливом. Клапан помещают непосредственно за надплунжерным пространством и снабжают пружиной, а иногда ходограничителем. Для надежной разгрузки трубопровода ВД от остаточного давления в конце впрыска (до 10—50 кгс/см<sup>2</sup>) нагнетательные клапаны часто снабжают отсасывающим пояском, благодаря которому с момента входа пояска в направляющую

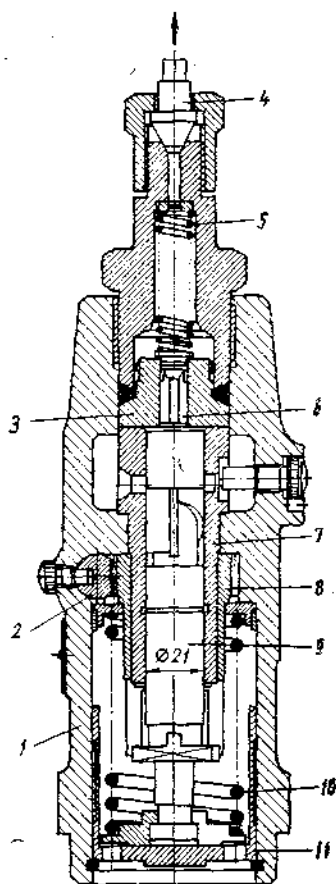


Рис. 8.5. Конструкция "секции" насоса ВД золотникового типа.

(при посадке клапана) искусственно увеличивается внутренний объем системы ВД.

Полная разгрузка трубопровода неблагоприятно сказывается на устойчивости работы дизеля (особенно при малой частоте вращения). Конструк-

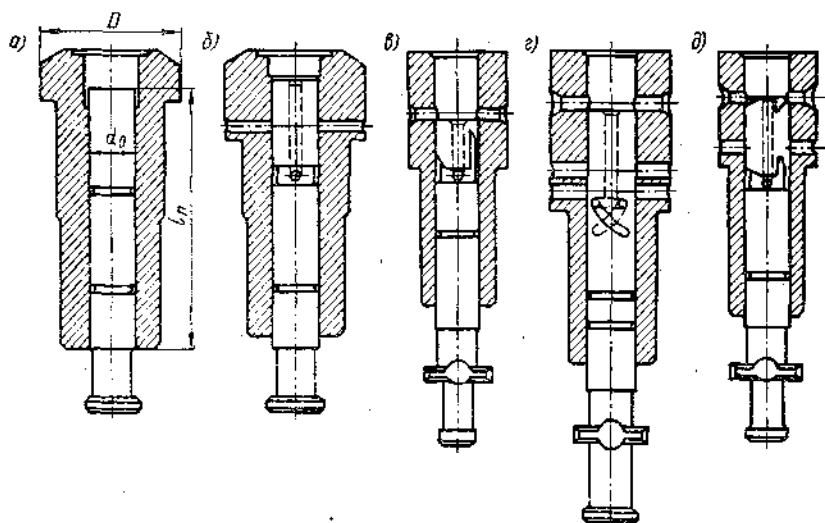


Рис. 8.6. Конструкции плунжерных пар насосов ВД.

ций нагнетательных клапанов весьма разнообразны. Отметим две принципиально различные модификации нагнетательного клапана (рис. 8.8, а, б). В обычной конструкции (рис. 8.8, а) проходное сечение клапана резко

увеличивается после выхода пояска из направляющей. В измененной конструкции (рис. 8.8, б) поясок соединен с пазами на хвостовике клапана, имеющими постепенно уменьшающиеся сечения ( $A-A$ ;  $B-B$ ;  $B-B$ ), что вызывает дросселирование топлива при его перетекании из насоса в трубопровод. С увеличением  $n$  растет скорость перетекания и, следовательно, в большей степени проявляется дросселирующий эффект, который выражается в большем подъеме клапана. При обратном движении клапана (после отсечки) трубопровод разгружается тем больше, чем выше поднимается клапан. Для нагнетательных клапанов применяют те же материалы, что и для плунжерных пар.

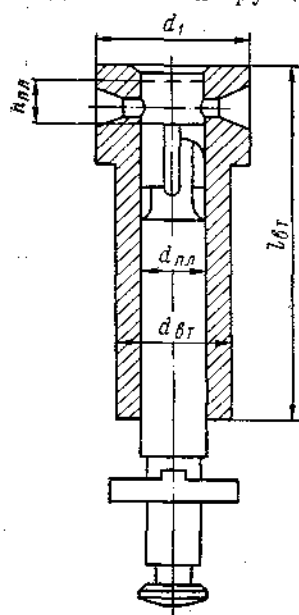


Рис. 8.7. К конструктивным соотношениям плунжерной пары.

Распылители форсунок служат для интенсификации распыливания топлива и являются наиболее ответственными прецизионными элементами форсунок. Конструктивные особенности распылителей зависят от типа дизеля, топливоподающей аппаратуры и форсунки.

Наиболее простым распылителем является открытая форсунка-распылитель (рис. 8.9), у которой отсутствует какой-либо запорный орган, а нагнетательный трубопровод заканчивается

обычными сопловыми отверстиями или перекрещивающимися каналами, образующими при впрыске плоский веер. Эти распылители применяют лишь в том случае, когда вследствие небольшой цилиндрической мощно-

сти (менее 10 э. л. с.) просверливание малых сопловых отверстий (менее 0,2 мм) встречает затруднения.

На рис. 8.10 показана конструктивная схема стандартного распылителя закрытой форсунки без охлаждения, у которого корпус составляет единое целое с направляющей иглы и сопловым наконечником. Для закрытых форсунок

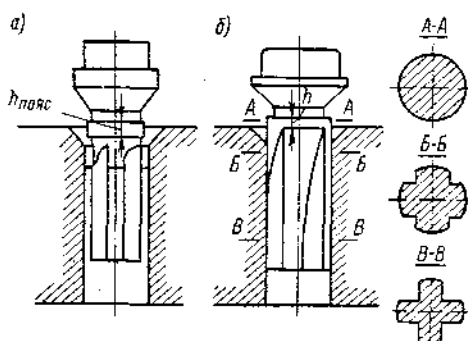


Рис. 8.8. Конструкции нагнетательного клапана-корректора: а — устаревшая; б — новая.

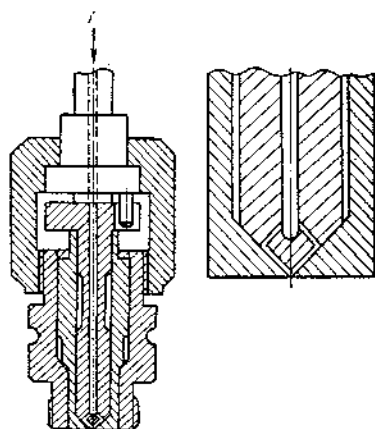


Рис. 8.9. Открытая форсунка-распылитель.

СОД и МОД сопловой наконечник распылителя обычно делают съемным для удобства его быстрой замены (например, в случае засорения сопловых отверстий).

Прецизионную пару игла — направляющая выполняют с минимальным зазором; поэтому нагрев распылителя свыше определенной темпера-

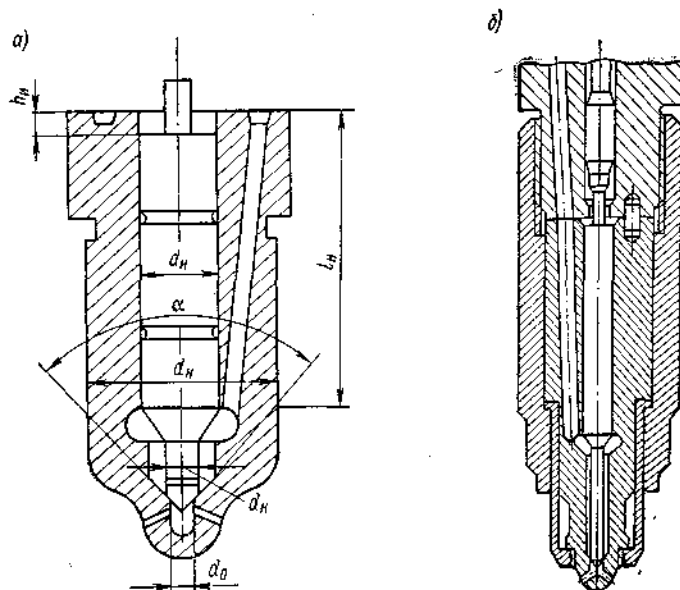


Рис. 8.10. Распылитель нормального типа (а) и с удлиненной иглой (б).  
 $d_n$  — диаметр иглы форсунки.

туры может вызвать загорание сопл и зависание иглы. В связи с этим принимают следующие меры:

— направляющую иглы удаляют от соплового наконечника для уменьшения температуры и деформации пары игла—направляющая (рис. 8.10, б);

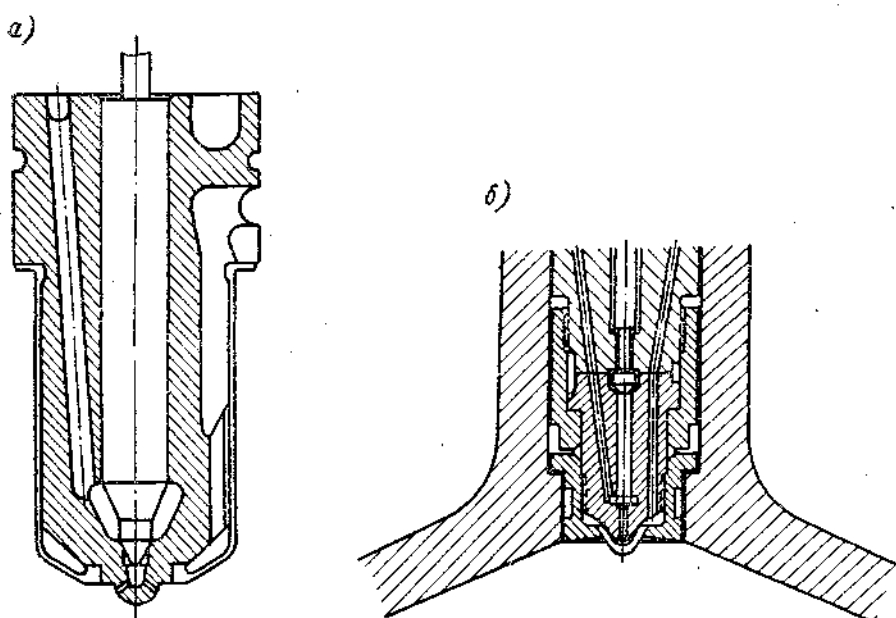


Рис. 8.11. Распылители с жидкостным охлаждением МОД типов SD72 (а) и 758S (б).

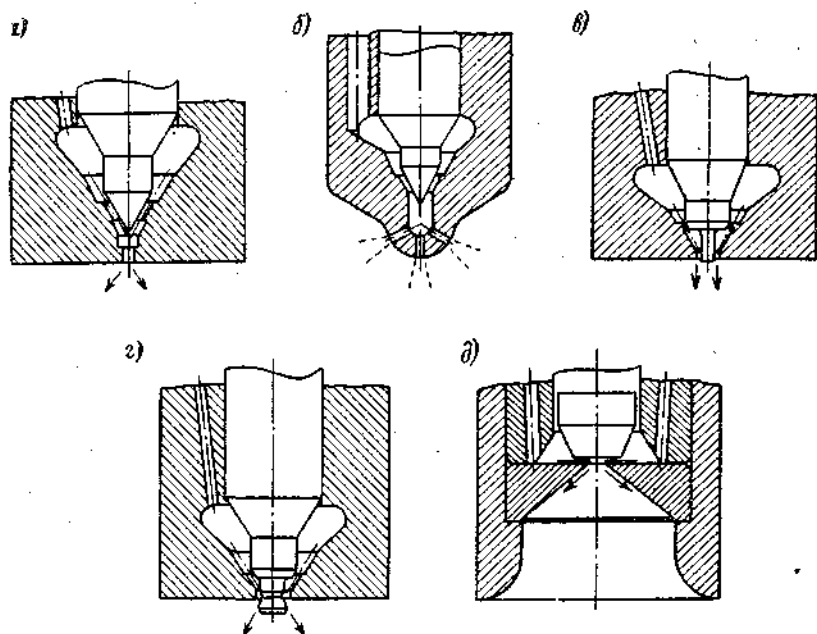


Рис. 8.12. Схемы запорных органов распылителей: а, б — клапанные; в, г — штифтовые; д — с плоским седлом.



— для дизелей с  $D \geq 400$  мм с целью снижения температуры соплового наконечника применяют циркуляционное охлаждение его пресной водой, маслом или топливом (рис. 8.11).

Распылители можно подразделять по типу запорных органов на следующие группы (рис. 8.12):

— клапанные (схемы а и б) с запорной иглой (клапаном), нагруженной пружиной, и постоянным сечением сопловых отверстий;

— штифтовые (схемы в и г) с кольцевым проходным сечением (вместо отверстий), имеющие постоянное или переменное сечение в зависимости от величины подъема иглы;

— клапано-штифтовые, сочетающие наличие клапана, образующего переменное дросселирующее сечение, с сопловыми отверстиями постоянного сечения (используют в насосах-форсунках).

В судовых дизелях с неразделенными камерами сгорания применяют в основном клапанные распылители с многодырчатými сопловыми наконечниками. Штифтовые распылители, а также клапанные с одним сопловым отверстием используют в относительно маломощных дизелях с разделенными камерами сгорания.

Рассмотрим конструктивные соотношения распылителей (см. рис. 8.10, а). Внешний диаметр направляющей иглы  $d_n \approx (2+3) d_c$ . Угол запорной поверхности иглы  $\alpha = 60^\circ$  (конический); как исключение  $\alpha$  может составлять 90 и  $180^\circ$ .

Подъем (ход) иглы  $h_n \approx 0,4 \div 1,2$  мм. Площадь проходного сечения распылителя  $f_k \approx (1,5 \div 2,5) f_c$ , где  $f_c$  — площадь сопловых отверстий.

Материалами для изготовления распылителей служат стали 18Х2Н4ВА и ХВГ. Иглу распылителя изготавливают из быстрорежущей стали Р18 или ее заменителей (стали Р9 и ХВГ).

Перечислим требования, предъявляемые к распылителям в сборе:

- игла с корпусом должны быть единым комплектом (замена одной из деталей не допускается);

- полная герметичность иглы при закрытом положении;
- требуемая плотность между иглой и направляющей;
- ограничение подъема иглы (в заданных пределах).

### 8.3. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ

Топливные насосы МОД фирмы Бурмейстер и Вайн типа 550VTBF-110 (рис. 8.13) имеют следующие характерные особенности. Насосы индивидуальные золотниковые типа обслуживают одновременно две (или три) форсунки. Плунжер-золотник приводится в действие от кулачной шайбы с симметричным профилем. Ролики толкателей установлены на игольчатых подшипниках. Кулачная шайба состоит из двух половин, что позволяет устанавливать различные углы опережения подачи топлива. Контакт между роликом и шайбой обеспечивается двумя пружинами.

В корпус насоса запрессована втулка. На плунжере укреплен креповина, скользящая по направляющим выточкам поворотной втулки. Поворот плунжера осуществляется с поста управления или под воздействием регулятора. Регулирование подачи топлива обеспечивается изменением конца подачи за счет активного хода плунжера.

Всасывающая полость насоса сообщается с магистралью охлаждения форсунок. У полости всасывания помещают амортизатор колебаний давления, возникающего при отсечке топлива. Нагнетательный клапан в насосе отсутствует; для поддержания необходимого напора во всасывающей магистрали служит двухплунжерный топливоподкачивающий насос (для давления 3—4 кгс/см<sup>2</sup>).

Насос имеет простую и надежную конструкцию, обеспечивает быструю разгрузку нагнетательного трубопровода при отсутствии боковых давлений на плунжер (благодаря двум регулировочным кромкам, симметрично расположенным под углом  $180^\circ$ ).

В насосах, предназначенных для работы дизеля на тяжелых сортах топлива, предусмотрены деаэрация топлива и подогрев корпуса насоса (благодаря чему уменьшается опасность заедания плунжера при внезапном изменении температуры).

Фирма М. А. Н. сравнительно недавно перешла на использование для судовых дизелей топливных насосов золотникового типа (вместо клапанных). На рис. 8.14, а показана конструкция насоса с плунжером-золотником для дизеля KSZ 57/80. Регулирование насоса осуществляется изменением конца подачи при одном нагнетательном клапане без отсасывающего пояска. Толкатель плунжера приводится в действие от кулачной шайбы переднего или заднего хода (можно применять и симметричную шайбу).

За счет поворота профильной части кулачной разрезной шайбы (при помощи регулировочных болтов) можно изменять опережение подачи топлива. Толкатель удерживается от поворота стержнем 12, который одновременно служит устройством для выключения насоса. Сверху толкателя установлен отражатель утечки топлива 3. Количество топлива регулируется передвижением рейки. В нижней части втулки проточена канавка для возврата части утечек топлива, соединяющаяся с полостью всасывания.

Одной из интересных конструктивных разновидностей топливных насосов для мощных СОД типа VV 40/54 фирмы М. А. Н. является ступенчатый впрыск топлива. Топливный тандем-насос (рис. 8.14, б) имеет два плунжера различных диаметров. Оба плунжера с золотниковым распределением снабжены различными нагнетательными клапанами и трубопроводами ВД. Насос обеспечивает возможность длительной и надежной работы при малой частоте вращения (до  $1/5$  номинальной) за счет перехода работы с большого плунжера на малый. Благодаря ступенчатому впрыску осуществляется мягкая работа на всех режимах. При переходе с дизельного топлива на тяжелое соответствующая установка предварения впрыска малого плунжера компенсирует разницу в периоде задержки воспламенения обоих топлив. Наконец, при работе на тяжелом и «пусковом» топливе подача малых доз пускового топлива обеспечивается полностью благодаря плунжеру малого диаметра.

Система подачи топлива, используемая фирмой Зульцер для ряда судовых дизелей, отличается от прежней введением смешанного регулирования

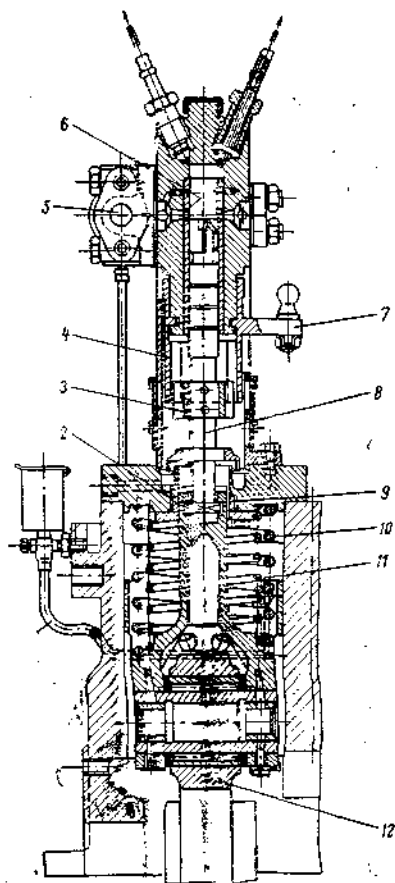


Рис. 8.13. Топливный насос золотникового типа МОД фирмы Бурмейстер и Вайн.

1 — смазка узла ролика; 2 — опорная плита; 3 — крестовина; 4 — поворотная втулка; 5 — подвод топлива; 6 — каналы к охлаждению форсунки; 7 — поводок регулирования; 8 — плунжер; 9 — штыковой затвор; 10 — пружина возврата; 11 — толкатель; 12 — ролик толкателя.

перехода работы с большого плунжера на малый. Благодаря ступенчатому впрыску осуществляется мягкая работа на всех режимах. При переходе с дизельного топлива на тяжелое соответствующая установка предварения впрыска малого плунжера компенсирует разницу в периоде задержки воспламенения обоих топлив. Наконец, при работе на тяжелом и «пусковом» топливе подача малых доз пускового топлива обеспечивается полностью благодаря плунжеру малого диаметра.

Система подачи топлива, используемая фирмой Зульцер для ряда судовых дизелей, отличается от прежней введением смешанного регулирования

ния вместо регулирования изменением начала подачи топлива (рис. 8.15).

Топливный насос (установленный на дизелях типа RSD58, RSD76, MN42 и др.) имеет три клапана — впускной, нагнетательный и перепускной. Плунжер приводится в действие от кулачной шайбы с симметричным профилем. Впуск топлива происходит через впускной клапан в начальный период, т. е. при открытом клапане, при ходе плунжера вниз.

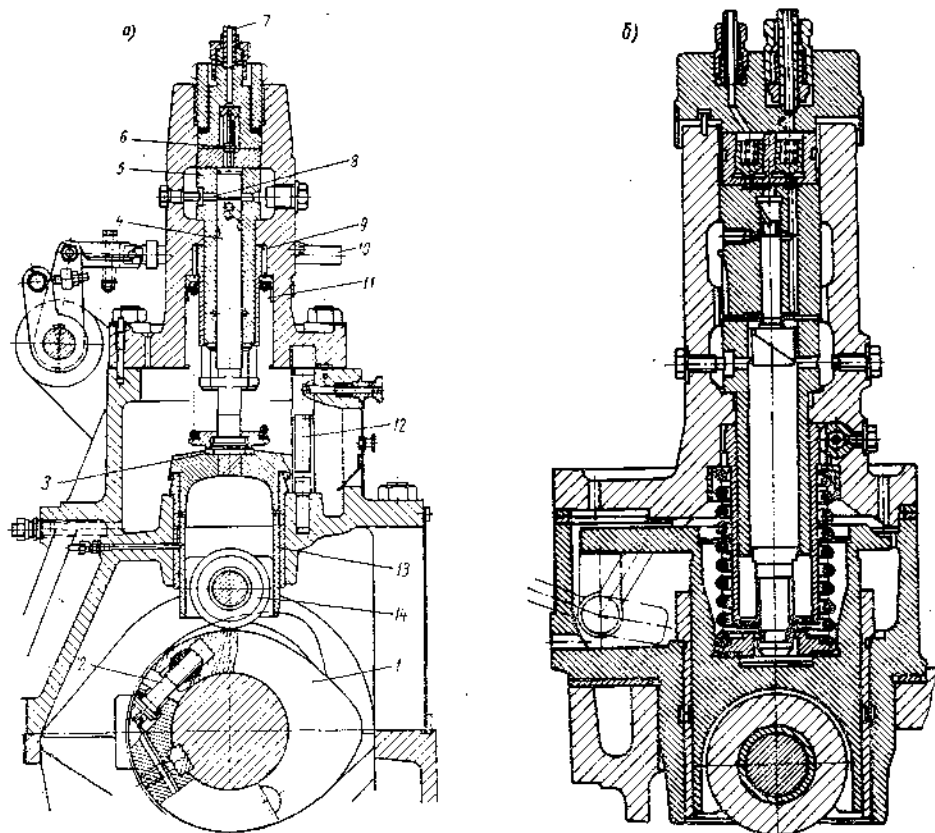


Рис. 8.14. Топливные насосы М. А. Н.: а — МОД типа KSZ 57/80; б — тандем-насос дизеля VV 40/54.

1 — кулачная шайба; 2 — регулировочный болт; 3 — отражатель утечки топлива; 4 — плунжер; 5 — втулка плунжера; 6 — нагнетательный клапан; 7 — трубопровод ВД; 8 — стопорный болт; 9 — зубчатая втулка; 10 — топливная рейка; 11 — пружина; 12 — устройство для выключения насоса; 13 — толкатель; 14 — ролик.

Топливо подается плунжером с момента закрытия впускного клапана до начала открытия перепускного клапана. Начальные фазы подачи топлива устанавливаются регулировочными болтами толкателей, а при работе дизеля автоматически регулируются рычагом и соответствующей установкой эксцентрикового валика. Угол качания оси валика при регулировании нагрузки от полной до холостого хода составляет  $80^\circ$ .

Принятая система регулирования насоса позволяет использовать для нагнетания (на всех режимах) участки с наиболее высокой скоростью плунжера. Регулирование единичной дозы топлива производится изменением длины толкателя перепускного клапана. При подъеме толкателя плунжера вместе с роликом над кулачной шайбой (предусмотрено особое устройство) насос полностью выключается.

Рассмотренная топливная система полностью удовлетворяет всем требованиям эксплуатации, однако сложнее и дороже, чем системы с плунжером-золотником.

Упомянутые ранее системы топливоподачи (например, аккумуляторные, с газовым приводом, распределительные, пневмогидравлические и др.) здесь не рассматриваются, так как используются в СДУ сравнительно редко.

#### 8.4. ФОРСУНКИ

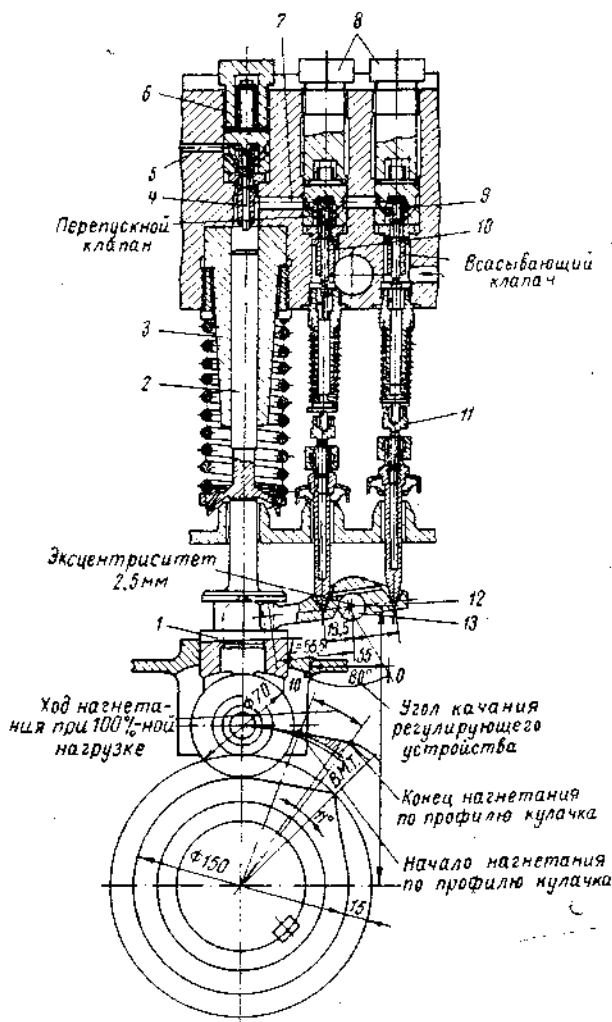


Рис. 8.15. Топливный клапанный насос МОД фирмы Зульцер типа МН42.

1 — толкатель; 2 — плунжер; 3 — втулка; 4 — нагнетательный клапан; 5 — клапан отвода топлива; 6 — пробка; 7 — канал к перепускному и всасывающему клапанам; 8 — пробка; 9 — всасывающий клапан; 10 — перепускной клапан; 11 — регулировочный болт; 12 — рычаг-коромысло; 13 — эксцентриковый вал.

до. В наружной части корпуса форсунки расположены регулировочный винт 5, болт для выпуска воздуха 4, щелевой фильтр 7 и наконечник трубопровода ВД 6. Форсунка описанного типа хорошо зарекомендовала себя в эксплуатации.

Форсунки двухтактных судовых МОД типа С-758 фирмы Г. М. Т. отличаются следующими особенностями (рис. 8.17). Форсунка состоит из двух стальных кованых частей: верхней 6 (корпус форсунки, в которой помещены пружина и толкатель) и нижней 4 (корпус распределителя с иглой 3); обе части соединены накидной гайкой 5. Форсунка предназначена для работы на дизельном и тяжелом топливе. Сменное сопло 1 позволяет

Рассмотрим конструктивные особенности форсунок судовых МОД фирмы Бурмейстер и Вайн типа 50VTBF-110 (рис. 8.16). Корпус форсунки вставлен в стальной тонкостенный стакан 1, установленный в крышке дизеля и уплотненный в верхней части двумя резиновыми кольцами 3. В корпусе расположены следующие каналы: А — подводящий топливо ВД; Б — для выпуска воздуха; подвода и отвода топлива, охлаждающего сопловой наконечник (на рисунке не показаны). Пружина форсунки 2 расположена внутри корпуса, благодаря чему шток иглы можно выполнить коротким. Это значительно уменьшает массу подвижных деталей (в сравнении с наружной пружиной), а следовательно, и ударную нагрузку при посадке иглы на гнездо.

просверливать сопловые отверстия как снаружи, так и изнутри. Полость между накидной гайкой 2 и корпусом 4 распылителя охлаждается пресной водой (10) с примесью антикоррозионных присадок. Давление начала впрыска регулируется натяжением пружины 9. В щелевой фильтр 8 встроены болт с шариковым клапаном 7, служащим для выпуска воздуха (после остановки дизеля) и прокачки топливопровода дизельным топливом (после работы на мазуте). Через запорное устройство 11 можно удалять топливо, просочившееся в полость пужины.

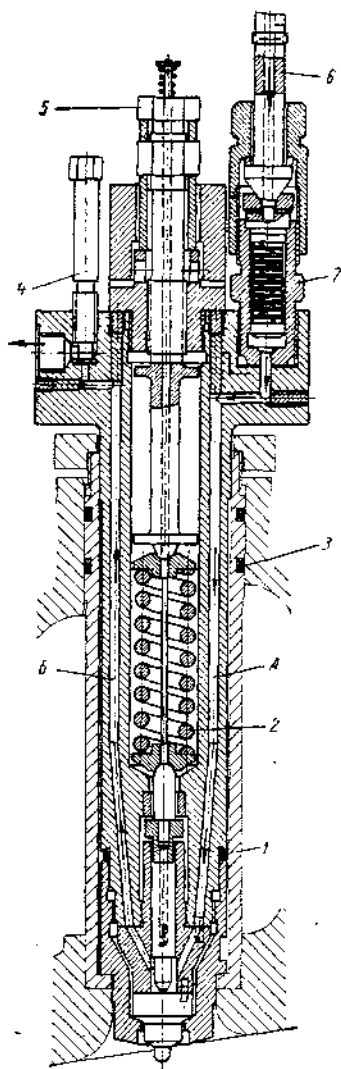


Рис. 8.16. Форсунка МОД фирмы Бурмейстер и Вайн типа 50VTBF-110.

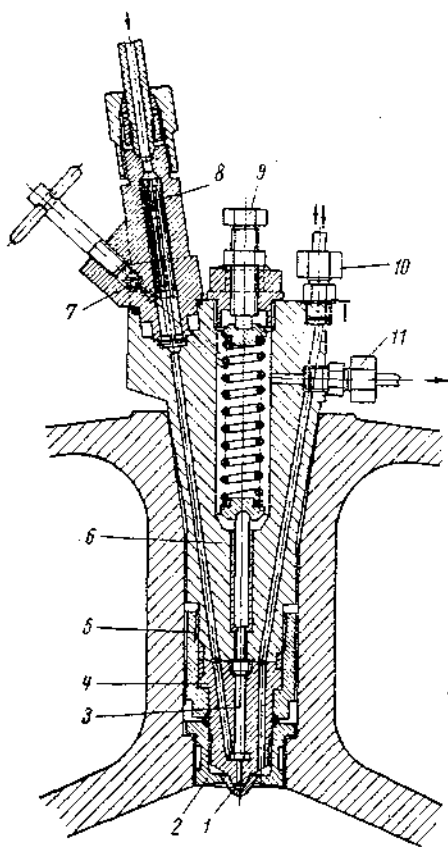


Рис. 8.17. Форсунка МОД типа С-758 фирмы Г. М. Т.

Рассмотрим одну из конструкций насосов-форсунок, сравнительно редко применяемых в судовых дизелях (ВОД и СОД), однако представляющих несомненный интерес благодаря компактной конструкции и отсутствию трубопроводов ВД. На рис. 8.18 приведена насос-форсунка судовых дизелей типа 37Д (6Д 39/45).

Детали насоса и форсунки вмонтированы в общий корпус 1, привинченный к фланцу 5. Насос состоит из плунжера-золотника 4 и втулки 3. Плунжер приводится в действие толкателем 8 посредством рычага от кулачной шайбы распределительного вала. Обратный ход плунжера осуще-

ствляется двумя пружинами 6 и 7. На верхней части плунжера закреплена шестерня, с помощью которой рейка насоса может поворачивать плунжер относительно втулки. Регулирование насоса-форсунки — смешанное. Форсунка 2 закрытого типа и имеет съемный соплодержатель 11. Во избежание прорыва газов в насосе-форсунке предусмотрен обратный клапан. Поступающее в насос топливо проходит щелевой фильтр 9, заполняет объем 10 между втулкой и корпусом и оттуда поступает в надплунжерное пространство.

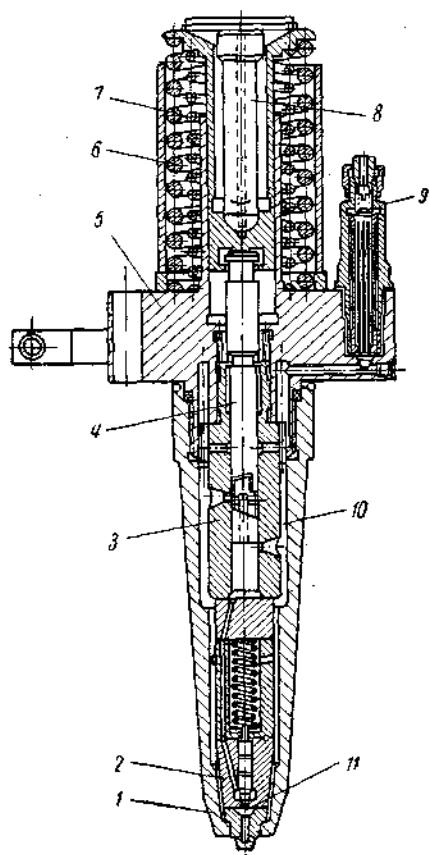


Рис. 8.18. Насос-форсунка дизеля типа 37Д.

### 8.5. ТОПЛИВНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Топливные фильтры, служащие для очистки топлива от механических примесей, засоряющих систему, подразделяются на три типа:

- фильтры грубой (предварительной) очистки, устанавливаемые перед топливоподкачивающим насосом НД;
- фильтры тонкой очистки, расположенные на пути от насоса НД к насосу ВД;

— щелевые ВД, размещенные около форсунки или в самом корпусе форсунки.

В фильтрах тонкой очистки топливо очищают от механических примесей, пропуская его через специальные фильтрующие материалы и узкие щели, образованные набором пластин, сеткой и т. д. В качестве фильтрующих материалов применяют особую бумагу, хлопчатобумажную пряжу, концы, фетр и специальные поглощающие массы.

Качество очистки топлива оказывает огромное влияние на надежную и бесперебойную работу топливного насоса и форсунки. При работе с засоренными или неисправными фильтрами находящиеся в топливе мелкие твердые частицы и волокна вызывают быстрый износ и заедание плунжерных пар, засорение и загорание сопловых отверстий. Следовательно, необходимо тщательно следить за состоянием фильтров и своевременно производить их чистку, промывку и смену фильтрующих элементов.

Конструкции фильтров и их фильтрующих элементов (патронов) весьма разнообразны. Общие требования, предъявляемые к фильтрам, — наибольшая эффективность их действия при минимальных габаритах, надежность работы и простота обслуживания.

Для дизелей малого и среднего размера фильтры обычно устанавливают на самом дизеле. На крупных мощных дизелях они обычно являются отдельными автономными агрегатами СДУ. Фильтры обычно выполняют двойными, чтобы обеспечить текущую очистку фильтра, не останавливая дизель. Сопротивление в фильтрах контролируют по перепаду давлений  $\Delta$  до и после фильтра ( $\Delta \leq 0,1 \div 0,2$  кгс/см<sup>2</sup>).

На рис. 8.19, а показан двойной фильтр грубой очистки (ФГО), состоящий из наружного 2 и внутреннего 1 гофрированных стаканов, на ко-

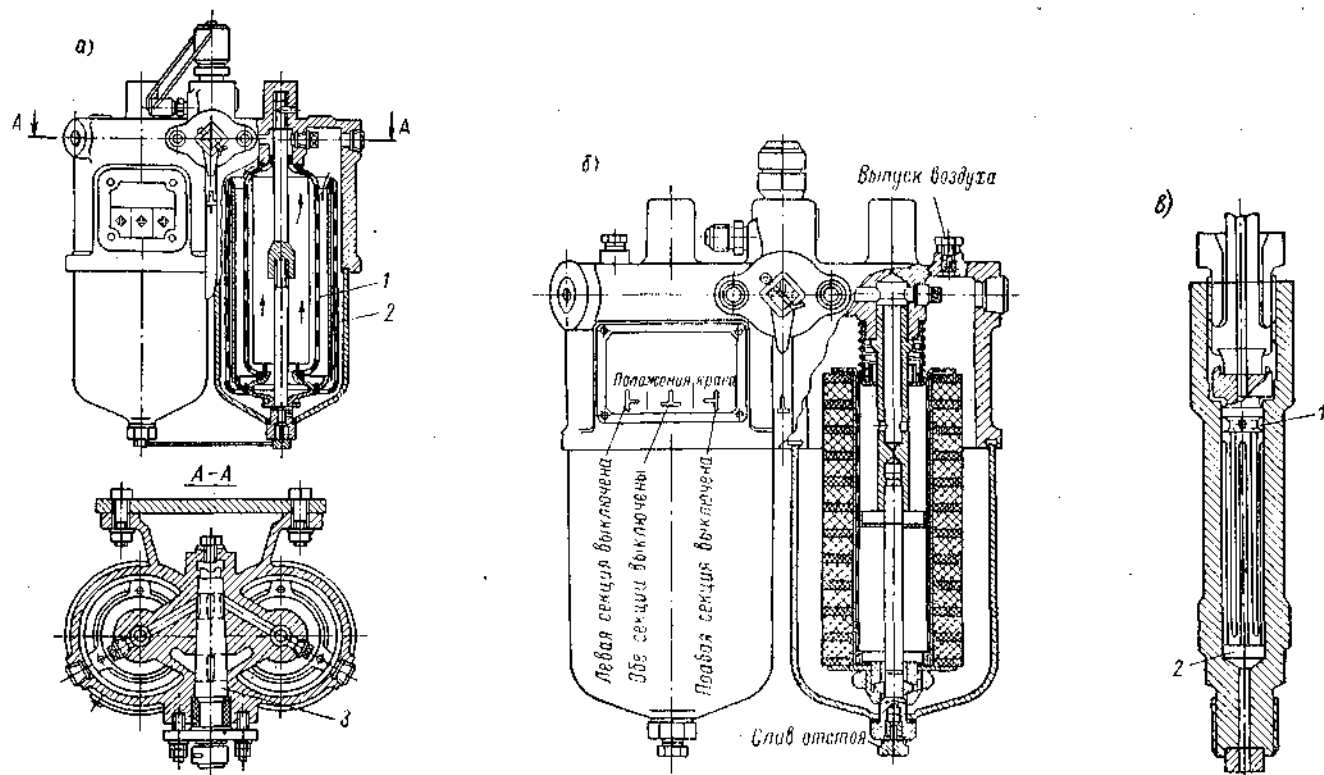


Рис. 8.19. Топливные фильтры.

торые навита латунная лента, имеющая с одной стороны выступы, расположенные на равных расстояниях. В навитом состоянии лента образует щель величиной 0,07 мм. Для переключения фильтров в корпусе предусмотрена коническая пробка 3 (трехходовой кран).

На рис. 8.19, б приведен двоянный фильтр тонкой очистки (ФТО). Фильтрующий элемент состоит из набора войлочных пластин разной толщины и плотности, затянутых на сетчатом каркасе, на который надет шелковый чехол. Фильтрующий элемент прижат пружиной к конусу стяжного болта.

Щелевой фильтр ВД (рис. 8.19, в), установленный в особом штуцере форсунки, представляет собой плотно пришлифованный к штуцеру стальной стержень, на котором профрезерован ряд продольных канавок; одна половина канавок имеет выход в полость 1, а другая — в полость 2 корпуса. Фильтрующими щелями являются зазоры между корпусом и ребрами стержня величиной 0,04—0,05 мм.

Топливоподкачивающие насосы НД, приводимые в действие непосредственно от дизеля, должны обеспечить непрерывное поступление топлива постоянного давления в топливные насосы ВД. Насосы делятся на три типа: плунжерный, зубчатый и коловратный.

## Глава 9

# СМАЗКА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

### 9.1. СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Система смазки должна обеспечивать питание маслом все трущиеся части дизеля с целью уменьшения потерь на трение и износ, а также для частичного отвода с маслом теплоты, выделяющейся при трении.

Срок службы дизеля в значительной мере зависит от выбора рациональной системы смазки, качества и эффективности применяемых масел и присадок, своевременной и достаточной смазки отдельных конструктивных узлов, охлаждения и качества очистки масла, циркулирующего в системе.

Систему смазки, помимо своего основного назначения, используют иногда для охлаждения головок поршней маслом и управления работой различных вспомогательных регулирующих устройств (например, масляных сервомоторов).

В связи со значительной форсировкой дизелей по наддуву, а также из-за применения сернистого топлива, значительного повышения ресурса дизеля можно добиться только за счет выбора оптимальной системы смазки и наиболее эффективных сортов масла.

В зависимости от способа подвода масла к трущимся элементам различают три вида систем смазки: *принудительную НД* (1,5—8,0 кгс/см<sup>2</sup>), *принудительную ВД* (50 кгс/см<sup>2</sup> и выше) и *разбрызгиванием*.

В тронковых дизелях малой и средней мощности для смазки рамовых и шатунных подшипников коленчатого и распределительного валов, головных подшипников шатуна и ряда приводных вспомогательных агрегатов применяют принудительную циркуляционную систему смазки НД, а для смазки цилиндровой втулки, направляющей поршня, поршневых колец и поршневого пальца — естественное разбрызгивание масла, вытекающего из зазоров рамовых и шатунных подшипников. В длинноходовых тронковых дизелях с увеличенными основными размерами цилиндра кроме раз-



брызгивания для верхней части втулки используют лубрикаторную принудительную смазку ВД.

В крейцкопфных дизелях в связи с отделением цилиндров от картера (посредством диафрагмы) для деталей движения и других механизмов, расположенных в картере или вне его, применяют принудительную циркуляционную систему смазки НД, а для цилиндропоршневой группы — лубрикаторную принудительную смазку ВД.

Принудительная система смазки НД характеризуется разветвленной циркуляционной системой, подводящей масло к многочисленным точкам дизеля и осуществляющей многократное обращение (циркуляцию) одного и того же количества масла, очищаемого в фильтрах и охлаждаемого в охладителях до нормальной температуры.

Принудительная система смазки ВД обеспечивает дозированную подачу масла на поверхность цилиндровой втулки при помощи смазчиков (лубрикаторов) плунжерного типа, причем каждой смазываемой точке соответствует свой плунжер. Отработавшее масло частично испаряется и сгорает в цилиндре, уносится с отработавшими газами продувочным воздухом, стекает в маслоборники, предусмотренные в разделительных диафрагмах (между цилиндром и картером).

Благодаря диафрагме имеется возможность использовать для смазки цилиндропоршневой группы специальные сорта цилиндрового масла (с присадками) при работе на сернистом топливе с целью снижения износов втулки и поршневых колец.

Смазка разбрызгиванием, а также смазка за счет «масляного тумана», образующегося в картере, с избытком обеспечивает в тронковых дизелях смазку цилиндровой втулки; при этом интенсивность разбрызгивания растет с увеличением частоты вращения дизеля и давления масла в системе.

В связи с большой поверхностью распыленных капель масла, а также в результате смешения циркуляционного масла со стекающим из цилиндров отработавшим грязным маслом, масло подвергается в картере ускоренным процессам окисления и старения и требует замены при эксплуатации через относительно короткие промежутки времени.

В зависимости от места расположения основной емкости для циркулирующего масла различают системы смазки с *мокрым* и *сухим картером*. В системе с мокрым картером (рис. 9.1, а) основной емкостью масла является поддон или нижняя часть картера (маслоборник), из которого масло засасывается односекционным насосом и нагнетается через фильтры и охладитель в главную магистраль смазки дизеля. Эта система применяется в основном для МОД и СОД, имеющих относительно большие запасы масла в картере. В системе с сухим картером (рис. 9.1, б) масло, стекающее в нижнюю часть картера, непрерывно откачивается из него многосекционным насосом в одну или две отдельные емкости — отстойники, находящиеся вне дизеля.

Откачивающие насосы при этом выполняют большей производительности, чем нагнетающий. Иногда предусматривают две откачивающие секции, что дает возможность полнее осушить нижний картер, засасывая масло одновременно из кормовой и носовой частей поддона (например, у дизеля ЗД6). Иногда все три секции насоса монтируют в одном корпусе (трехсекционные насосы). Схемы с сухим картером применяют обычно для судовых дизелей, имеющих при работе значительный продольный уклон. У главных судовых дизелей средней и большой мощности система сухого картера упрощается: масло из поддона самотеком стекает в маслоборную цистерну, откуда и засасывается насосом.

Для прокачки масла перед пуском дизели малой и средней мощности снабжают ручными масляными насосами. Для крупных дизелей вместо

ручных насосов используют резервные масляные насосы, имеющие автономный привод.

На схемах внутренней циркуляционной системы смазки с мокрым и сухим картерами (см. рис. 9.1) видны основные различия между ними [6]. В системе с мокрым картером маслоотборник (поддон) находится в нижней части картера (фундаментной рамы). Отработавшее масло из поддона

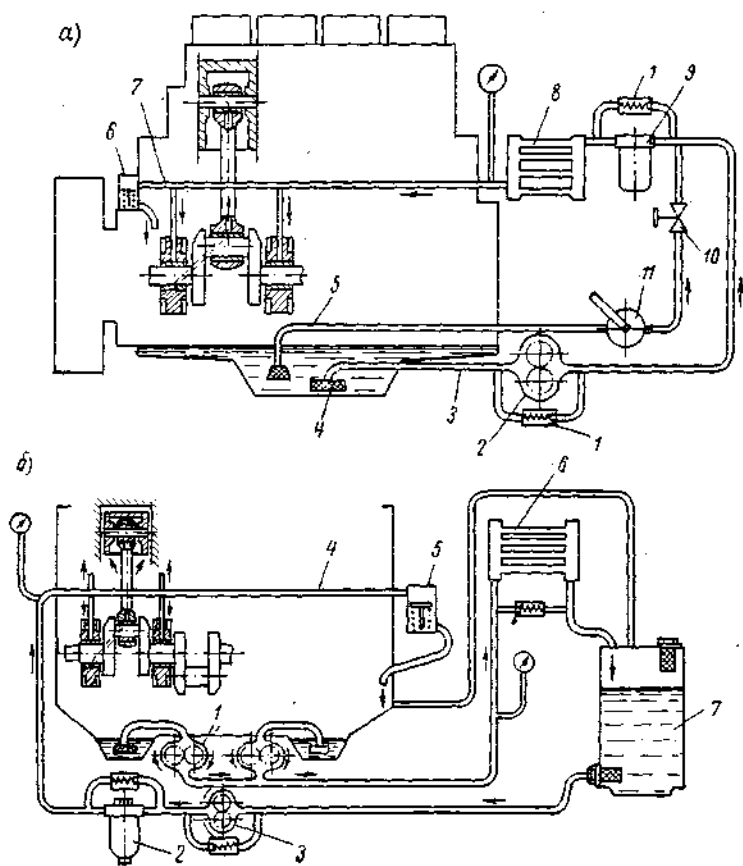


Рис. 9.1. Системы циркуляционной смазки: а — с мокрым картером.

1 — предохранительный клапан; 2 — масляный насос; 3, 7 — магистраль; 4 — фильтр грубой очистки; 5 — всасывающая магистраль; 6 — редукционный клапан; 8 — охладитель; 9 — фильтр тонкой очистки; 10 — клапан; 11 — ручной насос;

б — с сухим картером.

1 — откачивающий масляный насос; 2 — фильтр; 3 — нагнетающий масляный насос; 4 — магистраль; 5 — редукционный клапан; 6 — охладитель; 7 — маслоотборник.

через фильтр грубой очистки 4 засасывается по магистрали 3 масляным насосом 2 и нагнетается через фильтр тонкой очистки 9 и охладитель 8 в магистраль 7, откуда и распределяется по смазываемым точкам. Регулирование давления в магистрали осуществляется за счет пружины редукционного клапана 6. При повышении давления в магистрали сверх допустимого клапан перепускает часть масла в поддон.

В схеме, кроме того, предусмотрены автоматические предохранительные клапаны 1 для перепуска масла при повышении давления в охладителе или фильтре, а также при холодном масле. Для прокачки масла перед пуском предусмотрены общая всасывающая магистраль 5, ручной насос 11 и клапан 10. Систему смазки с мокрым картером чаще всего используют

в дизелях стационарного типа. В судовых дизелях эта схема не обеспечивает надежной работы, так как при наклонном расположении дизеля, а также при качке судна возможно обнажение приемного патрубка и срыв или полное прекращение подачи масла.

В связи с этим в судовых установках применяют системы с сухим картером, в которых поступающее в поддон масло либо удаляется из него самотеком (в МОД), либо отсасывается особым насосом (в ВОД) 1 (рис. 9.1, б) и направляется в отдельную цистерну — маслосборник 7, установленную вне дизеля.

Картер для устранения повышенного давления в нем сообщается с окружающей средой через так называемый сапун (рис. 9.2), предотвращающий выбрасывание масла из картера, или с выпускной системой для осу-

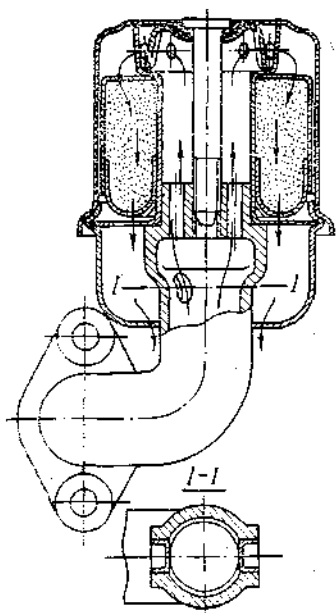


Рис. 9.2. Сапун для вентиляции картера.

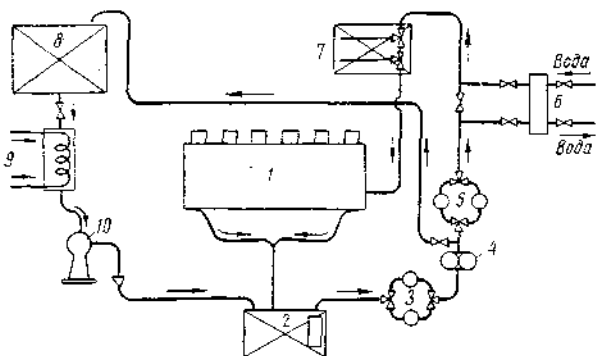


Рис. 9.3. Схема внешней циркуляционной системы смазки МОД.

ществления вентиляции и охлаждения картерного пространства, что снижает опасность самовоспламенения масляных паров.

Типичная внешняя циркуляционная масляная система НД, применяемая в судовых МОД, показана на рис. 9.3. Система состоит из дизеля 1, сточной цистерны 2, располагаемой ниже уровня поддона, фундаментной рамы, автономного масляного насоса 4, сдвоенных фильтров 3 и 5, отключаемого охладителя масла 6 и, наконец, расходной напорной цистерны 7. Для периодической очистки масла от воды и твердых частиц включается сепаратор 10; в этом случае масло подается насосом в отстойную напорную цистерну 8, откуда через паровой подогреватель 9 и сепаратор поступает в сточную цистерну. Подогрев способствует лучшему отделению механических примесей при сепарировании масла.

В качестве примера конструктивного оформления циркуляционной системы смазки на рис. 9.4 приведена схема смазки V-образного двухтактного дизеля фирмы Дейц типа RT8M-233 мощностью 500 э. л. с. при частоте вращения 500 об/мин.

Масляный реверсивный шестеренный насос  $c_1$ , приводимый в действие зубчатой передачей  $f_1g_1$ , от конца коленчатого вала засасывает масло из поддона  $d_1$  и нагнетает его по трубе  $e_1$  в сдвоенный фильтр  $q_1$ , откуда, в зависимости от положения трехходового крана  $r_1$ , масло направляется в одну из половин фильтра, тогда как другая может быть подвергнута текущей очистке. Затем масло по трубе  $s_1$  направляется в охладитель  $t_1$ , расположенный над продувочным ресивером. Благодаря перегородкам в охла-

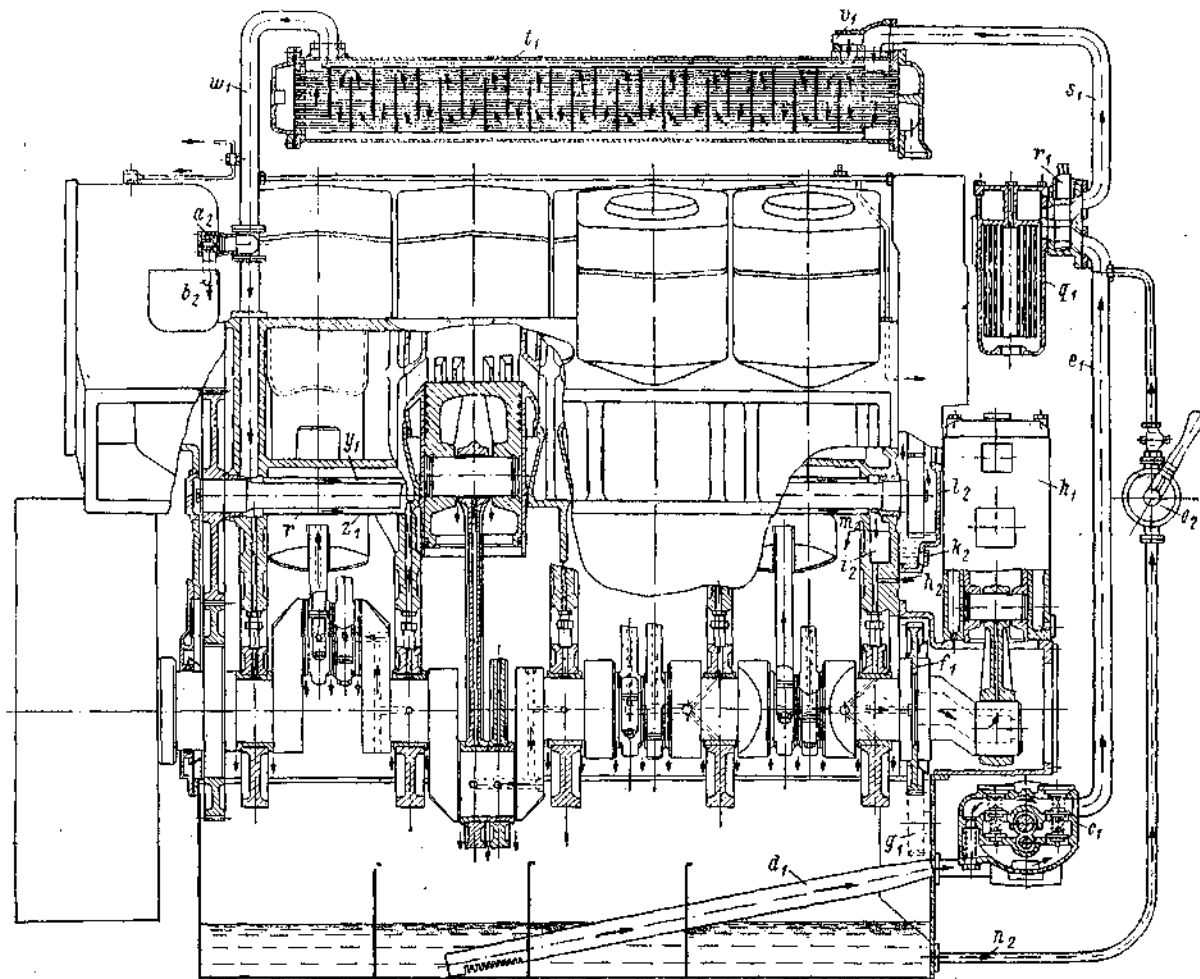


Рис. 9.4. Схема  
смазки СОД фирмы  
Дейц типа  
RT8M-233.

дителя поток масла направляется перпендикулярно к охлаждающим трубам. Если при низкой температуре окружающей среды (например, при пуске) вязкость масла, а следовательно, и сопротивление в охладителе слишком велики, то с помощью перепускного клапана  $u_1$ , установленного на давление 3 кгс/см<sup>2</sup>, масло направляется непосредственно по кольцевому пространству (снаружи труб). Из охладителя масло по трубе  $w_1$  направляется в распределительную магистраль  $y_1$ , кольцеобразное сечение которой образовано валиком  $r$  и завальцованной трубой  $z_1$ , и далее через ряд отверстий в рамовые, шатунные и головные подшипники. При увеличении давления в магистрали выше установленного масло перепускается через клапан  $a_2$  и трубу  $b_2$  в поддон дизеля. От трубопровода непосредственно за охладителем отводится ряд труб для смазки вспомогательных механизмов.

К отверстию  $h_2$  присоединена труба манометра, расположенного у поста управления. Если давление в  $h_2$ , расположенном в конце магистрали, соответствует нормальному, то смазка вспомогательных механизмов обеспечена. В случае превышения давления в полости  $i_2$  над нормальным клапан  $k_2$  открывается и часть масла поступает в масляную ванну зубчатой передачи  $l_2$ , откуда через переливное отверстие  $m_2$  сливается в картер. Ниже  $c_1$  предусмотрена всасывающая труба  $n_2$  для ручного насоса  $o_2$ , с помощью которого можно перед пуском подкачать масло ко всем смазываемым точкам. Отработавшее масло из всех смазываемых точек поступает обратно в поддон картера.

Схема циркуляционной смазки и охлаждения (маслом) деталей движения мощного судового МОД фирмы G.M.T. приведена на рис. 9.5. Из главной магистрали  $a$  масло подводится к рамовым подшипникам  $b$ , откуда стекает в осевом направлении через зазоры в маслосборник фундаментной рамы. Только концевой подшипник с продувочного насоса имеет кольцевую канавку, соединенную с косым сверлением  $d$  в щеке вала. Далее масло поднимается по сверлению в шатуне, смазывает цапфы и направляющую крейцкопфа и стекает в картер.

Иначе осуществляется смазка деталей движения рабочего цилиндра. Масло через трубы  $e$  (отлитые в стойках картера), полости  $f$  и шарнирное устройство  $g$  направляется в маслосборник  $h$ , укрепленный на попере-

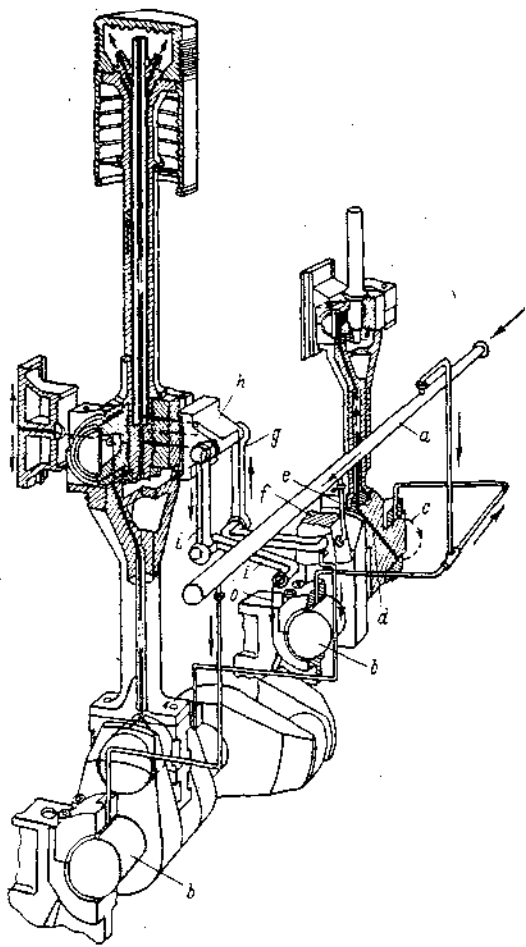


Рис. 9.5. Схема смазки и охлаждения (маслом) основных деталей движения МОД фирмы G. M. T.

чине крейцкопфа. Здесь поток масла разветвляется. Большая часть потока направляется в кольцевую полость, образованную между сверлением в штоке и вставленной в шток трубой, поднимается вверх, охлаждает головку поршня и стекает через внутреннюю трубу штока, шарнирное устройство *i*, полость в соседней стойке и сливную трубу обратно в картер. Меньшая часть потока масла через сверления в поперечине направляется в верхнюю часть головных подшипников и ползун крейцкопфа. Остальное масло через стержень шатуна стекает вниз и смазывает шатунный подшипник.

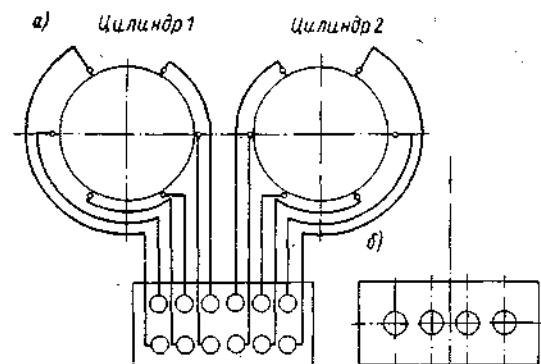


Рис. 9.6. Схема цилиндровой смазки ВД: а — смазчики ВД; б — топливный насос.

Система цилиндровой смазки ВД дает возможность смазывать втулки цилиндра свежим маслом высокого качества, что позволяет уменьшать износы втулок. Масло, подаваемое на поверхность втулки, должно распределяться по окружности равномерно, для чего предусматривается большое число (рис. 9.6) смазываемых точек (от 4 до 10 в зависимости от диаметра цилиндра). Общее количество подаваемого масла ВД составляет от 0,5 до 1,0 г/(э. л. с · ч). Распределение масла по поверхности втулки

пределяется по окружности равномерно, для чего предусматривается большое число (рис. 9.6) смазываемых точек (от 4 до 10 в зависимости от диаметра цилиндра). Общее количество подаваемого масла ВД составляет от 0,5 до 1,0 г/(э. л. с · ч). Распределение масла по поверхности втулки

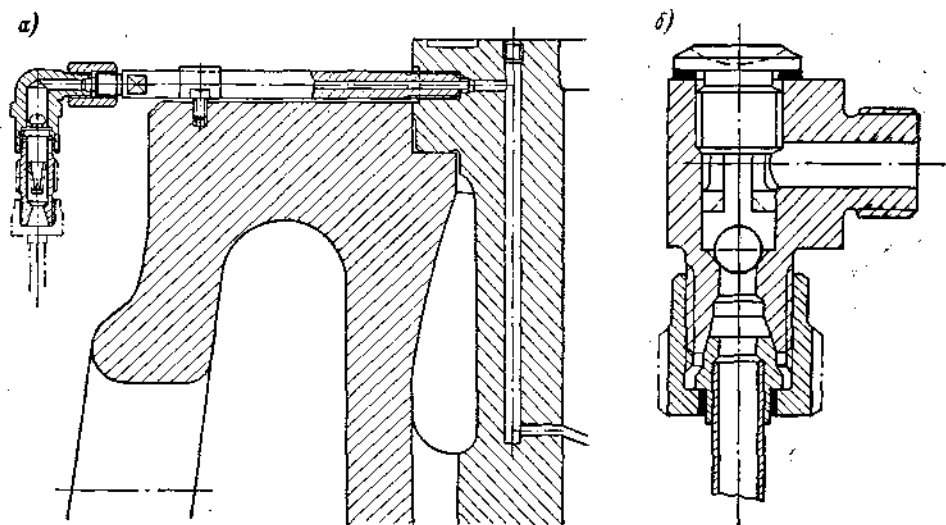


Рис. 9.7. Схемы подвода смазки к рабочему цилиндру: а — подвод масла ВД; б — обратный клапан.

осуществляется отдельными канавками, идущими от смазываемых точек; иногда канавки выполняют волнообразной конфигурации.

Подвод масла через обратные клапаны (рис. 9.7, б) предотвращает выдувание масла при высоких давлениях в цилиндре. Место подвода масла зависит от размеров и тактности дизеля. У двухтактных МОД целесообразно подводить масло в верхней части втулки (рис. 9.7, а), чтобы обеспечить эффективную смазку в месте наибольшего износа втулки, а также чтобы место подвода лежало на достаточно большом расстоянии от выпускных

окон (при контурной продувке), через которые часть цилиндрического масла обычно уносится продувочным воздухом. Для того чтобы подвод масла осуществлялся только в те моменты, когда смазочные отверстия закрываются поршнем, целесообразно синхронизировать моменты подачи масла с движением поршня.

## 9.2. АГРЕГАТЫ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ

Насосы циркуляционной смазки (отсасывающие и нагнетающие) для судовых дизелей чаще всего бывают шестеренного или винтового типа. Эти насосы просты по конструкции, надежны в работе и обеспечивают

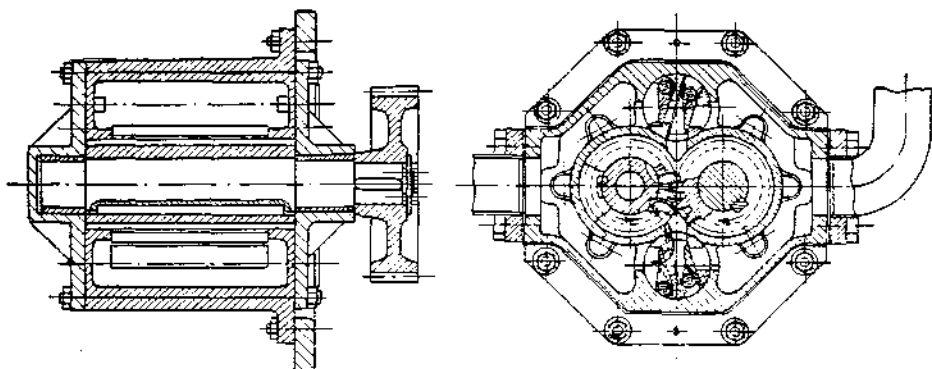


Рис. 9.8. Шестеренный масляный реверсивный насос.

равномерную подачу масла. Насосы снабжают редукционными (перепускными) клапанами с пружиной, изменение натяжения которой позволяет регулировать давление масла путем перепуска части масла в картер. У мощных дизелей редукционный клапан устанавливают отдельно от насоса на нагнетательной магистрали.

На рис. 9.8 показана конструкция реверсивного шестеренного насоса, который при частоте вращения 625 об/мин и ширине зубцов 200 мм (количество зубцов 16) подает  $16 \text{ м}^3/\text{ч}$  масла. Корпус насоса отливают из чугуна или легких сплавов; стальные шестерни выполняют прямо- или косозубыми. Для предохранения насоса от чрезмерного повышения давления масла во впадинах зубцов на нагнетательной стороне в торцевой стенке корпуса выфрезерывают канавки, через которые сжимаемое масло перетекает в нагнетательную полость, или снабжают зубцы радиальными отверстиями, соединяющими впадины ведомой шестерни с ее полрой осью. Эти меры устраняют ударную нагрузку привода насоса и деформацию валика и шестерни при работе.

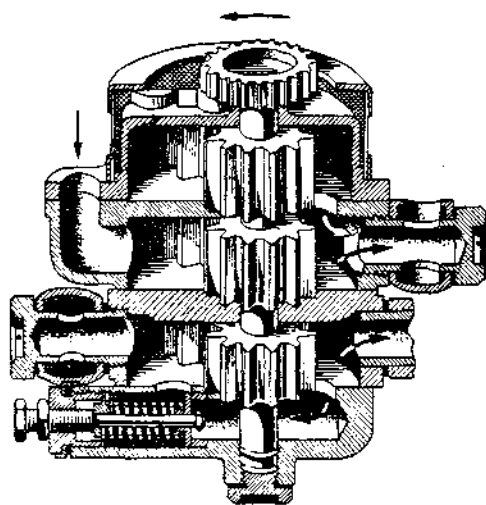


Рис. 9.9. Трехсекционный шестеренный насос дизеля ЗДб.

Для ВВД с сухим картером применяют один нагнетательный насос и один или два отсасывающих насоса. Указанные насосы часто компонуют

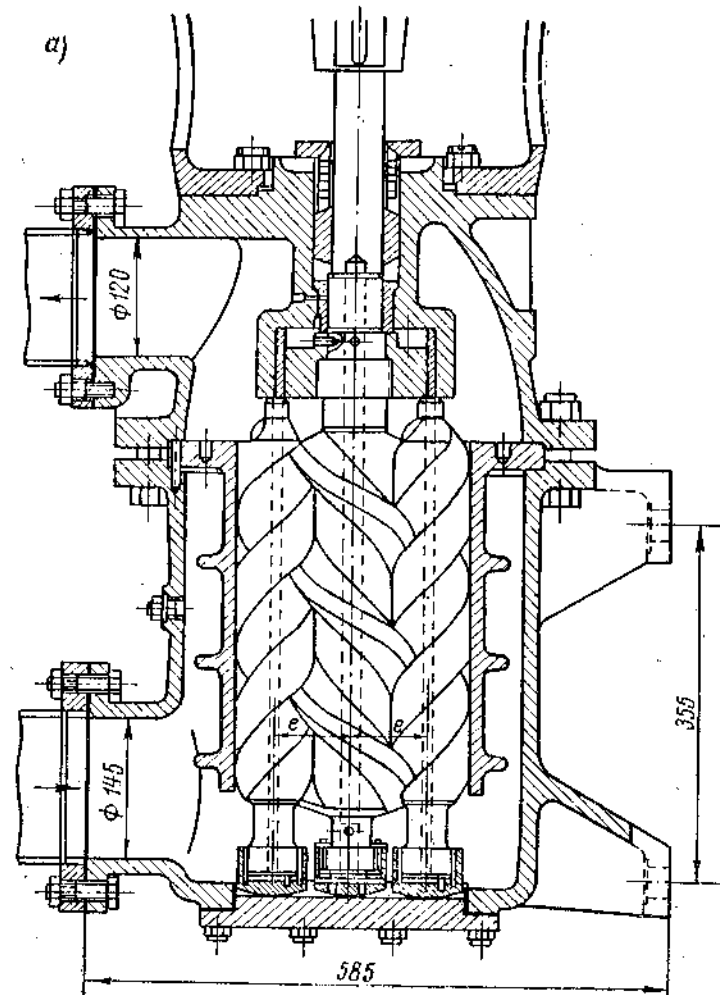
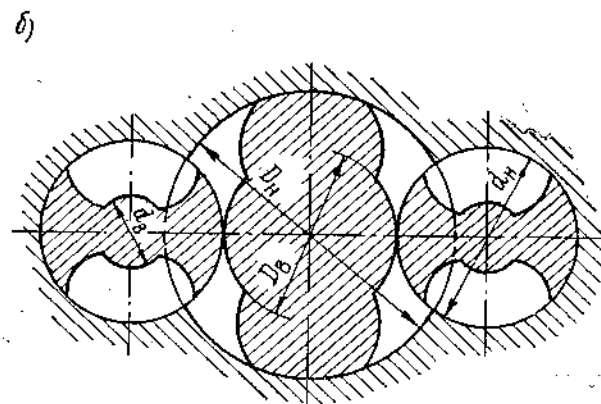


Рис. 9.10. Автономный винтовой масляный насос с электроприводом.





в одном корпусе (многосекционный насос), что упрощает их размещение и привод.

На рис. 9.9 изображен трехсекционный шестеренный масляный насос судового дизеля 3Д6, у которого верхняя секция отсасывает масло из носовой части нижнего картера, средняя секция — из кормовой, а нижняя (нагнетательная) — подает масло к фильтру.

Винтовые масляные насосы используют в основном в крейцкопфных МОД. Они имеют автономный привод и состоят из одного ведущего стального центрального червяка и одного—четырёх (обычно двух) чугунных ведомых червяков, расположенных сбоку. Каждый червяк снабжен подпятником, воспринимающим осевые усилия, а ведущий червяк, кроме того, разгрузочным поршнем. Винтовые насосы имеют обычно электропривод, расположены вертикально, не реверсируются и работают почти бесшумно.

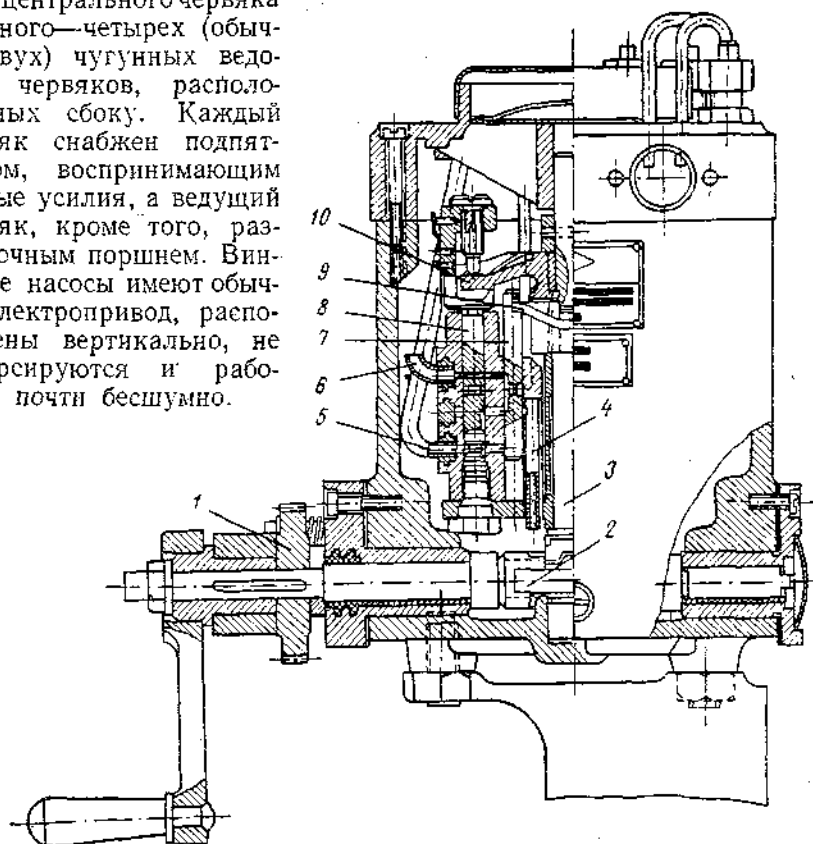


Рис. 9.11. Поперечный разрез смазчика ВД с дозировкой масла изменением хода плунжера.

1 — валик; 2 — червячное колесо; 3 — валик вертикальный; 4 — всасывающий канал; 5 — рабочий отвод; 6 — контрольный отвод; 7 — золотник; 8 — плунжер; 9 — фигурная шайба золотника; 10 — фигурная шайба плунжеров.

На рис. 9.10, а, б показан винтовой масляный насос производительностью  $150 \text{ м}^3/\text{ч}$  при частоте вращения 1450 об/мин. Для смазки рабочих цилиндров применяются многоплунжерные смазчики ВД (лубрикаторы), нагнетающие дозированные порции масла (до давления  $100 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ). Регулирование количества подаваемого масла осуществляется дозированием капель масла при поступлении его к насосному элементу или изменением полезного хода плунжера.

На рис. 9.11 приведен смазчик ВД с дозировкой подаваемого масла за счет изменения хода плунжера. В общем корпусе, служащем одновременно резервуаром для масла, размещается шестнадцать плунжеров 8 с таким же числом распределительных золотников 7. Плунжеры приводятся в действие фигурной шайбой 10. За один оборот каждый плунжер

делает два возвратно-поступательных хода. Золотники приводятся в движение фигурной шайбой 9, причем за один оборот шайбы каждый золотник делает одно возвратно-поступательное движение. Ход плунжера изменяют регулировочным винтом. Привод насоса осуществляется от качающегося рычага, связанного с храповым колесом.

Смазчики ВД обеспечивают подачу масла ( $0,2—0,3 \text{ см}^3$ ) к одной смазываемой точке втулки под давлением от 50 до  $80 \text{ кгс/см}^2$ . Для смазки многоцилиндровых мощных МОД требуется до 6—8 точек на цилиндр большого размера; общее количество смазываемых точек доходит до 100 (при  $i = 12$ ), что требует установки шести смазчиков. Удельный расход цилиндрического масла у МОД примерно  $0,5—1,0 \text{ г/(э. л. с} \cdot \text{ч)}$ .

### 9.3. МАСЛЯНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ И ФИЛЬТРЫ

Охлаждатели масла применяют для охлаждения циркуляционного масла, нагревающегося при работе дизеля, а также при использовании масляной системы для охлаждения поршней.

Охлаждатели масла подразделяются на трубчатые и пластинчатые; в СДУ наибольшее распространение получили трубчатые охлаждатели.

Охлаждатели масла изготовляют из медных, латунных и мельхиоровых труб круглого или эллиптического сечения.

Трубные доски выполняют из кованой бронзы, стали и чугуна; они должны иметь возможность продольного перемещения при нагреве, так как температурные деформации труб больше, чем корпуса. При охлаждении масла заборной водой над трубными досками устанавливают цинковые протекторы. Масло обычно циркулирует снаружи труб в корпусе в направлении, обратном направлению воды. Для усиления циркуляции масла в корпусе устанавливают перегородки, перпендикулярные к оси охладителя. При циркуляции масла внутри труб для увеличения омываемой поверхности и турбулизации потока применяют особые завихрители, позволяющие значительно увеличить коэффициент теплопередачи.

На рис. 9.12 показан охладитель масла трубчатого типа судового дизеля 18Д.

Внутри корпуса 3, закрываемого крышками 6 и 1, помещают трубы, развальцованные в трубных досках 2 и вставленные в перегородки 4. Вода проходит внутри труб, а масло — снаружи. Нижняя трубная доска уплотнена в корпусе сальником и может перемещаться при удлинении труб от нагрева. Для удаления воздуха из охладителя предусмотрен кран 5.

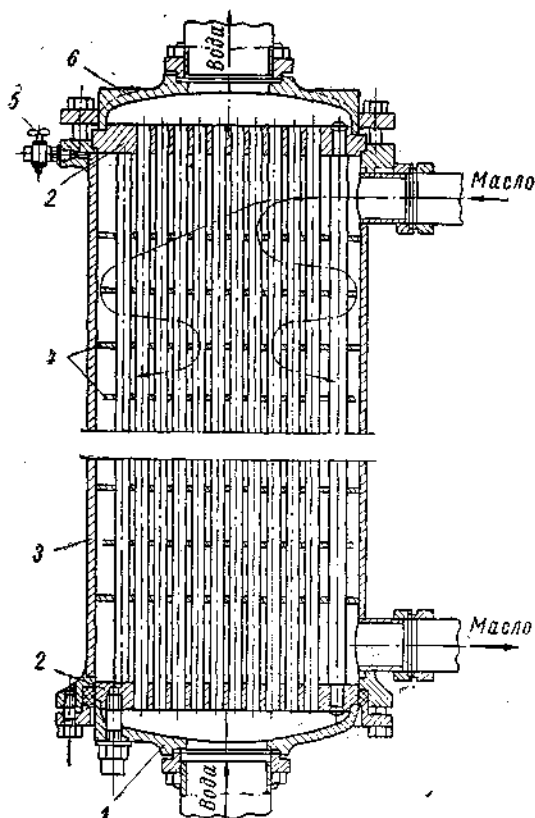


Рис. 9.12. Охлаждатель масла трубчатого типа дизеля 18Д.

У охладителей с внешним обтеканием масла без охлаждения поршней удельная поверхность охлаждения составляет примерно  $0,003—0,005 \text{ м}^2/\text{э. л. с.}$ , а с охлаждением — около  $0,03 \text{ м}^2/\text{э. л. с.}$

В процессе работы дизеля циркулирующее в системе масло должно подвергаться непрерывной тщательной очистке от механических примесей и асфальтосмолистых веществ. Для этой цели применяют масляные фильтры, которые должны иметь небольшие габариты при минимальных гидравлических сопротивлениях.

По степени очистки масляные фильтры можно подразделить на фильтры грубой (ФГО) и тонкой очистки (ФТО). Обычно через ФГО пропускается все циркулирующее масло, а через ФТО — только часть масла (около

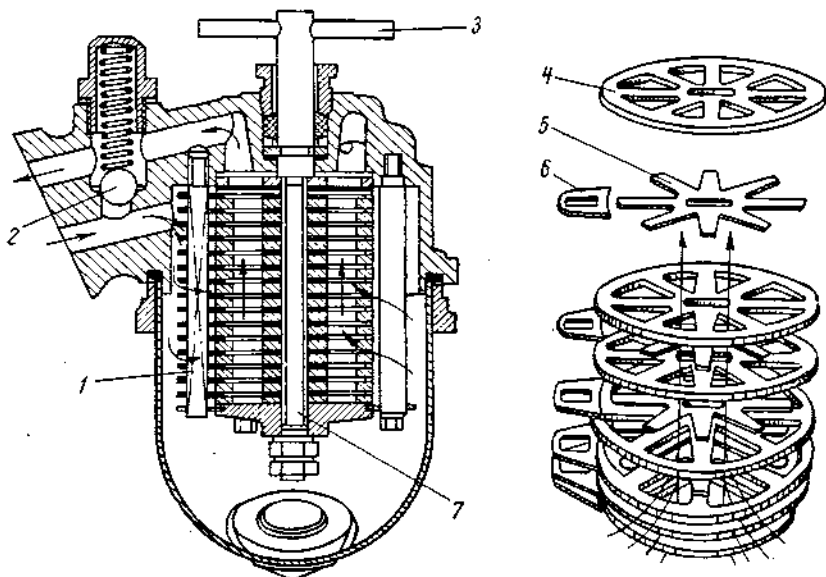


Рис. 9.13. Пластиночато-щелевой ФГО.

10—15%), отбираемого из основного потока и сливаемого обратно в маслосборник.

Фильтры грубой очистки делятся на сетчатые и щелевые; фильтры выполняют сдвоенными и переключающимися трехходовым краном. Сетчатые ФГО выполняют цилиндрическими и дисковыми (секционными), последние применяют для более мощных дизелей. В качестве фильтрующего элемента применяют латунную или медную сетку с ячейками в свету диаметром 0,125; 0,15 и 0,18 мм. Скорость масла в сетчатом фильтре составляет около 2—5 м/с.

Пластиночато-щелевые ФГО (рис. 9.13) имеют фильтрующий элемент, состоящий из набора фильтрующих пластин 4. Толщина пластин определяет высоту щелей, через которые фильтруется масло (0,05; 0,08 и 0,12 мм). При проворачивании рукояткой 3 фильтрующего элемента, набранного на стержень квадратного сечения 7, пластины (скребки) 6, насаженные на неподвижном стержне 1, равные по толщине дистанционным пластинам 5, очищают щели от задержанных фильтром загрязнений, которые попадают на дно корпуса фильтра и могут быть удалены через спускной кран. Фильтр снабжен предохранительным клапаном 2 на случай его засорения или чрезмерного снижения температуры масла; давление открытия клапанов составляет около  $0,8—1,2 \text{ кгс/см}^2$ . Средняя скорость масла, допускаемая в фильтре, равна 6—12 см/с; нормальное сопротивление фильтра  $0,2—0,5 \text{ кгс/см}^2$ .

Фильтры тонкой очистки задерживают не только относительно тонкие механические загрязнения, но и асфальтосмолистые вещества, кислоты, воду и другие примеси. По роду включения в масляную систему ФТО можно разделить на частично поточные и полнопоточные. Первые, установленные на ответвлении циркуляционной системы, пропускают лишь 10—15% масла, прокачиваемого насосом, имеют компактные размеры и получили большое распространение на дизелях. Вторые (полнопоточные) пропускают через себя весь поток масла (применяются реже).

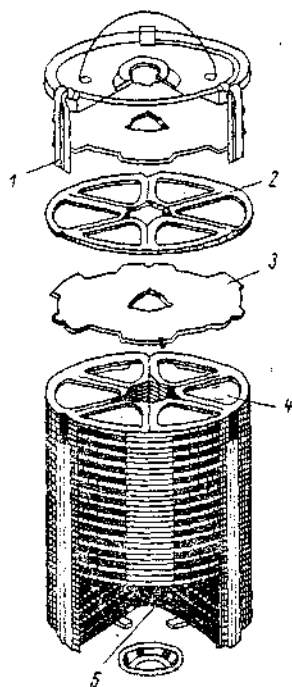


Рис. 9.14. Фильтрующий патрон тонкой очистки типа АСФО.

1 — стяжка; 2 — прокладка;  
3 — пластина; 4 — отсеки не-  
очищенного песка; 5 — канал  
чистого масла.

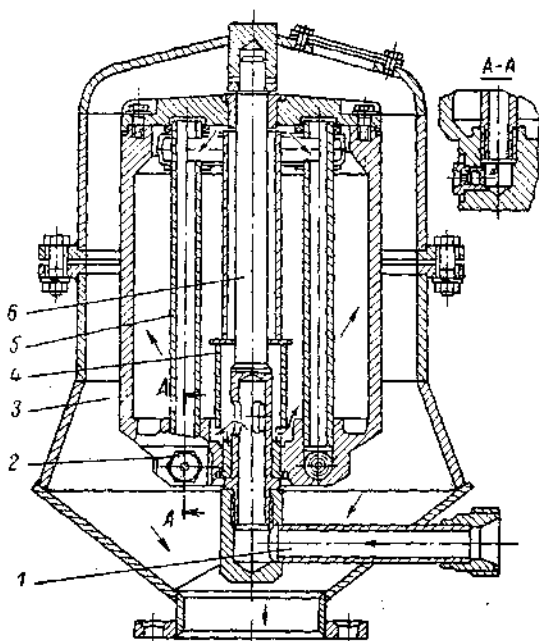


Рис. 9.15. Реактивная центрифуга дизеля ЗД100.

1 — трубка подвода масла; 2 — сопло; 3 — корпус ротора; 4 — центральная трубка; 5 — маслоотводная трубка; 6 — ось ротора.

По роду действия ФТО можно подразделить на щелевые, поверхностные и объемные. Для щелевых ФТО обычно применяют сменные фильтрующие элементы (патроны) типа АСФО, ДАСФО и др. Элемент типа АСФО (рис. 9.14) состоит из набора картонных попеременно расположенных сплошных пластин 3 с вырезами и прокладок 2, стянутых в один пакет. Масло, поступающее под давлением в корпус фильтра, проходит через щели между прокладками и пластинами и заполняет внутренние полости 4 между пластинами. В указанных полостях масло частично отделяется от механических примесей, затем продавливается между поверхностями пластин и сливается в центральную полость 5 элемента.

Давление масла в полости ФТО не должно быть слишком большим, иначе ухудшается качество фильтрации. При пуске дизеля в холодном состоянии ФТО не работает, так как слишком велики гидравлические сопротивления патрона фильтра. Для ускорения ввода ФТО в работу предусматривают прогрев патрона.

У фильтров поверхностного типа фильтрующие элементы имеют сквозные поры (металлическая сетка, фильтровальные ткани).

Рассмотрим принцип работы объемных фильтров. При последовательном прохождении потока грязного масла через ряд слоев волокон фильтрующего материала крупные частицы застревают в микрощелях волокон, а наиболее мелкие (1—2 мкм) прилипают к волокнам.

Центробежные масляные очистители (ЦМО), использующие для очистки создающиеся в роторе центробежные силы инерции, можно разделить на две группы:

— ЦМО с гидрореактивным приводом (РМЦ), предназначенные для тонкой очистки масла;

— ЦМО с автономным приводом (обычно электроприводом), которые можно использовать как для грубой, так и для тонкой очистки.

Первые применяют для ВОД, а вторые — для МОД.

Из конструкции реактивной центрифуги (РМЦ) дизеля типа ЗД100 (рис. 9.15) видно, что ротор под воздействием реакции струй масла, вытекающего из сопла 2, вращается на центральной оси. Под действием центробежных усилий взвешенные в масле частицы механических примесей и продуктов сгорания (имеющие большую плотность, чем масло) осаждаются на внутренних стенках ротора. В дизелях типа ЗД100 РМЦ и бумажный ФТО расположены параллельно на ответвлении главной магистрали.

При использовании масла с высокими концентрациями присадок в судовых ВОД установка РМЦ нецелесообразна, так как возможно отделение присадок при сепарации; в этом случае лучше ограничиться ФГО и ФТО.

Для судовых дизелей мощностью свыше 1500—2000 э. л. с. широкое распространение получили ЦМО второй группы, т. е. сепараторы с электроприводом. Чаще всего применяют сепараторы дискового и трубчатого типов. Центробежные масляные очистители устанавливают на ответвлениях главной масляной магистрали. Используют два вида ЦМО — несамочищающиеся и самоочищающиеся. Так как продолжительность непрерывной работы сепараторов составляет 3—5 ч, использование самоочищающихся сепараторов значительно упрощает их обслуживание при эксплуатации.

При правильном режиме сепарации конечное содержание воды в масле (у сепараторов типа СЦС-3 и СЦС-5) не превышает 0,2%, а при наличии механических примесей в масле 0,3% (по массе); конечное их содержание не более 0,06%.

Конструкции ЦМО и особенности их работы подробно изложены в специальной литературе по СДУ.

## Глава 10

### СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

#### 10.1. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ<sup>1</sup>

Система охлаждения служит для отвода теплоты от деталей дизеля, нагреваемых вследствие соприкосновения с продуктами сгорания или от трения.

Основной целью охлаждения деталей является поддержание в них допустимой при эксплуатации температуры, определяемой жаропроч-

<sup>1</sup> См. также гл. 6.

ностью материалов, термостабильностью смазочных масел и надежностью работы отдельных узлов и деталей.

Для судовых дизелей применяют исключительно жидкостные системы охлаждения, которые выполняют *проточными* или *замкнутыми*. В проточной одноконтурной системе охлаждения заборная вода циркулирует через всю охлаждаемую систему и затем отводится за борт. В замкнутой двухконтурной системе охлаждения пресная вода циркулирует в замкнутом контуре (первом) и затем охлаждается в охладителе заборной водой (второй контур). Из этих двух систем наиболее рациональной является замкнутая система охлаждения.

Общее количество теплоты, отводимой системой охлаждения, составляет от 35 до 15% всей теплоты, выделяемой топливом при его сгорании. Относительное количество теплоты, отводимой в охлаждающую воду, уменьшается с увеличением основных размеров дизеля (т. е. диаметра и хода поршня) и степени наддува.

Во избежание ухудшения работы дизеля на долевых режимах рекомендуется поддерживать температурный режим дизеля примерно постоянным независимо от нагрузки и частоты вращения.

Расход циркулирующей в системах охлаждающей среды изменяется примерно в следующих пределах:

Дизели	Расход охлаждающей среды, л/(э. л. с·ч)		
	в цилиндре и крышке	в поршне, охлаждаемом водой	в поршне, охлаждаемом маслом
МОД	25—35	20—25	5—10
СОД	50—70	40—50	15—20
ВОД	75—80	—	—

Температура выходящей из дизеля воды регулируется вручную или терморегуляторами; в цилиндрах температура воды выравнивается особыми регулирующими кранами.

Давление в полостях охлаждения цилиндра и крышки определяется гидравлическим сопротивлением системы ( $p \approx 0,5 + 2 \text{ кгс/см}^2$ ); давление воды или масла для охлаждения поршней  $p \approx 3 + 6 \text{ кгс/см}^2$ .

Средняя скорость воды в охлаждаемых полостях цилиндра и крышки не превышает 0,5—2,0 м/с; однако у наиболее нагретых поверхностей местную скорость воды увеличивают с целью интенсификации отвода теплоты.

У ряда дизелей при эксплуатации наблюдается разъедание стенок втулок цилиндра, омываемых водой, в результате совместного воздействия кавитационной эрозии и электрохимической коррозии. Эрозия является обычно следствием высокочастотных вибраций втулок под действием ударов поршня о втулку (при так называемой перекадке поршня). К основным мерам по борьбе с кавитационными разрушениями можно отнести следующие: увеличение проходных сечений охлаждаемых полостей; повышение жесткости втулок цилиндра и стойкости их наружных поверхностей против разъедания (например, хромирование); применение присадок к охлаждающей воде (например, хромпика) и др.

Охлаждение поршней тронковых дизелей всегда осуществляется маслом из-за трудности обеспечения полной герметичности охлаждающего устройства. Поршни крейцкопфных дизелей относительно большей мощности охлаждают маслом или пресной водой. В связи с непрерывным возрастанием степени наддува и необходимостью интенсификации отвода

теплоты в современных мощных дизелях все чаще переходят с масляного охлаждения поршней на водяное.

Проточная система охлаждения заборной водой длительное время считалась наиболее простой и удобной для эксплуатации. Однако она имеет ряд существенных недостатков:

— во избежание отложения солей на стенках охлаждаемых деталей температура выходящей из дизеля воды не должна быть выше  $40-50^{\circ}\text{C}$ ;

— в зависимости от времени года и места нахождения судна температура заборной воды изменяется в широких пределах (от  $5$  до  $30^{\circ}\text{C}$ ), что приводит к большой разности температур в стенках (до  $40^{\circ}\text{C}$ );

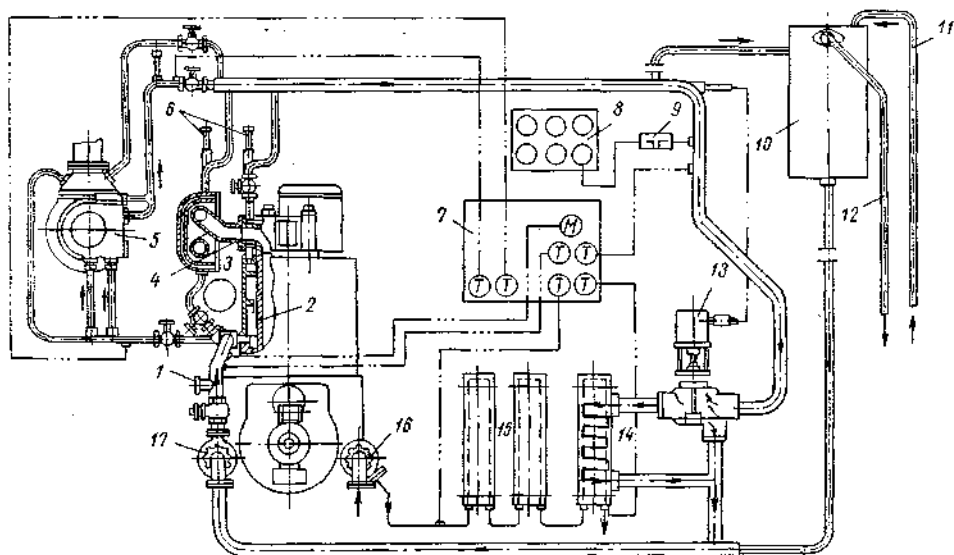


Рис. 10.1. Схема замкнутой системы охлаждения пресной водой СООД типа 6ЧРН 36/45.

— низкие температуры стенок втулок приводят к конденсации паров воды, продуктов сгорания и образованию кислот, вызывающих усиленный износ втулок;

— фильтр, очищающий поступающую заборную воду, быстро засоряется илом и песком, проникающими в зарубашечное пространство.

Эти недостатки проточной системы охлаждения привели к тому, что на судах в настоящее время применяют замкнутую систему охлаждения пресной водой, свободную от указанных недостатков. Система обеспечивает возможность:

— работать при температуре охлаждающей воды около  $75-90^{\circ}\text{C}$  (на входе  $60-70^{\circ}\text{C}$ );

— устанавливать оптимальный температурный режим;

— поддерживать небольшую разность температур воды ( $\Delta t \approx 10 \div 15^{\circ}\text{C}$ );

— снижать потери теплоты в охлаждающую воду;

— уменьшать износы втулки и поршневых колец (в связи со снижением вязкости масла);

— осуществлять быстрый прогрев циркуляционного масла пресной нагретой водой при пуске дизеля.

Рассмотрим несколько типичных схем замкнутого охлаждения судовых дизелей.

На рис. 10.1 показана схема замкнутой системы охлаждения судового четырехтактного СООД типа 6ЧРН 36/45 марки Г60 с ГТН. Система вклю-

чает два центробежных реверсивных водяных насоса, охладитель с терморегулятором и расширительный бак.

Последовательность циркуляции пресной воды следующая: вода из насоса 17 подается на охлаждение дизеля в зарубашечное пространство блок-цилиндра 2, откуда она перетекает в охлаждающую полость крышки 3. Одновременно вода от насоса 17 поступает на охлаждение выпускных коллекторов 4 и турбокомпрессора 5. Выходящая из указанных мест горячая вода собирается в общую трубу, от которой часть воды ответвляется в охладитель 14 и снова направляется к насосу 17. Регулирование общей температуры воды производится посредством перепуска терморегулятором 13 необходимого количества воды мимо охладителя; пополнение воды производится через расширительный бак 10. Забортная вода, поступающая из кингстона через фильтр и обратный клапан, прокачивается насосом 16 через маслоохладители 15, а затем через водяной охладитель 14 — за борт. Контроль температуры осуществляется ртутными термометрами 6. Кроме того, на щите 7 установлены дистанционные термометры и манометр. На сигнализационном пульте 8 размещены сигнальная лампа и звонок, включающиеся датчиком реле температуры 9. Для прокачки системы горячей воды от котельной установки имеется присоединительный фланец 1. Система заполняется водой по трубопроводу 11. Для отвода пеливающей (излишней) воды из расширительного бачка служит труба 12.

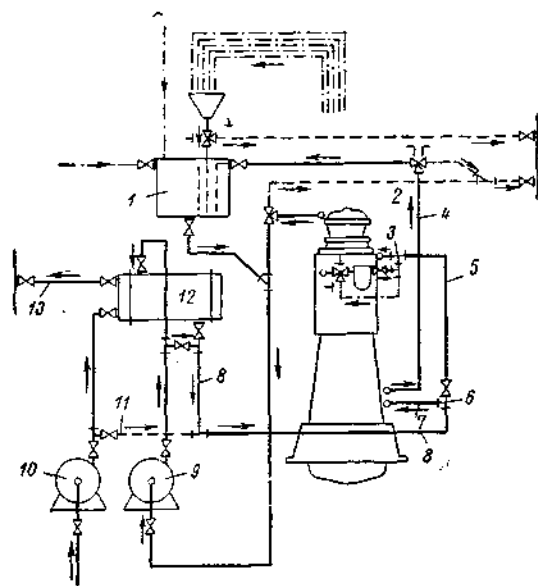


Рис. 10.2. Схема объединенной системы замкнутого охлаждения пресной водой цилиндров и поршней двухтактного МОД.

На рис. 10.2 показана объединенная система замкнутого охлаждения пресной водой цилиндров и поршней мощного МОД. Расширительная система охлаждения цилиндров и сборная цистерна охлаждения поршней объединены в одну общую цистерну 1. Насос пресной воды 17 нагнетает поступающую из цистерны 1 нагретую воду охлаждения поршней и воду, поступающую из крышек рабочих цилиндров, через охладитель 12, магистраль 8, которая разветвляется регулировочным краном 6 на две ветви — охлаждения цилиндров 5 и охлаждения поршней 7. Горячая вода охлаждения поршней поступает по трубе 4 в правую часть цистерны 1, из которой после выпуска содержащегося в ней воздуха перетекает через ряд отверстий в левую часть цистерны, откуда направляется вместе с горячей водой охлаждения цилиндров обратно к насосу 9. По рассмотренной схеме удаление воздуха из воды в цистерне 1 не может быть совершенным, поэтому объединенная схема охлаждения в этом отношении уступает разделенной; последняя схема, однако, значительно сложнее. Насос 10 засасывает забортную воду, нагнетает ее через змеевики охладителя 12 и выбрасывает по трубопроводу 13 за борт. В аварийных случаях система соединяется с магистралью 8 посредством трубы 11; причем оба контура системы питаются забортной водой, которая направляется не в цистерну 1, а по трубопроводу 2 за борт. В трубопроводе 3 от контура

реливающей (излишней) воды из расширительного бачка служит труба 12.

На рис. 10.2 показана объединенная система замкнутого охлаждения пресной водой цилиндров и поршней мощного МОД. Расширительная система охлаждения цилиндров и сборная цистерна охлаждения поршней объединены в одну общую цистерну 1. Насос пресной воды 17 нагнетает поступающую из цистерны 1 нагретую воду охлаждения поршней и воду, поступающую из крышек рабочих цилиндров, через охладитель 12, магистраль 8, которая разветвляется регулировочным краном 6 на две ветви — охлаждения цилиндров 5 и охлаждения поршней 7. Горячая вода охлаждения поршней поступает по трубе 4 в правую часть цистерны 1, из которой после выпуска содержащегося в ней воздуха перетекает через ряд отверстий в левую часть цистерны, откуда направляется вместе с горячей водой охлаждения цилиндров обратно к насосу 9. По рассмотренной схеме удаление воздуха из воды в цистерне 1 не может быть совершенным, поэтому объединенная схема охлаждения в этом отношении уступает разделенной; последняя схема, однако, значительно сложнее. Насос 10 засасывает забортную воду, нагнетает ее через змеевики охладителя 12 и выбрасывает по трубопроводу 13 за борт. В аварийных случаях система соединяется с магистралью 8 посредством трубы 11; причем оба контура системы питаются забортной водой, которая направляется не в цистерну 1, а по трубопроводу 2 за борт. В трубопроводе 3 от контура



охлаждения цилиндров вода ответвляется на охлаждение форсунок, а затем удаляется за борт.

Разделенные схемы систем замкнутого охлаждения крупных двухтактных МОД целесообразно применять, если цилиндры и крышки охлаждаются пресной водой, а головки поршней — маслом.

В случае охлаждения форсунок в схеме предусматривают третий контур самостоятельной системы охлаждения, позволяющий вести наблюдения за каждой форсункой отдельно, а также устанавливать оптимальный температурный режим при работе на разных сортах топлива.

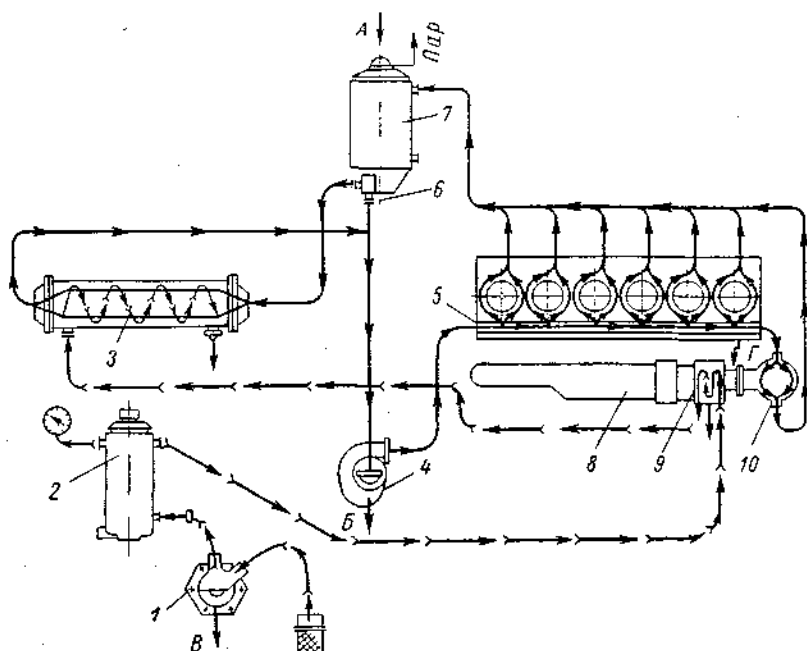


Рис. 10.3. Схема замкнутой системы охлаждения дизеля ВОД типа 6ЧНСП 12/14.

1 — насос заборной воды; 2 — масляный фильтр-холодильник; 3 — водяной охладитель; 4 — центробежный насос; 5 — распределительная труба блок-цилиндра; 6 — термостат; 7 — расширительный бак; 8 — выпускной коллектор; 9 — охладитель наддувочного воздуха; 10 — турбоагнетатель; А — заполнение пресной воды; Б — слив пресной воды; В — слив заборной воды; Г — слив воды из блока.

На рис. 10.3 дана схема замкнутой системы охлаждения четырехтактного ВОД типа 6ЧНСП 12/14 марки К-558 мощностью 125 э. л. с. при частоте вращения 1700 об/мин.

Пресной водой (замкнутый контур) охлаждаются гильзы (втулки) и крышки цилиндров, заборной водой (открытый контур) — масло и кожухи газовой турбины и выпускного коллектора, пресная вода и охладитель наддувочного воздуха.

Пресная вода, выходя из распределительной трубы 5 блок-цилиндра, поступает на охлаждение корпуса подшипников турбоагнетателя 10, а оттуда направляется через общий трубопровод слива пресной воды в расширительный бак 7. Из расширительного бака пресная вода, проходя через термостатную коробку, поступает в водяной охладитель (если температура воды выше 70° С) или непосредственно во всасывающую полость насоса (если температура воды ниже 70° С). Циркуляция пресной воды осуществляется центробежным насосом, установленным на переднем торце дизеля.

Забортная вода из масляного фильтра-холодильника 2 попадает в охладитель воздуха 9, затем в охлаждающую полость охладителя пресной воды 3 и далее в нижнюю половину кожуха турбины. После этого вода поступает в нижнюю половину кожуха выпускного коллектора 8, а затем в его верхнюю половину и через верхнюю половину кожуха турбины идет на слив за борт.

## 10.2. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Для охлаждения тронковых судовых дизелей применяют следующие типы насосов: объемные (поршневые, шестеренные, ротационные); центробежные; водокольцевые (самовсасывающие, вихревые) и др.

Поршневые насосы используют чаще всего для МОД и СОД сравнительно небольшой мощности; они имеют хорошую всасывающую способность и высокий к. п. д. Привод насосов осуществляется от коленчатого вала штурца дизеля. Нередко на судовые дизели навешивается также трюмный поршневой насос. В этом случае оба насоса делают одинаковой конструкции; трюмный насос при выходе из строя насоса охлаждения можно использовать в качестве резервного. На двухвалных установках производительность каждого насоса определяется с запасом в 50%, чтобы иметь возможность в случае необходимости обслуживать одним насосом оба дизеля. Исходя из нормальных значений разности температур, удельная производительность водяных насосов с 50%-ным запасом составляет около 30—60 л/(э. л. с·ч).

На рис. 10.4 в качестве примера показан поршневой насос производительностью 20 м³/ч при частоте вращения 300 об/мин. Корпус насоса — чугунный; плунжер 2 и втулка 3 — из фосфористой бронзы. Густая смазка осуществляется штауфером через отверстие 5. Натяжение набивки сальника регулируется втулкой 4. Вилка цапфы шатуна 7 привернута к плунжеру винтом 6. Под плунжером установлен цинковый протектор 1. При каждом ходе через сапун 11 к воде подводится некоторое количество воздуха (для более мягкой работы). Впускной 8 и нагнетательный 9 клапаны укреплены на шпинделе из ковanej бронзы. Диски клапанов изготовлены из фосфористой бронзы; пружины — стальные, омедненные. Воздушный колпак снабжен предохранительным клапаном 10.

Шестеренные охлаждающие насосы просты по конструкции, обладают самовсасыванием и отличаются малыми габаритами и массой. Однако при работе на воде, особенно забортной, нередко загрязненной, шестерни быстро изнашиваются и требуют частой замены. Для увеличения надежности этих насосов зубцы рабочих шестерен непосредственного сопротивления не имеют (в отличие от масляных), а снабжены парой дополнительных шестерен (вне корпуса), синхронизирующих вращение ведомого и ведущего валиков. Шестерни насоса иногда делают из резиновых зубьев, навулканизированных на латунную втулку.

На рис. 10.5 изображен шестеренный насос судового дизеля типа Ч 13/18, приводимый в движение от коленчатого вала шестерней 8, расположенной в полости картера. Насос вынесен из этой полости, чтобы вода не попадала в масло. Для уменьшения износа зубчатой передачи шестерню 11 изготовляют из текстолита. Бронзовые подшипники 3 и 1 вала 2 смазываются и охлаждаются водой. Насос уплотнен текстолитовой шайбой 4 и резиновой втулкой 5. Для предотвращения утечки масла из шарикоподшипника 9 привода имеется маслоотражатель 7 и лабиринт

Рис. 10.4. Поршневой водяной насос производительностью 20 м³/ч.

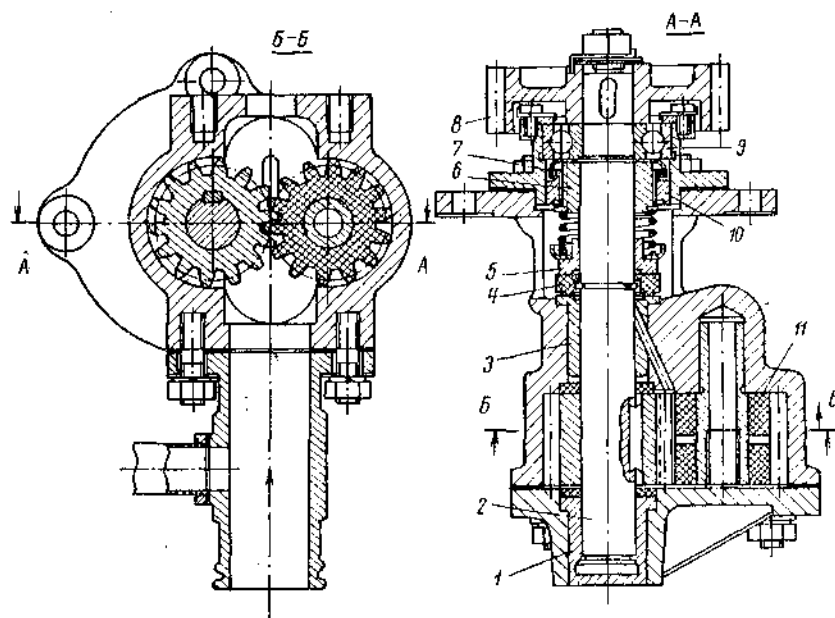
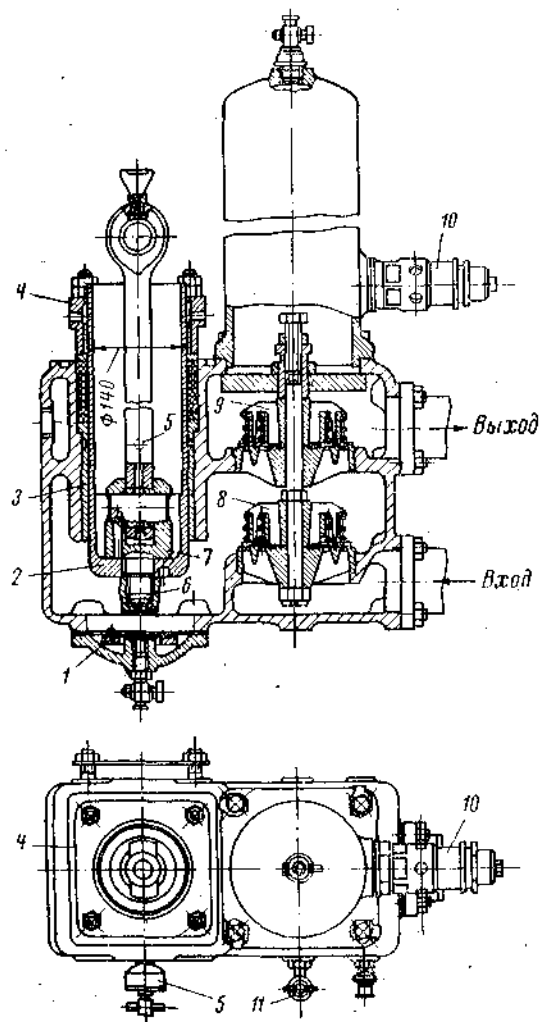


Рис. 10.5. Шестеренный водяной насос для дизеля типа Ч 13/18.

между втулкой 6 и кольцом 10. Применение текстолитовой шестерни и смазки подшипников вала водой упрощает конструкцию привода насоса.

Центробежные насосы (ЦН) отличаются простой и компактной конструкцией, высоким к. п. д., долговечностью, обеспечивают свободный слив воды при опорожнении системы и допускают работу на большой частоте вращения.

В СОД средней мощности привод насосов осуществляется от дизеля через ускорительную передачу. Чтобы обеспечить работу на передний

и задний ход, лопасти и колеса насоса выполняют радиальными. Для мощных МОД применяют автономные ЦН с электроприводом. Целесообразно применять ЦН для замкнутого контура охлаждения (пресной водой), когда отсутствует требование самовсасывания насоса.

Типичная конструкция центробежного водяного насоса дизеля типа 6ЧРП 25/34 показана на рис. 10.6. Насос состоит из корпуса 1, в котором вращается вал 5 с рабочим колесом 3, имеющим десять лопаток. Рабочее колесо закреплено на валу гайкой 2 и приводится во вращение вместе с валом через шестерню 6. Для уплотнения внутренней полости насоса служат резиновая втулка 8, лабиринтное уплотнение 4 и отражатель 7; кран 9 используют для спуска воды. На переднем торце дизеля навешены два ЦН рассмотренного типа производительностью по 24 м³/ч каждый.

В систему охлаждения дизелей входят следующие теплообменники:

1) водо-водяные пресной воды, охлаждаемые забортной водой; 2) водомасляные для масла, охлаждающего поршни (а также смазочного, циркуляционного масла); 3) водовоздушные охладители наддувочного воздуха. Конструкция водомасляных охладителей рассмотрена в гл. 9.

Водо-водяные охладители по конструкции аналогичны водомасляным и выполняются обычно трубчатыми. На рис. 10.7 приведен трубчатый охладитель пресной воды судового дизеля типа 6ЧРН 36/45 (Г60). Пресная вода поступает через входной патрубок 9 внутрь труб 3 и выходит через патрубок 8. Забортная охлаждающая вода омывает трубы снаружи, поступает через патрубок 6 и выходит через патрубок 2. Корпус охладителя 5 имеет две крышки — переднюю 7 и заднюю 1. Для интенсификации охлаждающего действия забортной воды в корпусе установлен ряд перегородок 4. Протектор 10 предназначен для уменьшения коррозии внутренней поверхности охладителя. Спуск воды осуществляется через пробку 11.

Поверхность охлаждения охладителя  $9,5 \text{ м}^2$ , наружный диаметр корпуса 335 мм, длина 1235 мм, масса 280 кг.

Одним из важных элементов системы охлаждения являются терморегуляторы, осуществляющие регулирование температуры воды. Терморегуляторы бывают недистанционные и дистанционные, одно- и двухклапанные.

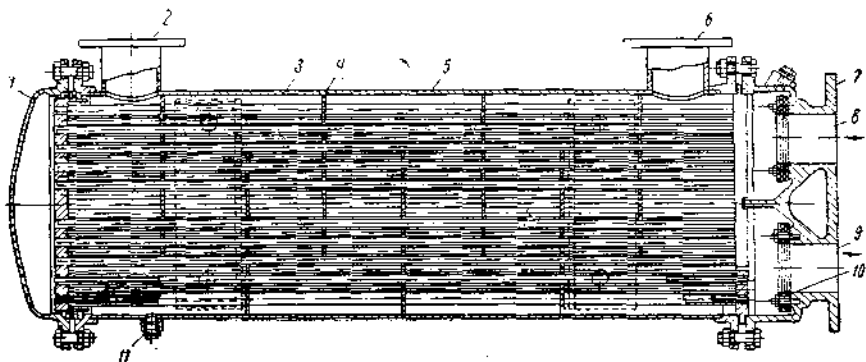


Рис. 10.7. Трубчатый охладитель пресной воды дизеля типа 6ЧРН 36/45 (Г60).

На рис. 10.8 приведен двухклапанный терморегулятор ЦНИДИ дизеля типа ЗД6. При повышении температуры воды находящаяся в сильфоне 4 (чувствительном элементе) легко испаряющаяся жидкость превращается в пар, давление возрастает, нижняя крышка опускается и клапан уменьшает проходное сечение патрубка к обводному трубопроводу. В начале работы дизеля вода в корпусе разделяется на два потока, причем основной (минуя охладитель) поступает через четыре окна и патрубок в обводной трубопровод, а дополнительный — в охладитель.

При температуре воды около  $70^\circ \text{С}$  клапан терморегулятора начинает перекрывать входное отверстие патрубка обводного трубопровода, а при  $85^\circ \text{С}$  полностью его перекрывает; тогда вся вода идет в охладитель.

За последнее время большое внимание уделяется возможности использования в дизелях высокотемпературного охлаждения, которое обеспечивает: 1) повышение индикаторного к. п. д. на 4—6%; 2) обеспечение стабильного теплового состояния дизеля при малой разности температур охлаждающей воды; 3) сжигание высокосернистых тяжелых сортов топлива. К основным недостаткам системы относятся высокая температура охлаждаемых деталей и необходимость применения соответствующих смазочных масел повышенной стойкости.

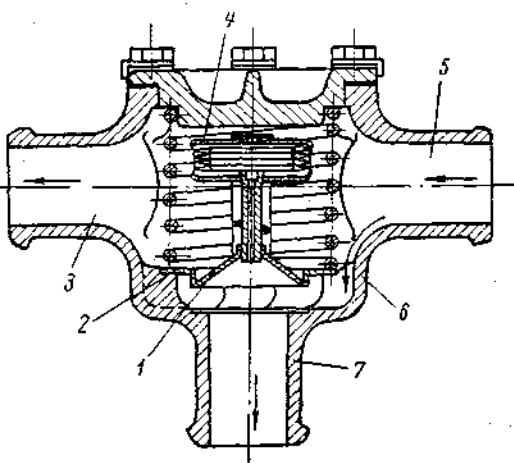


Рис. 10.8. Конструкция терморегулятора ЦНИДИ (дизеля типа ЗД6).

1 — клапан; 2 — седло; 3 — патрубок выхода воды в охладитель; 4 — сильфон; 5 — патрубок входа; 6 — окна для прохода горячей воды; 7 — патрубок к насосу.

В качестве агрегатов, осуществляющих процессы продувки и наддува дизелей, применяют компрессоры объемного и центробежного типов с механическим приводом и турбокомпрессоры (ТК), состоящие из газовой турбины (Т) и центробежного компрессора (К), установленных на едином валу агрегата.

### 11.1. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ ДЛЯ ПРОДУВКИ И НАДДУВА

Общая компоновка ТК зависит от взаимного расположения Т и К на общем валу. В судовых дизелях чаще всего применяют ТК с опорами по концам вала (рис. 11.1, а), конструкция которых обеспечивает высокую надежность работы и удобство обслуживания. Наиболее компактная конструкция ТК достигается при консольном расположении роторов (рис. 11.1, б). Конструкция, представленная на рис. 11.1, в, используется для монороторов.

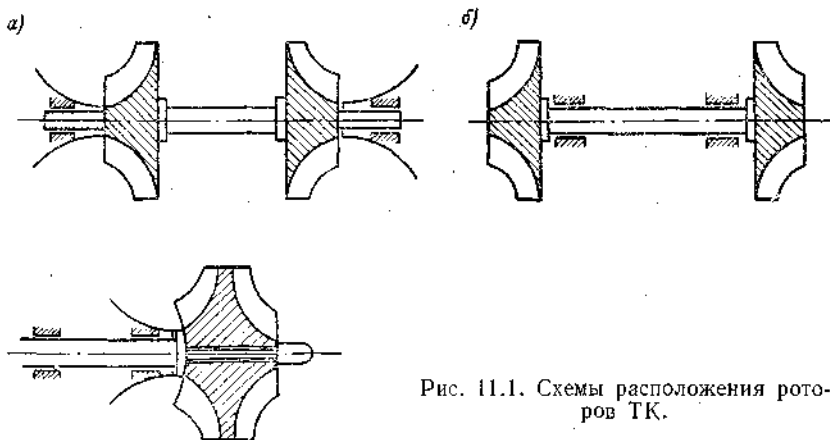


Рис. 11.1. Схемы расположения роторов ТК.

Газовые турбины делятся на два типа — осевые и радиальные (центростремительные). Осевые Т применяют для дизелей средней и большой мощности, а радиальные — в основном для дизелей малой и средней мощности.

В зависимости от характера изменения давления газов перед турбиной они делятся на турбины постоянного и переменного давления (импульсные). Осевые газовые Т состоят из следующих основных элементов: корпуса Т, газоподводящих каналов, соплового агрегата, ротора с диском и лопатками, подшипников и уплотнений.

Газоподводящие каналы (улитки) имеют сложную конфигурацию и подвергаются воздействию горячих газов с  $t_g \approx 400 \div 600^\circ \text{C}$  (рис. 11.2, а, б, в). Конструкция улитки должна предусматривать возможность свободного расширения при нагреве без нарушения плотности с примыкающими деталями корпуса. Улитки должны обеспечивать равномерный подвод газов к окружности колеса и иметь минимальные радиальные габариты. При наличии разделенного выпуска в корпусе Т предусматривают два газоподводящих канала. Одна из наиболее целесообразных

компоновок патрубков, пригодных для работы при скорости газа до 150 м/с, приведена на рис. 11.2, в.

Сопловой аппарат турбины представляет собой направляющий лопаточный аппарат, в котором газы частично расширяются и при этом обеспечивается заданный угол выхода потока их из сопл (16—20°).

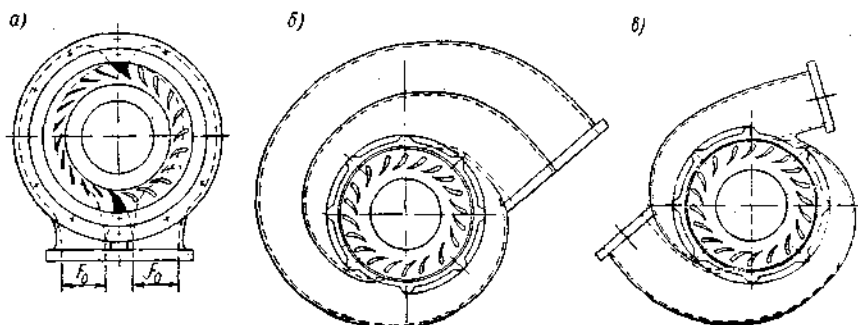


Рис. 11.2. Конструкции подводящих каналов (улиток) турбин.

На рис. 11.3 показана типичная конструкция соплового аппарата турбокомпрессора типа ТК-30. Соединение соплового аппарата с улиткой должно предусматривать возможность тепловых расширений аппарата при нагреве. Лопатки сопловых аппаратов должны быть профили-

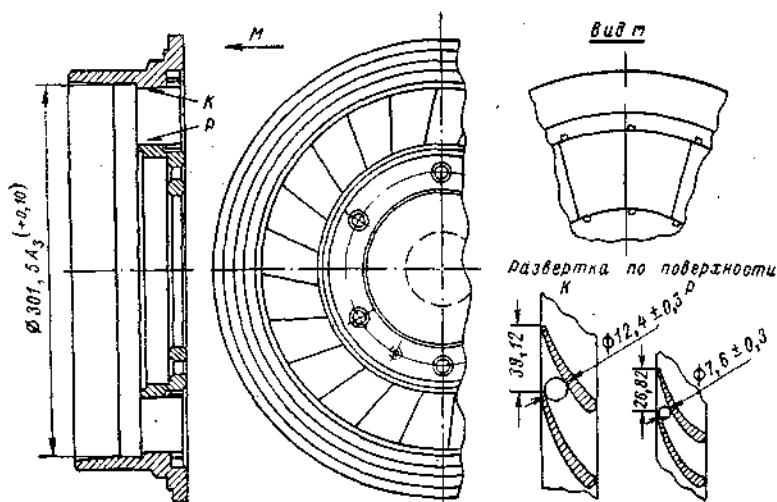


Рис. 11.3. Сопловой аппарат турбокомпрессора типа ТК-30.

рованными. Основным конструктивным параметром соплового аппарата является его сечение.

Турбинные колеса (диски) являются частью общего ротора ТК; отдельные диски выполняют из жаропрочных сталей типа ЭИ415, ЭИ572 и др.

Лопатки турбины закрепляют в диске особым замком (коренной частью), приваривают за одно целое с диском, отливают совместно с диском. Конструктивные типы креплений лопаток к диску приведены на рис. 11.4. Крепление с елочным замком (рис. 11.4, в) можно применять при большой окружной скорости и высокой температуре. Лопатки чаще

всего выполняют без бандаж; однако в некоторых случаях для предохранения лопаток от вибрации и повышения к. п. д. Т применяют бандаж. После лопаток Т газы поступают во внутреннее газовое пространство средней части корпуса, а оттуда — в судовый газоотвод.

Среднюю часть корпуса ТК делают: а) неохлаждаемой и с изоляцией экранами; б) охлаждаемой и с защитной изолированной стенкой; в) полностью охлаждаемой.

Для отделения газовой полости от воздушной и от опорного подшипника применяют гребенчатые осевые и радиальные лабиринтные уплотнения. В целях улучшения уплотнения в пространство между каждой парой лабиринтов подводят сжатый воздух. Концевой лабиринт (у опорно-

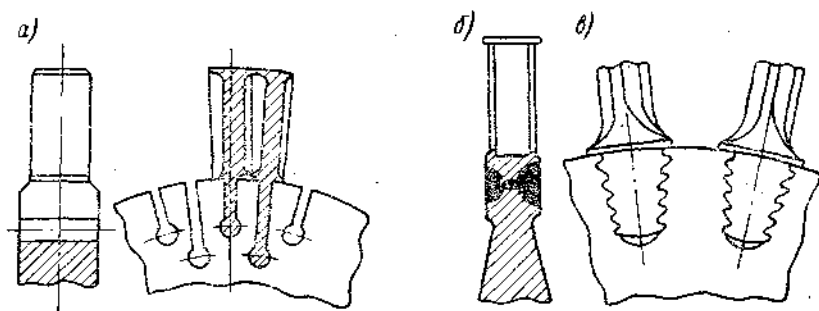


Рис. 11.4. Типы креплений лопаток к диску Т: а — с пазами в диске; б — с приварными лопатками; в — с елочным замком.

упорного подшипника) служит для предохранения масла от загрязнения при прорыве газов, а также от попадания в газовую полость.

Турбокомпрессоры центробежного типа расположены в отдельном корпусе, присоединяемом к средней части. Турбокомпрессор состоит из всасывающей камеры, направляющего аппарата, рабочего колеса, диффузора и улитки.

Всасывающая камера ТК представляет собой отливку, снабженную глушителем шума и воздушным фильтром; кроме того, для уменьшения гидравлических потерь при входе предусматривают особый входной направляющий аппарат.

Неподвижный направляющий аппарат (ННА) представляет собой решетку неподвижных лопаток, направляющих воздух в сторону вращения колеса; регулирование достигается поворотом лопаток. Вращающийся направляющий аппарат (ВНА) образуется загнутыми передними кромками лопаток рабочего колеса ТК.

Основной конструктивный параметр ТК — наружный диаметр рабочего колеса. В настоящее время используют, как правило, рабочие колеса ТК полузакрытого типа с радиально направленными лопатками.

Наиболее простыми и дешевыми являются цельнолитые колеса ТК из алюминиевых сплавов (А19, А14 и др.) центробежной отливки, у которых ВНА и радиальная часть объединены в одно целое (рис. 11.5).

Диффузоры, служащие для преобразования кинетической энергии воздуха за рабочим колесом в работу сжатия, делятся на безлопаточные (щелевые), лопаточные и улиточные. Безлопаточные диффузоры представляют собой цилиндрическую кольцевую полость с постоянной или увеличивающийся шириной, расположенную непосредственно за наружным диаметром колеса. Эти диффузоры наиболее пригодны для ТК, работающих большей частью на переменных режимах. Лопаточные диф-



фузоры (рис. 11.6) представляют собой круговую решетку из направляющих лопаток. При их применении для получения снижения скорости требуются значительно меньшие внешние радиальные размеры, чем у безлопаточных диффузоров. Изменять характеристику ТК можно введением

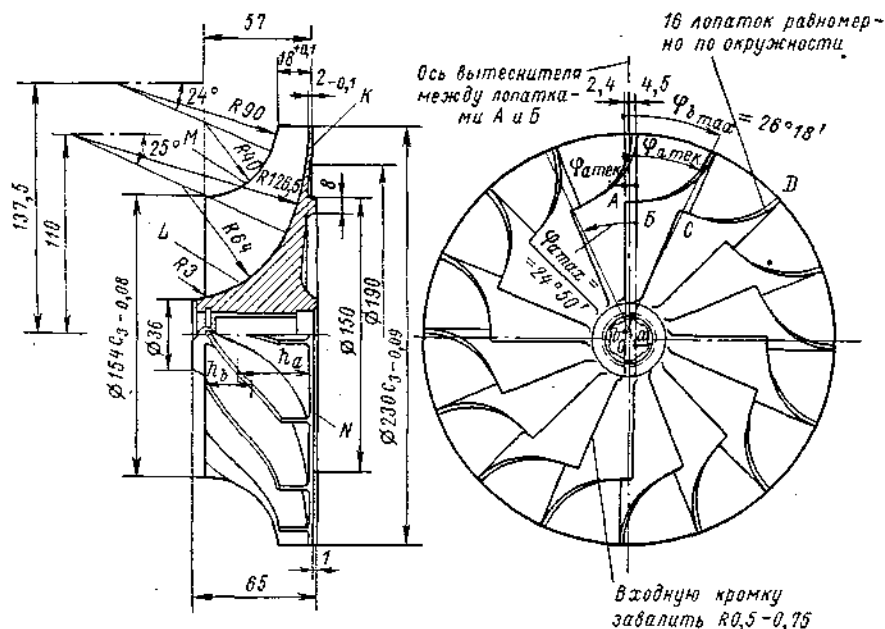


Рис. 11.5. Цельнолитое колесо турбокомпрессора типа ТК-30.

поворотного лопаточного диффузора, при котором можно значительно расширить зону устойчивой работы. Лопаточные диффузоры находят все большее распространение, так как при использовании их повышается к. п. д. ТК и уменьшаются его габариты.

Спиральные сборные улитки, расположенные в отлитых из алюминиевого сплава корпусах, снижают скорость воздуха (до 70 м/с) за счет незначительной диффузорности.

Единый для Т и К вал (ротор) является одним из наиболее ответственных узлов ТК. Между диском Т и колесом К, а также непосредственно за ними ротор выполняют возможно большего диаметра (35—40% диаметра диска), благодаря чему обеспечивается большая жесткость. Следует строго соблюдать стабильность геометрии ротора, так как нарушение линии вала может привести к нарушению балансировки ротора и выходу подшипников из строя.

Ротор ТК выполняют часто сварным с напрессованным и приваренным к полувалям дискам (рис. 11.7), цельным и с фланцами, к которым

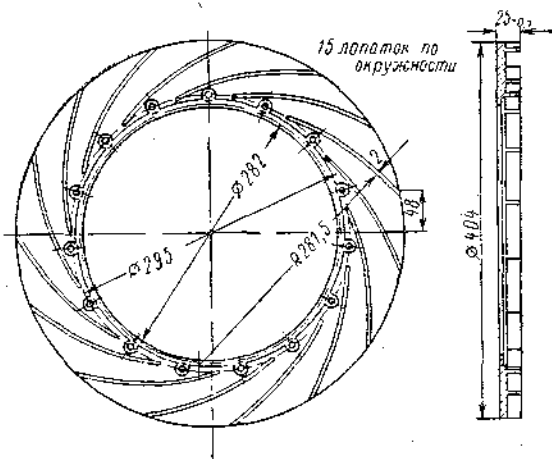


Рис. 11.6. Лопаточный диффузор ТК.

приболчивается диск. Турбокомпрессор обычно делают съемным, поэтому на вал он насаживается на шпонке, шлицах или других разборных соединениях.

В качестве опор для ротора применяют подшипники качения (для высокооборотных ТК небольшой производительности) или скольжения (для остальных типов ТК). Чаще всего используют подшипники скольжения, расположенные по концам вала. На опорные части ротора, изготовленные из слаболегированной стали, напрессовывают втулки с цементированной закаленной и шлифованной поверхностью, конструкция которых допускает их замену. Подшипники скольжения выполняют из оловянистой бронзы марок Бр.ОЦС4-4-17, ОФ10-1 и др., а иногда заливают тонким слоем баббита. Подшипники качения имеют высокий к. п. д.,

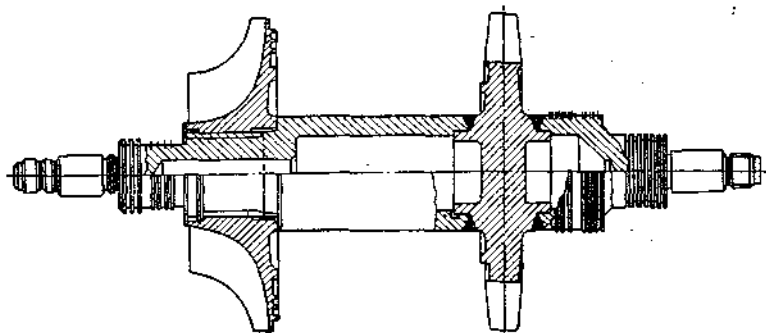


Рис. 11.7. Сварной ротор турбокомпрессора типа ТК-23 с приварным диском.

но ограниченную долговечность (3—8 тыс. ч). Подшипники скольжения благодаря значительному ресурсу (20—30 тыс. ч) нашли повсеместное применение.

Рассмотрим ряд типичных осевых ТК с расположением опор по концам ротора. На рис. 11.8 показан турбокомпрессор длительного срока службы типа ТК-30 (из ряда турбокомпрессоров ЦНИДИ), состоящий из одноступенчатого К и одноступенчатой Т. Компрессорное колесо 5 отлито из алюминиевого сплава А14; диффузор 7 — безлопаточный. На выходе из ТК установлен глушитель. Корпус ТК отлит из чугуна и имеет улиточный воздухосборник 4. Литые турбинные лопатки 3 из жаропрочной стали приварены к диску, к которому, в свою очередь, приварены два полувала. Сопловой венец 2 набран из литых сегментов. Газоподводящий корпус 1 имеет два входных патрубка для подсоединения двух секций выпускного коллектора и вместе с газоотводящим корпусом охлаждается водой; подшипники скольжения 6 расположены по концам ротора. Смазка подается от главной масляной магистрали дизеля через дополнительный фильтр. Параметры турбокомпрессора типа ТК-30 следующие: производительность  $Q \approx 2 \div 2,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $\pi_k = 1,3 \div 3,5$ ,  $\eta_{ад} \approx 0,74 \div 0,78$ ;  $\eta_r = 0,76$ ; масса — примерно 400 кг; наибольшая температура газов при длительной работе около  $650^\circ \text{C}$ .

На рис. 11.9 показан продольный разрез турбокомпрессора фирмы Бурмейстер и Вайн типа TL-680, используемый для крупных судовых МОД. Диск рабочего колеса турбокомпрессора 9 закрепляется болтами между фланцами вала турбины 11 и вала компрессора 7. Рабочие лопатки Т крепятся к диску элочным замком. Колесо турбокомпрессора 5 с лопатками и направляющим аппаратом 4 закреплено на валу при помощи шпонки и гайки. Опорные подшипники ротора 3 и 10 съемные и имеют

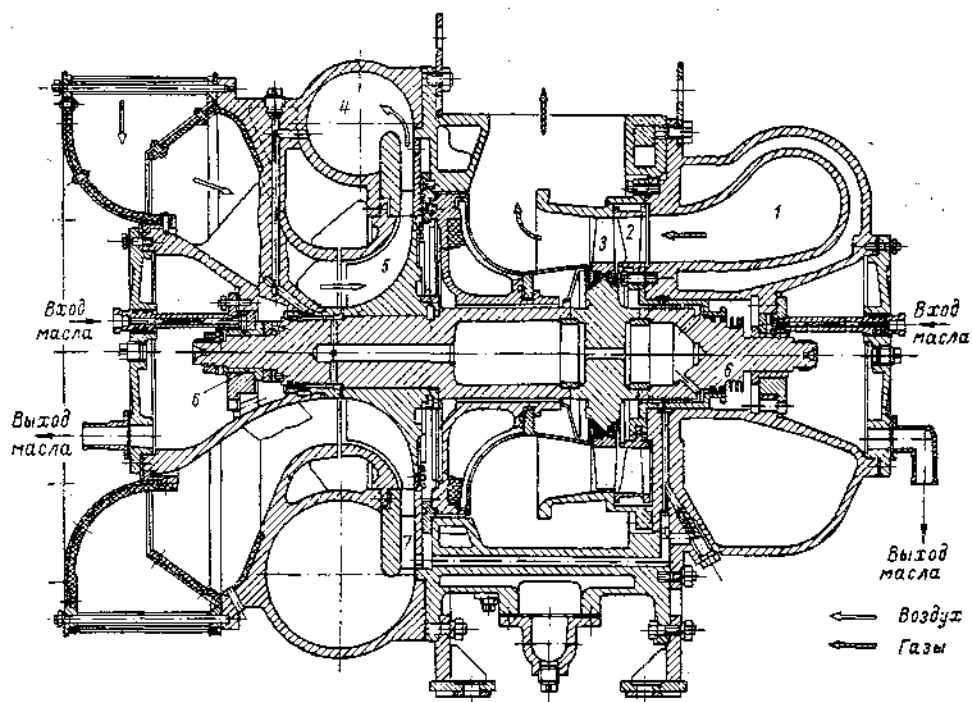


Рис. 11.8. Общий вид турбокомпрессора типа ТК-30 с осевой Т.

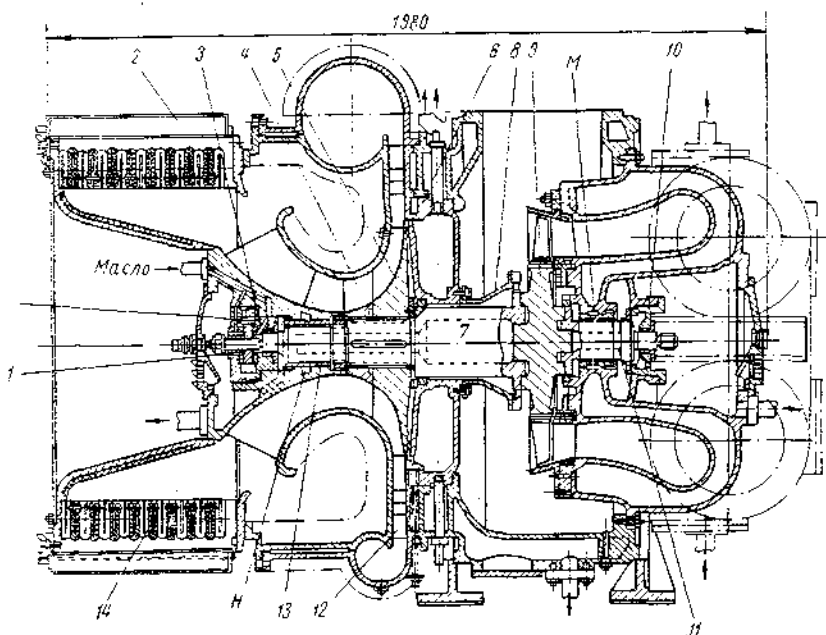


Рис. 11.9. Турбокомпрессор МОД фирмы Бурмейстер и Вайн типа TL-680.

бронзовые втулки. Упорный подшипник 1 — одногребенчатого типа. Масло к подшипникам подводится от автономной системы. Для предотвращения проникновения масла в ТК в корпусе запрессована втулка 13 с сальником. На внутренней поверхности втулки с левой стороны имеется прямоугловая маслостонная резьба. С правой стороны втулки находятся гребни лабиринтного уплотнения. В полости Н и М подводится сжатый воздух (из улитки). Ротор защищен от воздействия высокой температуры чугуном кожухом 8. Охлаждаемая диафрагма 6 служит для предотвращения нагрева наддувочного воздуха от газов. Улитка снабжена диффузором 12. Корпус и диафрагма Т охлаждаются пресной водой. Фильтр

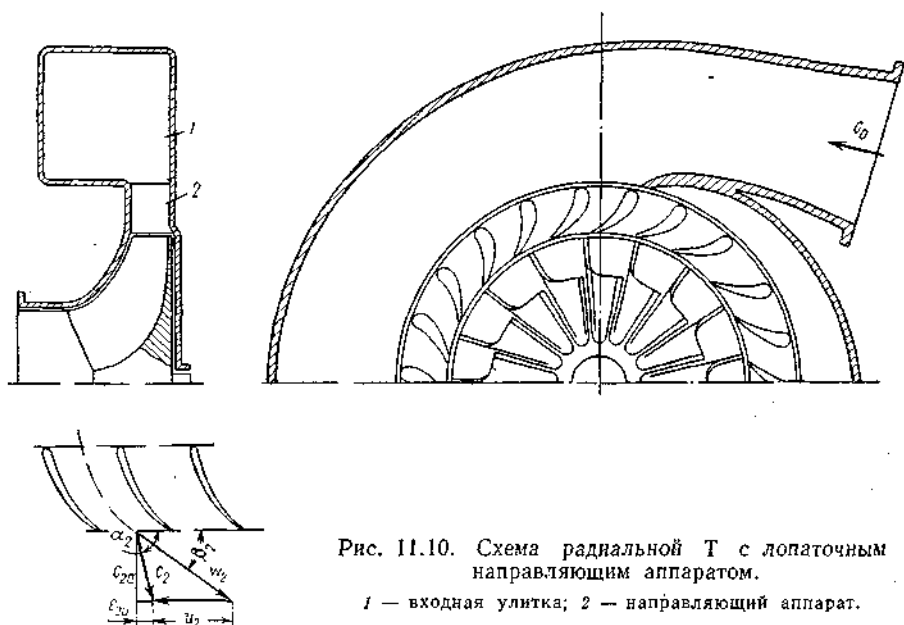


Рис. 11.10. Схема радиальной Т с лопаточным направляющим аппаратом.

1 — входная улитка; 2 — направляющий аппарат.

для воздуха 2 имеет восемь съемных рамок с фильтрующим элементом, находящимся между двумя металлическими сетками. Глушитель шума всасывания состоит из ряда металлических дисков 14, оклеенных тонким шерстяным войлоком.

Для относительно маломощных судовых дизелей с наддувом нашли широкое применение одноступенчатые ТК с центробежными (радиальными) газовыми турбинами (типа ТКР) благодаря ряду их преимуществ по сравнению с осевыми: более высокому к. п. д. при малых расходах (менее 120 м³/мин); большему срабатываемому теплоперепаду; более простому в изготовлении и надежному рабочему колесу; возможности установки простого и надежного регулируемого соплового аппарата.

К недостаткам радиальных турбин относятся: увеличенный габарит корпуса; меньшая надежность работы подшипников из-за повышенной быстроходности Т; трудности создания турбин большой мощности с высоким к. п. д.

Входные патрубки (улитки) имеют обычно один или два патрубка (для подвода газа) различной конфигурации; чаще других применяют схему, представленную на рис. 11.2, в, которая наиболее целесообразна при импульсном наддуве. Радиальная турбина может быть выполнена с лопаточным (рис. 11.10) или безлопаточным направляющим аппаратом.

Рабочее колесо радиальной турбины можно рассматривать как колесо центробежного К с обратным течением газа. Колеса радиальных турбин

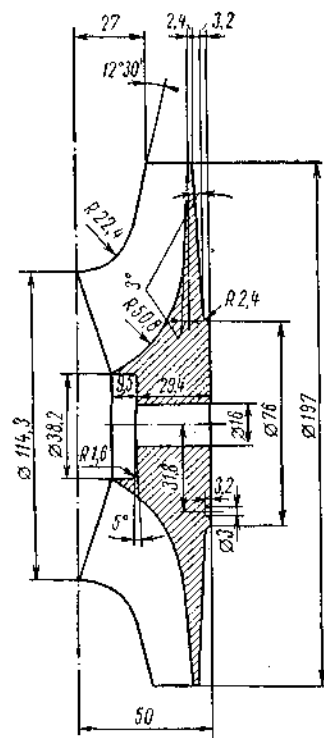


Рис. 11.11. Цельнофрезерованное рабочее колесо ТКР.

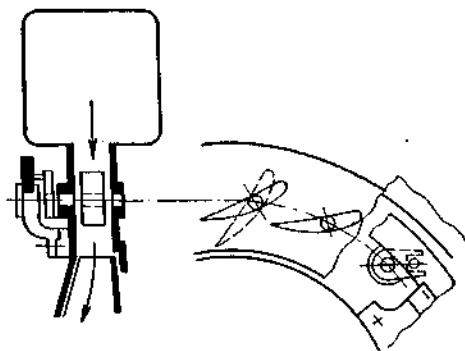


Рис. 11.12. Схема соплового аппарата турбины типа ТКР с поворотными лопатками.

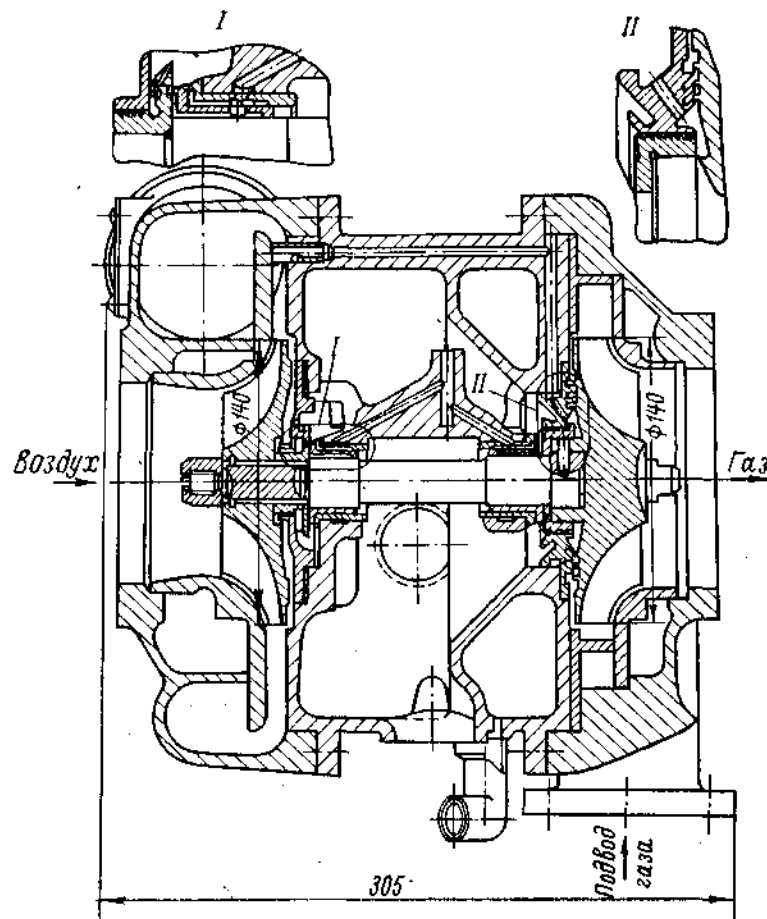


Рис. 11.13. Общий вид турбокомпрессора типа ТКР-14.

чаще всего делают полузакрытыми — цельнофрезерованными (рис. 11.11) или литыми. Колеса, отлитые из специальных сплавов, могут работать с окружной скоростью до 500 м/с при температуре газа, достигающей 900°С.

Лабиринтные уплотнения бывают трех типов: на ступице или валу рабочего колеса; на задней стороне диска; между колесами турбины и компрессора.

Неохлаждаемые корпуса радиальных турбин (конструкции ЦНИДИ) выполняют из стали или жаропрочного чугуна, а охлаждаемый промежуточный корпус отливают из алюминиевого сплава.

Регулирование проходного сечения соплового аппарата осуществляется поворотом лопаток с автоматическим управлением (рис. 11.12), что дает возможность управлять параметрами наддува в соответствии с требуемой характеристикой дизеля.

В качестве примера типичной конструкции радиальной турбины для наддува легких ВОД на рис. 11.13 приведен турбокомпрессор типа ТКР-14, конструктивными особенностями которого являются: консольное расположение рабочих колес; применение опорных подшипников скольжения; выполнение корпуса турбины секционным; использование щелевого диффузора и улиткообразного воздухохранилища; наличие у корпуса подшипников рубашки, соединенной с системой охлаждения дизеля; крепление колеса Т с валом электросваркой; сопряжение колеса ТК с цапфой вала шлицами. Срок службы ТКР-14 до ремонта — более 3000 ч.

Основные параметры ТКР-14: производительность 0,1—0,3 м³/с;  $\eta_t \approx 0,74$ ;  $\eta_k \approx 0,72 \div 0,75$ ;  $G \approx 40$  кг; температура при длительной работе 650°С.

Аналогичную конструкцию имеет турбокомпрессор ТКР-11 меньшей производительности того же типового ряда, отличающуюся в основном от ТКР-14 наличием опорных подшипников.

## 11.2. ПРОДУВочНЫЕ И НАДДУВочНЫЕ КОМПРЕССОРЫ ОБЪЕМНОГО ТИПА

К компрессорам объемного типа относятся роторно-зубчатые, винтовые, пластинчатые, поршневые и др.

**Роторно-зубчатые компрессоры (РЗК).** Принцип действия РЗК (рис. 11.14) заключается в том, что воздух, поступивший в полость между роторами и корпусом компрессора, не сжимаясь, переносится и выталкивается в нагнетательную полость *D*. В момент соединения полостей *F* и *D* происходит сжатие воздуха за счет уравнивания давлений между продувочным и наддувочным ресиверами и полостью (внешнее сжатие). Подвод и отвод воздуха осуществляется в направлении, перпендикулярном к оси вращения РЗК.

Роторы связаны между собой шестернями и вращаются в противоположные стороны с одинаковыми угловыми скоростями. Синхронность вращения роторов достигается с помощью зубчатых колес, насаженных на оси роторов вне рабочего пространства компрессора. Роторы должны вращаться без смазки, не касаясь друг друга, для чего между ними следует обеспечить постоянный зазор. Роторы представляют собой зубчатые колеса специального профиля с числом зубьев от двух до четырех; зубья выполняют прямыми или винтовыми (рис. 11.15).

В качестве материала для роторов применяют чугун, сталь и алюминиевые сплавы. Корпус часто изготавливают из того же материала, что и ротор, чтобы обеспечить примерно одинаковые расширения при нагреве и получить при работе заданные минимальные зазоры между роторами и корпусом.

К достоинствам РЗК относятся: отсутствие соприкосновения между роторами, приспособляемость к любому режиму работы, отсутствие необходимости в смазке роторов, простая и компактная конструкция. Недостатками РЗК являются: шум при работе, возникающий из-за внешнего сжатия воздуха; пульсация давления воздуха; невысокий к. п. д.

Для снижения шума РЗК ограничивают окружные скорости вращения роторов (не более 50 м/с), устанавливают глушители всасывания и другие устройства.

Наибольшее распространение в судовых СОД и ВОД нашли трехлопастные РЗК с винтовыми роторами, обеспечивающими снижение амплитуды пульсаций воздуха и равномерность его подачи за цикл. На рис. 11.16 показан РЗК двухтактного ВОД с двумя трехлопастными винтовыми роторами, приводимыми в движение от распределительного вала через упругую муфту. Передаточное отношение между РЗК и ко-

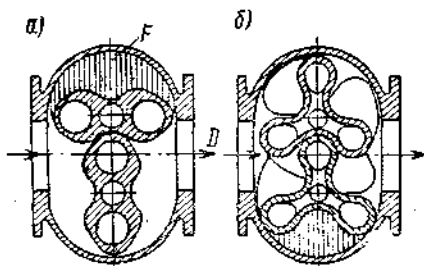


Рис. 11.14. Схемы роторно-зубчатых компрессоров: а — с двумя лопастями; б — с тремя лопастями.

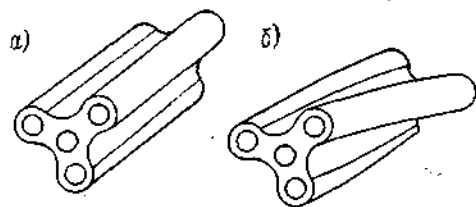


Рис. 11.15. Трехлопастные роторы: а — прямой; б — винтовой.

ленчатым валом равно 1,95, частота вращения дизеля и РЗК составляет соответственно 2000 и 3900 об/мин при окружной скорости 28,6 м/с.

Корпус и ротор изготовляют из алюминиевого сплава; угол закручивания роторов достигает  $60^\circ$ ; прецизионной обработке подвергается только часть ротора (около 20%) в виде выступающих ленточек, выполненных по эписиклоидам.

Радиальный зазор между роторами составляет 0,02—0,08 мм, а торцовые зазоры — примерно 0,2—0,35 мм; производительность и мощность РЗК при частоте вращения 4000 об/мин и давлении 1,2 кгс/см<sup>2</sup> соответственно равна 2,5 кг/с и около 10 л. с.

**Винтовые компрессоры (ВК).** При давлении продувки — наддува свыше 1,5—1,8 кгс/см<sup>2</sup> целесообразно вместо РЗК применять ВК, в которых осуществляется частичное сжатие воздуха в замкнутом объеме между лопастями роторов, характеризующее внутренней степенью сжатия  $\epsilon_{\text{вн}}$ . Степень сжатия определяется отношением начального объема рабочей полости к ее конечному объему.

Следовательно, в ВК засасываемый воздух не только переносится в рабочих полостях, но одновременно и сжимается в них, что обеспечивает получение более высокого к. п. д. и меньший уровень шума, чем у РЗК.

Винтовой подъем зубьев ротора составляет от  $146$  до  $217^\circ$ ; направление потока воздуха — диагональное. Увеличение количества зубьев  $z$  способствует повышению  $\epsilon_{\text{вн}}$ ; с уменьшением  $z$  растет площадь поперечного сечения впадин, однако одновременно уменьшается момент сопротивления роторов. В ВК используют различные сочетания числа зубьев (рис. 11.17). Особенности конструкции ВК позволяют работать при  $\epsilon_{\text{вн}} = 3 \div 4$  и окружной скорости роторов до 100 м/с, что приводит к уменьшению их габаритов.

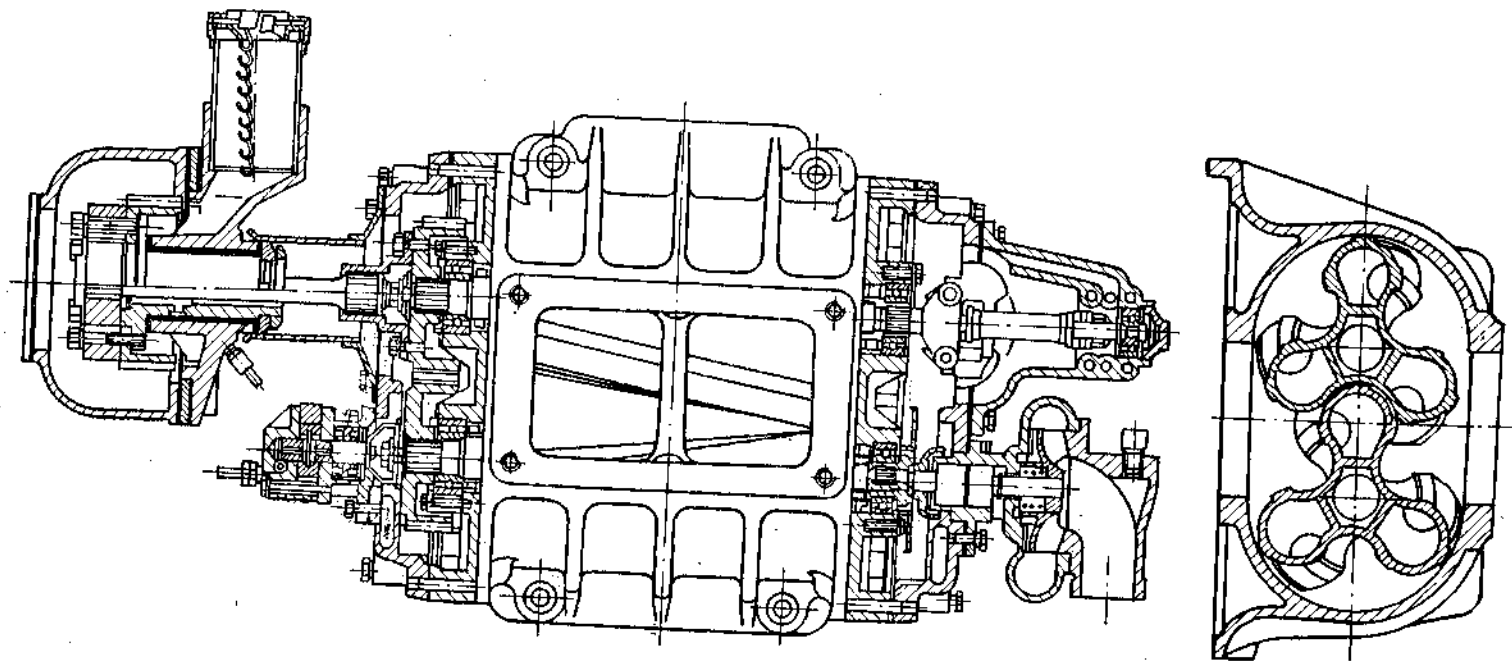


Рис. 11.16. Трехлопастный РЗК двухтактного дизеля.



Рис. 11.17. Роторы ВК:  
 $a - z = 3 + 3$ ;  $b - z =$   
 $= 4 + 6$ .

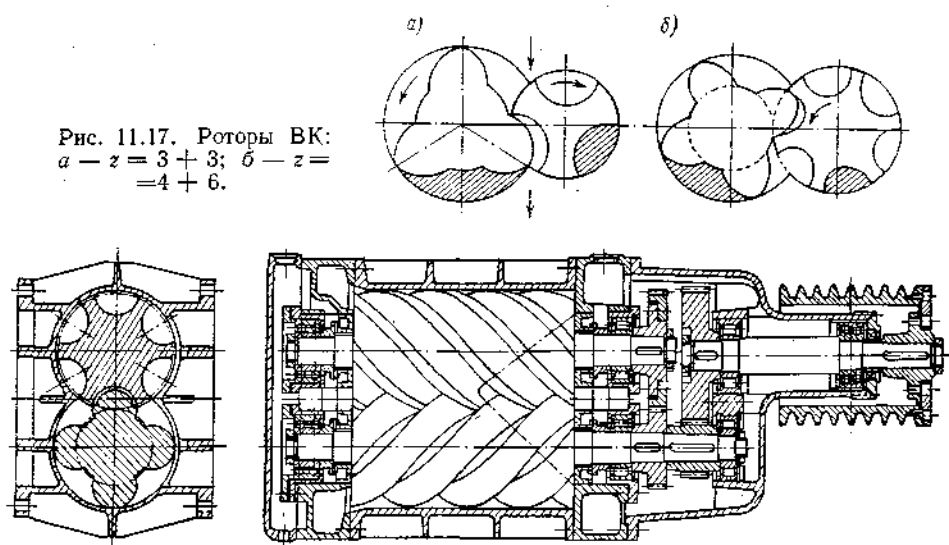


Рис. 11.18. Винтовой компрессор для наддува ВОД.

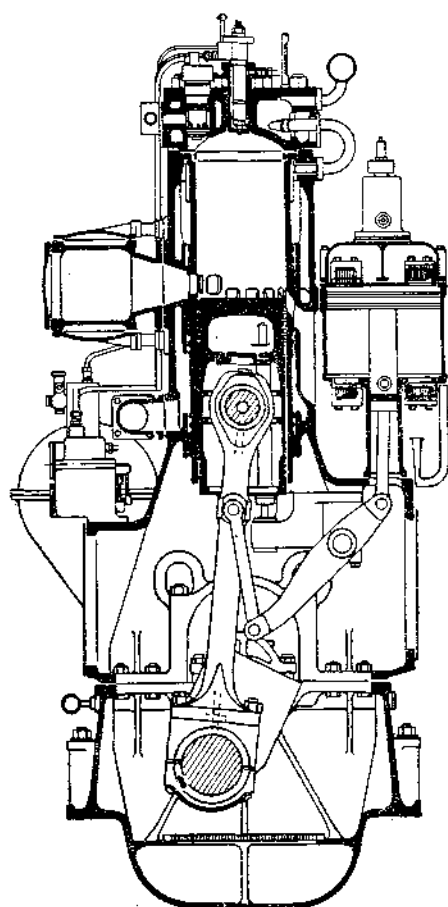


Рис. 11.19. Поршневой компрессор с баланси́рным приводом дизелей типа TS 29/50.

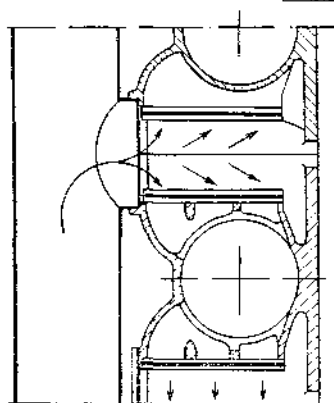
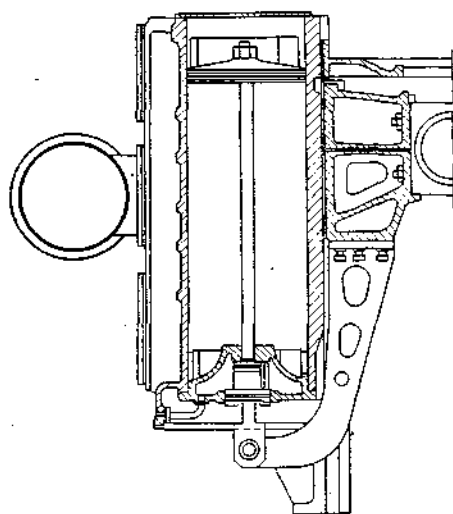


Рис. 11.20. Поршневой компрессор с приводом от кривоко́нфа МОД фирмы G. M. T.

Основными недостатками ВК являются относительно большие масса, габариты и затраты мощности на привод, а также трудоемкость их изготовления.

На рис. 11.18 приведен ВК мощностью 145 л. с. для наддува двухтактного ВОД. Производительность ВК  $0,33 \text{ м}^3/\text{с}$ ; давление нагнетания  $1,5 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; частота вращения дизеля 1800 об/мин, а ротора ВК 4000 об/мин; комбинация зубьев 4 + 6; охлаждение ВК — воздушное.

**Поршневые компрессоры (ПК).** Поршневые продувочные или наддувочные компрессоры в настоящее время применяют сравнительно редко. Поршневые компрессоры бывают простого и двойного действия, ординарные и тандем. В качестве распределительных органов служат

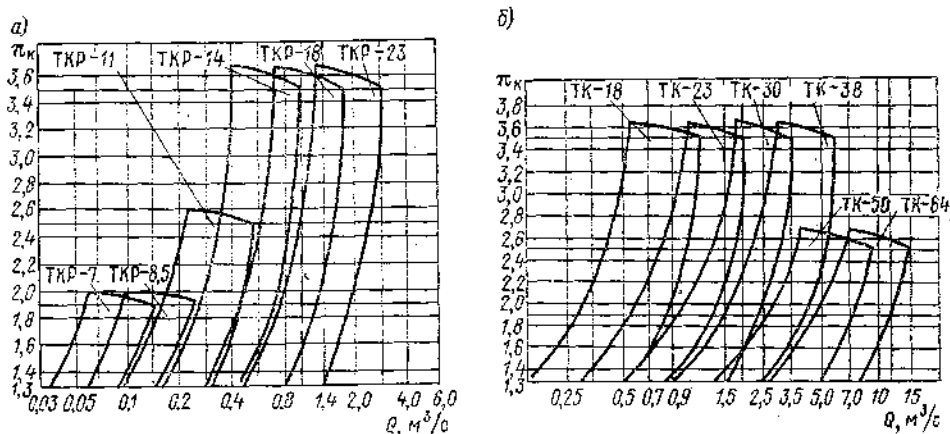


Рис. 11.21. Производительность турбокомпрессоров.

автоматические клапаны. В связи с переходом на наддув ПК используют иногда в качестве второй ступени наддува, в которую воздух поступает из ТК.

Положительными свойствами ПК являются высокие общий к. п. д. и коэффициент подачи, а также возможность изменения в широких пределах степени сжатия. К недостаткам ПК относятся нарушение уравнивания дизеля при непосредственном приводе ПК от особого кривошипа коленчатого вала, загрязнение продувочного воздуха маслом, большие габариты и масса, сложность агрегата.

Привод ПК осуществляется непосредственно от коленчатого вала, кронштейна (крейцкофа), вынесенного за пределы картера (например, в конструкциях фирмы G.M.T.), или балансиров, приводимых в действие шатунами.

На рис. 11.19 показана компактная конструкция дизеля фирмы Зульцер типа TS 29/50, в котором индивидуальные ПК расположены с одной стороны рабочих цилиндров и приводятся в действие через балансирные передачи. Сдвоенный индивидуальный ПК двойного действия дизеля фирмы G.M.T., служащий в качестве второй ступени системы продувки — наддува, с приводом от ползуна крейцкофа представлен на рис. 11.20.

На рис. 11.21 изображены графики производительности отечественных турбокомпрессоров типа ТКР (а), предназначенных для наддува дизелей мощностью 50—500 л. с., и типа ТК (б), для дизелей мощностью 300—30 000 л. с. В зависимости от степени повышения давления  $\pi_k$  турбокомпрессоры подразделяются на три группы: низкого давления ( $\pi_k = 1,3 \div 1,9$ ), среднего давления ( $\pi_k = 1,9 \div 2,5$ ) и высокого давления ( $\pi_k = 2,5 \div 3,5$ ).

## Раздел второй

# ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА СУДОВЫХ ДВС

## Глава 12

### ТОПЛИВО ДЛЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

#### 12.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТОПЛИВУ ДЛЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Основным топливом для дизелей являются продукты перегонки (дистилляции) нефти. Легкое маловязкое топливо (типа дизельных) находит применение в основном для ВОД; тяжелое (типа моторных и мазутов) — для СОД и МОД.

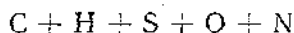
К достоинствам нефтепродуктов относятся: высокая теплота сгорания; удобство транспортировки и хранения на судах; легко осуществляемая временная замена одного топлива другим в условиях эксплуатации.

Основными недостатками нефтепродуктов являются: относительно высокая стоимость (особенно легкого топлива); невозможность тушения горячей нефти струей воды; содержание в тяжелом топливе серы (до 5 %), а также необходимость его подогрева.

#### 12.2. СОСТАВ, ФИЗИЧЕСКИЕ И ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТОПЛИВА

По своему составу нефть является сложной смесью различных углеводородов: парафинов (алканов), нафтенов (цикланов) и ароматиков. В нефти обычно содержится еще небольшое количество кислорода и азотистых соединений, органических кислот и минеральных веществ, а в тяжелых сортах топлива, кроме того, до 5% серы.

Элементарный состав 1 кг топлива нефтяного происхождения



изменяется примерно в следующих пределах:

	Состав, %
Углерод С . . . . .	83—87
Водород Н . . . . .	12—14
Сера S . . . . .	0,1—5,0
Кислород О . . . . .	0,1—1,0
Азот N . . . . .	0,1—0,2

Продукты перегонки смол имеют более высокое содержание С (до 89%) и от 6 до 7% Н.

При расчетах рабочего процесса обычно исходят из условного среднего состава дизельного топлива, например  $C = 0,870$ ;  $H = 0,126$ ;  $O = 0,004$ , имеющего низшую теплоту сгорания  $Q_n \approx 10\,100 \div 10\,150$  ккал/кг.

Кроме продуктов переработки нефти для сжигания в дизелях можно использовать и другое жидкое топливо, например сланцевые, торфяные и бурого угольные смолы. Продукты перегонки смол менее пригодны для дизелей, чем нефтепродукты, так как имеют меньшую теплоту сгорания, требуют подогрева, а также более высоких температуры и давления при их сжигании в цилиндре дизеля.

При работе на дизельном топливе следует обеспечивать:

- бесперебойную подачу его по судовым топливопроводам;
  - относительно небольшой период задержки самовоспламенения;
  - легкий и надежный запуск двигателя;
  - плавное нарастание давления при сжигании рабочей смеси;
  - высокую теплоту сгорания;
  - полное сгорание топлива и бездымный выпуск;
  - отсутствие при сжигании нагаров и отложений в камере сгорания,
- а также коррозии в цилиндре двигателя и топливной системе;
- надежную и длительную работу топливной аппаратуры;
  - использование рекомендованного заводом-изготовителем сорта топлива для данного типа судового дизеля.

Для определения качества жидкого топлива и пригодности его для сжигания в различных типах двигателей необходимо знать его основные физические и химические свойства.

*Плотность* топлива дает косвенную характеристику химических свойств, фракционного состава и испаряемости топлива. Под плотностью топлива  $\rho_4^{20}$  подразумевают отношение его массы при 20° С к массе воды при 4° С. В иностранных источниках обычно вместо плотности указывают удельную массу  $\rho_{15}^{15}$ , которую определяют аналогично плотности, но при одинаковой температуре топлива и воды 60° F (15,6° С).

Зависимость снижения плотности топлива от температуры можно определить из уравнения

$$\rho_4^t = \rho_4^{20} - \gamma_t (t - 20^\circ),$$

где  $\gamma_t$  — поправочный коэффициент<sup>1</sup> (изменяется от 0,000 712 до 0,000 528).

Плотность дизельного топлива облегченного состава 0,80—0,81, а нормального состава 0,83—0,86, моторного топлива 0,90—0,91, мазутов 0,95—0,98, экспортных мазутов 0,91—0,94.

Плотность хотя и не определяет качество топлива, однако дает возможность установить принадлежность его к легким или тяжелым сортам, определить массу топлива в цистернах, получить косвенную характеристику степени воспламеняемости.

*Вязкость* топлива является важнейшей физической характеристикой, определяющей качество распыливания, характер и дальность топливной струи, текучесть топлива по трубопроводам и др. Под вязкостью (или внутренним трением) подразумевают свойство жидкости оказывать сопротивление при перемещении ее частиц под действием внешней силы.

Единицей кинематической вязкости  $\nu$  является стокс (Ст), сотая часть которого именуется сантистоксом (сСт).

Условной вязкостью (ВУ) принято считать отношение времени истечения 200 мл топлива из вискозиметра при температуре испытания  $t$  к времени истечения 200 мл дистиллированной воды при 20° С; условная вязкость по численной величине соответствует условным градусам Энглера (°Е).

За рубежом вязкость оценивают в секундах Редвуда (RI при 100° F) или Сейболта (SU); при этом вязкость для данной температуры определяется временем истечения из вискозиметра 50 мл нефтепродукта (по Редвуду) или 60 мл (по Сейболту).

Вязкость зависит в основном от химического и фракционного состава топлива; наибольшую вязкость имеют цикланы, затем ароматики и алканы.

<sup>1</sup> См. ГОСТ 3900—47.

При вязкости тяжелого топлива свыше 5° ВУ требуется введение подогрева до 50—60° С (в расходных цистернах) во избежание затруднений при подаче и фильтрации топлива, для обеспечения требуемого качества распыливания, а также при работе дизеля на малой частоте вращения (при маневрировании).

На рис. 12.1 приведены кривые вязкости различного топлива в функции от температуры; оптимальным является топливо с вязкостно-температурными характеристиками 3, 5 и 4.

Из рис. 12.2 видно, что начиная с давления 200—300 кгс/см<sup>2</sup> вязкость топлива заметно возрастает и при давлении около 800 кгс/см<sup>2</sup> (и выше) увеличивается в пять-шесть раз. Зависимость вязкости топлива  $\eta_p$  от давления  $p$  можно выразить следующей приближенной формулой:

$$\eta_p = \eta_0 (1 + 0,001p),$$

где  $\eta_0$  — динамическая вязкость при атмосферном давлении. В последние годы широкое распространение для СОД и МОД получили тяжелые сорта топлива в связи с их меньшей стоимостью по сравнению с дизельным (примерно на 30—40%). Как показывает зарубежная практика, целесообразно применять тяжелые сорта топлива с вязкостью примерно 1500—2000 сР. Для обеспечения нормального распыливания можно соответствующим подогревом топлива снизить вязкость до 2,0—2,5° ВУ. Зарубежные фирмы ограничивают для МОД верхний предел вязкости топлива, поступающего в насос ВД, до 2,5 (16,5) — 6° ВУ (45 сСт).

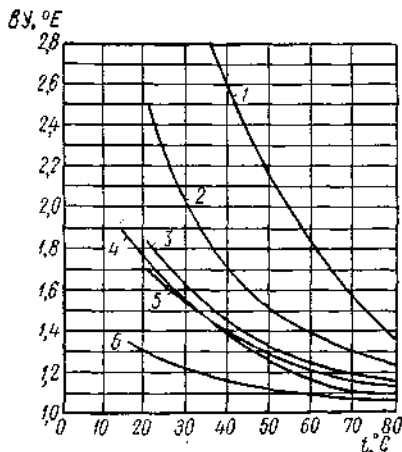


Рис. 12.1. Кривые вязкости топлива. 1 — солярового масла; 2 — соляра парафинистого; 3, 5 — дизельного топлива; 4 — сырой нефти.

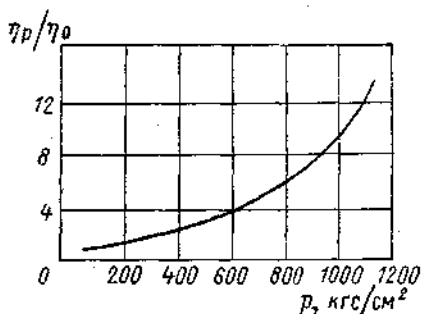


Рис. 12.2. Влияние давления на вязкость дизельного топлива.

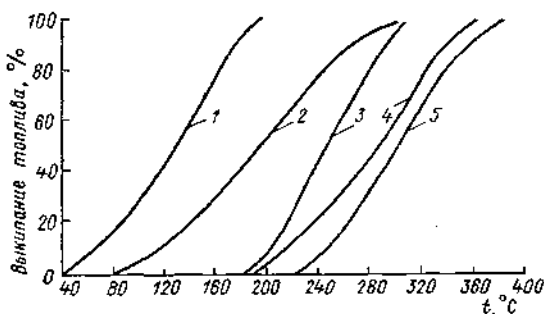


Рис. 12.3. Кривые фракционной разгонки дизельного топлива (1, 2), соляра парафинистого (3), солярового масла (4), керосина (5).

Фракционный состав топлива оценивают по его фракционной разгонке, которую производят по стандартному методу. Результаты фракционной разгонки представляют в виде кривых (рис. 12.3), из рассмотрения которых видно, что характер выкипания топлива зависит от его состава. Широкий фракционный состав вызывает ухудшение качества распыливания, испарения и смесеобразования. Высококачественное топливо характеризуется узким диапазоном фракций: например, для ВОД рекомендуют

топливо, состоящее из фракций, выкипающих при 200—350° С. Утяжеление фракционного состава снижает скорость испарения топлива, что приводит к неполноте сгорания и дымлению; при легких фракциях увеличивается жесткость работы двигателя. В тяжелых сортах топлива наличие фракций, кипящих при температуре выше 350° С, приводит к возрастанию периода задержки воспламенения и снижению интенсивности сгорания.

Фракционный состав топлива имеет особое значение для дизелей с неразделенными камерами сгорания; при разделенных камерах влияние фракционного состава на процесс сгорания незначительно.

*Температурой вспышки* называется та минимальная температура, при которой смесь паров топлива и воздуха (нагреваемая в стандартных условиях) вспыхивает при поднесении к ней пламени. Температура вспышки, определяемая по методу Мартенса—Пенского (в закрытом тигле), характеризует наличие в топливе легких фракций и является показателем пожарной опасности при хранении топлива на судах. Согласно требованиям Морского Регистра СССР (1967 г.) она не должна превышать для судовых МОД 65° С. Для ВОД температура вспышки лежит в пределах от 35 до 90° С. Температура вспышки не определяет пригодность топлива для сжигания его в цилиндре дизеля.

*Температура застывания* топлива характеризует низкотемпературные свойства топлива. При эксплуатации важно знать также температуру помутнения (на 5—10° С больше температуры застывания), при которой начинается видимая кристаллизация органических соединений топлива, так как этот процесс может вызвать засорение сеток фильтров и прекращение подачи топлива. Температура застывания дизельного топлива для МОД лежит в пределах от —5 до +5° С, для ВОД — от —10 до —60° С. Тяжелые сорта топлива имеют повышенную температуру застывания; в связи с этим для надежной транспортировки топлива по трубопроводам необходимо предусматривать подогрев топлива.

*Сжимаемость* топлива характеризуется коэффициентом объемного сжатия  $\alpha_p$ , который показывает относительное возрастание объема топлива при увеличении его давления на 1 кгс/см<sup>2</sup>,

$$\alpha_p = \frac{\Delta V_p}{V_0(p - p_0)},$$

где  $\Delta V_p$  — изменение объема топлива;

$V_0$  — начальный объем при давлении окружающей среды, м<sup>3</sup>;

$\Delta p = (p - p_0)$  — изменение давления, кгс/м<sup>2</sup>.

Сжимаемость топлива оказывает значительное влияние на процесс подачи топлива. С увеличением давления впрыска  $\alpha_p$  понижается; например, при росте давления от 200 до 1500 кгс/см<sup>2</sup>  $\alpha_p$  снижается примерно на 40%. Для определения  $\alpha_p$  Д. Н. Вырубов рекомендует следующую формулу:

$$10^{-6}/\alpha_p = A + Bp,$$

где для тяжелых топлив (при постоянной температуре, равной 40° С)  $A \approx (17 \div 18) \cdot 10^{-3}$ ;  $B \approx (4 \div 4,5) \cdot 10^{-6}$ .

С ростом сжимаемости увеличивается доля хода плунжера на сжатие топлива, а также количество топлива, вытекающего из насоса после отсечки, и уменьшается давление распыливания.

*Поверхностное натяжение*  $\alpha$ , т. е. сила, с которой топливо противодействует увеличению поверхности, ограничивающей жидкость, зависит от его физико-химических свойств (рис. 12.4). С утяжелением фракционного состава поверхностное натяжение увеличивается; для дизельного

топлива при  $t = 20^\circ \text{C}$  оно составляет от 26 до 31 дин/см. Влияние температуры на поверхностное натяжение можно определить по формуле

$$\alpha_t = \alpha_0 - k(t - t_0) \text{ кгс/м},$$

где  $\alpha_0$  — поверхностное натяжение при  $t_0$ ; для дизельного топлива  $\alpha_t$   $(2,7 \div 2,9) \cdot 10^{-3}$  кгс/м при  $t = 10 \div 40^\circ \text{C}$ ;  $k \approx 0,07 \div 0,1$  — постоянная.

Величина  $\alpha$  оказывает большое влияние на распыливание топлива и средний диаметр капель топлива.

Теплотой сгорания  $Q$  топлива называют количество тепла (в ккал), которое выделяется при полном сгорании единицы массы (кг) или единицы объема (л) топлива.

Высшая теплота сгорания  $Q_v$  кроме тепла, выделяемого при сгорании, учитывает также тепло, которое выделяется при конденсации паров воды, содержащейся в топливе и образовавшейся при сгорании водорода.

Температура выпускных газов выше температуры конденсации паров воды; следовательно, водяные пары, находящиеся в продуктах сгорания, уносят с собой скрытую теплоту образования водяных паров. В связи с этим при расчетах рабочего процесса следует исходить из нижней теплоты сгорания  $Q_n$ , которую в первом приближении можно определить по формуле Д. И. Менделеева

$$Q_n = Q_v - 6(9H + W) = 81C + + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W) \text{ ккал/кг},$$

где  $C, H, S, O, W$  — составные компоненты, %.

Для дизельного топлива  $Q_v - Q_n \approx 600 \div 700$  ккал/кг.

Более точно значение  $Q_n$  для разных сортов топлива определяют экспериментальным путем. У дизельных топлив  $Q_n$  лежит в пределах от 10 000 до 10 300 ккал/кг; у тяжелого топлива, в частности моторного, — от 9750 до 10 200 ккал/кг.

Для того чтобы иметь возможность сравнивать удельные расходы  $g_e$  при работе дизелей на различных сортах топлива, следует приводить  $Q_n$  к условному среднему значению  $Q_n \approx 10 000$  ккал/кг.

Как уже отмечалось, одним из недостатков топлива нефтяного происхождения является относительно высокое содержание в нем серы (до 4—5%). Вредное влияние на детали дизеля оказывает не сама сера, а содержащиеся в ней агрессивные соединения, например сероводород, меркаптаны, сульфиды. Присутствие сероводорода в топливе недопустимо. Меркаптаны вызывают коррозию и усиленное смолообразование в топливной аппаратуре; у ВОД их количество не должно превышать 0,01%. Одной из основных причин коррозии втулок цилиндра являются продукты сгорания сернистых соединений: двуокись  $\text{SO}_2$  и трехокись  $\text{SO}_3$  серы, или серный ангидрид. Серный ангидрид (в газообразном состоянии), соединяясь с парами воды, образует пары агрессивной серной кислоты  $\text{H}_2\text{SO}_4$ , которые конденсируются на зеркале втулки (если температура ее стенок ниже точки росы  $\text{H}_2\text{SO}_4$ ). Кроме того, окислы серы ускоряют полимеризацию углеводородов, что приводит к отложению лаковых пленок и нагаров. На рис. 12.5 показано влияние содержания серы на износ втулки ВОД.

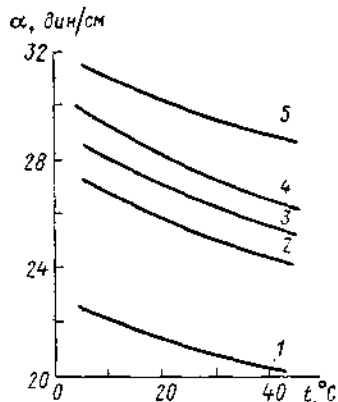


Рис. 12.4. Влияние температуры на поверхностное натяжение бензина (1), керосина (2), дизельного топлива ЗЛ (3) и ДЛ (4) и солярового масла (5).

Для снижения износа и нагарообразования при использовании сернистых топлив применяют так называемые *антисернистые присадки* к топливу. Эти присадки обычно являются комплексными (многофункциональными) и обладают как противонагарными, так и антикоррозионными свойствами. Для дизельного топлива с содержанием серы свыше 0,5% рекомендуется присадка ВНИИНП-111, а для сернистых тяжелых топлив — присадка ВНИИНП-101.

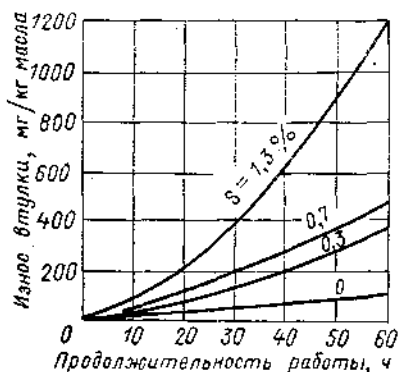
*Кислотность* топлива, являющаяся показателем содержания в топливе органических кислот и кислых соединений, оказывает значительное влияние на состояние деталей дизеля. Повышенная кислотность вызывает усиленный износ топливной аппаратуры и закоксовывание сопловых отверстий форсунок, а также усиливает отложение нагаров. Согласно

ГОСТ 4749 — 73 кислотность дизельного топлива не должна превышать 5 мг КОН, требуемого для нейтрализации 100 мл топлива. Кроме того, в топливе должны полностью отсутствовать минеральные (водорастворимые) кислоты и щелочи, вызывающие коррозию.

*Смоли* в топливах (нейтральные смолы, асфальтены, карбены, карбонды) образуются в основном при переработке нефти. Плотность смол лежит в пределах от 0,98 до 1,08. Смоли легко подвергаются окислению, а при нагревании — расщеплению.

Наибольшее количество смол содержится в ароматиках, а также в остаточных топливах; во флотских мазутах допускается содержание смолистых веществ до 50%.

Рис. 12.5. Влияние содержания серы на износ втулки ВОД.



Одним из показателей содержания смол является *коксуемость*, определяемая выпариванием топлива при высокой температуре без доступа воздуха. Коксуемость характеризуется отношением массы осадка (кокса) к массе взятой навески топлива и по ГОСТ 1667—68 не должна превышать 40% для дизельных топлив и 10% — для моторных.

Большая часть загрязнений, попадающих в топливо при его переработке, и других минеральных примесей задерживается при фильтрации и сепарации топлива. Зольные элементы, состоящие главным образом из солей различных металлов, не всегда можно удалить из нефтепродуктов. *Зольность* топлива определяется количеством остатков веществ минерального происхождения, образующихся в результате сжигания топлива. Зола представляет собой окислы или труднолетучие соли металлов. С утяжелением фракционного состава зольность топлива возрастает, что приводит к абразивному износу цилиндропоршневой группы. Наиболее вредными зольными элементами, вызывающими коррозию деталей, являются пятиокись ванадия и окись железа. Содержание золы не должно превышать 0,01—0,02% в дизельном топливе и 0,15% в высоковязком.

*Вода* является вредной примесью топлива, так как снижает теплоту сгорания топлива, нарушает иногда нормальную подачу топлива (водяные пробки), вводит в цилиндр растворенные в ней соли, вызывающие образование нагаров и износ втулки, обуславливает электрохимическую коррозию плунжерных пар и корпусов распылителей (особенно при повышенной солености морской воды).

Содержание воды в топливе для МОД не должно превышать 1%. Присутствие воды в топливе, предназначенном для ВОД, недопустимо.



Основной составной частью механических примесей являются пыль, песок, окалина и другие мелкие частицы, попадающие в топливо извне при хранении, транспортировке и заправке дизелей. Механические примеси служат причиной загрязнения фильтров, засорения сопловых отверстий форсунок, заедания игл, повышенного износа трущихся пар топливной аппаратуры и поршневых колец. Количество механических примесей в моторном топливе ДТ и ДМ не должно быть выше 0,2%, в экспортном мазуте 0,3% и котельном 1,0%.

### 12.3. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

Под температурой  $T_v$  подразумевают минимальную температуру, при которой смесь топлива и воздуха самовоспламеняется. Температура самовоспламенения  $T_v$  дизельного топлива в воздухе при атмосферном давлении лежит в пределах 350—400° С. Легкое топливо (например, бензин) имеет более высокую температуру самовоспламенения по сравнению с дизельным ( $T_v \approx 400 \div 450^\circ \text{С}$  при атмосферном давлении).

Важнейшей характеристикой способности топлива к самовоспламенению является *продолжительность периода задержки воспламенения  $\tau_i$*  (т. е. периода индукции), измеряемая в секундах или градусах угла поворота кривошипа  $\varphi_i$  с момента достижения  $T_v$  до момента фактического самовоспламенения рабочей смеси.

Во время  $\tau_i$  одновременно происходят физические процессы изменения состояния топлива и химические реакции окисления углеводородов (подробнее см. в гл. 20).

Продолжительность  $\tau_i$  зависит прежде всего от химического состава топлива (для алканов — наименьшая, для ароматиков — наибольшая). Различные сорта топлива имеют разные  $\tau_i$ , а следовательно, и различную склонность к самовоспламенению.

Основным критерием, характеризующим качество воспламенения дизельных топлив, является *цетановое число (ЦЧ)*. Для определения ЦЧ составляют смесь из двух химически чистых углеводородов, называемых первичными эталонами: 1) цетана  $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$  (Н — гексадекана) — одного из наиболее легковоспламеняющихся углеводородов алканового ряда нормального строения, ЦЧ которого считают за 100; 2)  $\alpha$ -метилнафталина  $\text{C}_{10}\text{H}_7\text{CH}_3$  — трудновоспламеняющегося углеводорода ароматического ряда, ЦЧ которого принимают равным нулю.

Принятые два эталонных топлива в отношении воспламенения охватывают все сорта дизельного и моторного топлива в различных соотношениях; можно получить топлива с любым ЦЧ от 0 до 100.

Таким образом, цетановым числом называется показатель воспламеняемости дизельного топлива, численно равный такому процентному (по объему) содержанию цетана в смеси с  $\alpha$ -метилнафталином, при котором периоды задержки воспламенения  $\tau_i$  этой смеси и испытуемого топлива будут одинаковы.

С увеличением ЦЧ сокращается  $\tau_i$ , что видно из зависимости  $\tau_i = f(\text{ЦЧ})$  на рис. 12.6. Наиболее резко уменьшается  $\tau_i$  при увеличении ЦЧ до 50—55.

Дальнейшее повышение ЦЧ (выше 60—65) может вызвать ухудшение процесса сгорания, так как воспламенение с чрезмерно малым  $\tau_i$  уменьшает скорость и полноту сгорания топлива, что приводит к дымному выпуску и снижению экономичности.

Рекомендуемые значения ЦЧ для различных сортов топлива отечественного происхождения приведены ниже:

Топливо		ЦЧ
тяжелое и моторное	.....	25—40
дизельное	.....	40—60

Для повышения качества воспламеняемости топлива, имеющего пониженные ЦЧ, можно использовать различные присадки в количестве не более 1—3%; наиболее эффективными среди них являются нитро-

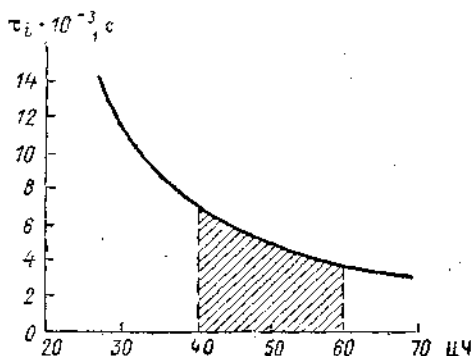


Рис. 12.6. Зависимость  $\tau_i$  от ЦЧ.

эфиры (например, амилнитрат), перекиси, альдегиды и др.

Широкого распространения на практике присадки не получили вследствие их относительно высокой стоимости и малой стабильности, а также благодаря возможности обеспечения потребности дизельного топлива с ЦЧ от 40 до 55 без использования присадок.

Цетановое число топлива можно определить как расчетными, так и экспериментальными способами. Наибольшее распространение получили моторные (эксперимен-

тальные) методы определения ЦЧ на специальной стандартной установке типа ИТ9-3 с дизельной головкой и переменной степенью сжатия  $\epsilon$ , например метод совпадения вспышек, состоящий в сопоставлении воспламеняемости испытуемого и эталонного топлива при тождественных условиях.

На практике при определении ЦЧ обычно используют вторичное эталонное топливо, которое проще в производстве и дешевле, например газойль из парафинистых нефтей с ЦЧ не менее 55, дизельную фракцию с ЦЧ не менее 80, зеленое масло (продукт перегонки каменноугольной смолы) с ЦЧ не более 25 и др.

При отсутствии специальной установки ЦЧ можно приближенно вычислить по эмпирическим формулам, исходя, например, из дизельного индекса, группового состава топлива и др.

#### 12.4. СОРТА ТОПЛИВА ДЛЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Топливо, применяемое в СДУ, можно подразделить на три группы:

дистиллятное — легкое дизельное топливо, а также соляровые масла, предназначенные для ВОД;

смеси дистиллятного и остаточного топлива — *моторное* топливо, используемое в МОД и СОД;

остаточное, тяжелое топливо — *мазуты*, предназначенные в основном для МОД.

В отечественном флоте наибольшее применение (около 90%) находят дистиллятные дизельные сорта топлива. Однако в последние годы наблюдается тенденция замены относительно дорогого дизельного топлива более дешевыми сернистыми тяжелыми сортами топлива (при соответствующей их очистке и подогреве).

Для обеспечения надежной и бесперебойной эксплуатации судовых дизелей следует работать на рекомендуемых заводом-изготовителем

сортах топлива. В случае замены отечественного топлива зарубежным необходимо, чтобы физико-химические характеристики последнего неамного отличались от рекомендованных заводом.

Дистиллятное дизельное топливо получают из керосино-газойлевых и соляровых фракций прямой перегонки и каталитического крекинга.

Дизельное топливо (ГОСТ 4749—73), вырабатываемое из малосернистой нефти ( $S \leq 0,2\%$ ), имеет узкий фракционный состав и является одним из лучших сортов топлива для форсированных ВОД. В зависимости от назначения и температурных условий дизельное топливо подразделяют на следующие сорта:

- арктическое (ДА), предназначенное для дизелей, работающих при температуре окружающей среды ниже  $-30^\circ\text{C}$ ;

- летнее (ДЛ), используемое при температуре воздуха не ниже  $0^\circ\text{C}$ ;

- зимнее (ДЗ) облегченного фракционного состава, применяемое при температуре от 0 до  $-30^\circ\text{C}$ ;

- специальное (ДС), имеющее узкий фракционный состав и высокую температуру вспышки (применяют в ВОД).

Из приведенной таблицы видно, что показатели топлива принимают следующие значения: ЦЧ от 40 до 50; условная кинематическая вязкость при  $20^\circ\text{C}$  от 2,5 до 8,0 сСт, зольность не более 0,01—0,02%; содержание серы не более 0,2; температура вспышки  $35\text{—}90^\circ\text{C}$ ; температура застывания от  $-60$  до  $-15^\circ\text{C}$ ; кислотность мг КОН на 100 мл топлива не более 5 мг КОН на 100 мл топлива.

Топливо ТЛ и ТЗ (ГОСТ 305—73) предназначено для транспортных тепловозных и судовых дизелей.

Нефтяное газотурбинное топливо (ГОСТ 10433—63), сырьем для которого служит гудрон или крекинг-остатки сернистой нефти, получают методом замедленного коксования. Это топливо нашло применение вместо дизельного в МОД при маневрировании, а в СОД — на всех режимах. К недостаткам этого топлива относятся низкое ЦЧ, склонность к нагарообразованию и повышенная температура застывания.

Моторное топливо ДТ и ДМ (ГОСТ 1667—68) вырабатывают из мазутов путем разбавления их дистиллятным топливом с целью получения заданной вязкости (см. таблицу).

Моторное топливо характеризуется повышенными вязкостью, коксуемостью, температурой застывания и содержанием серы.

Топливо ДТ широко используют в судовых МОД и СОД. Повышенная вязкость этого топлива (по сравнению с дизельным) требует предварительного его подогрева и тщательной очистки.

Высоковязкое моторное топливо ДМ имеет более высокие показатели, чем мазуты, и успешно применяется в МОД.

Высоковязкие мазуты (ГОСТ 10585—63, МРТУ 12Н41—63) представляют собой тяжелые нефтяные остатки переработки нефти. По существу, мазуты являются котельным топливом, однако при соответствующей их очистке и подогреве могут быть с успехом использованы в МОД. Широкое применение мазутов за рубежом обусловлено тем, что они дешевле моторного топлива.

Отечественная промышленность выпускает следующие сорта тяжелого топлива, вполне пригодного для сжигания в МОД (см. таблицу): топливо ДМ; флотский мазут Ф-5 и Ф-12; экспортный мазут; топочный мазут 40 и др.

Исследования свойств тяжелого топлива, проведенные на судовых МОД, показали возможность использования их в эксплуатации при наличии на установках соответствующих устройств для очистки и подогрева, а также при применении присадок к топливу и специальных цилиндровых масел (для снижения износа и нагарообразования).

Основные показатели топлива

Показатели	Дистиллятное топливо						Нефтяное газотурбинное топливо (ГОСТ 10433-63)	Моторное топливо		Флотский мазут		Экспортный мазут (МРТУ 12Н41-63)
	ГОСТ 4749-73				ГОСТ 305-73			ГОСТ 1667-68		ГОСТ 10585-63		
	ДА	ДЗ	ДЛ	ДС	ТЛ	ТЗ		ДТ	ДМ	Ф-5	Ф-12	
Цетановое число, не менее	40	40	45	50	40	45	—	—	—	—	—	—
Кинематическая вязкость, сСт при 20° С	2,5—4	3,5—6	3,5—8	—	35—65	22—5	—	—	—	—	—	—
» 50° С	—	—	—	2,4—4 1,15— —1,25	—	—	—	36 5	150 20	—	—	—
Соответствующая ей условная вязкость	—	—	—	—	—	—	2,0	5	20	5	12	20
Кислотность (1 мг КОН на 100 мл топлива), не более	5	5	5	5	5	5	—	—	—	—	—	—
Зольность, %, не более	0,01	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,02	0,04	0,15	0,10	0,10	0,2
Содержание серы, %, не более	0,2	0,2	0,2	0,2	0,5	0,5	3,0	1,5	3,0	2,0	0,8	2,5
Температура, °С: вспышки в закрытом тигле, не ниже	35	50	60	90	65	40	65	65	85	80	90	75
застывания, не выше	—60	—45	—10	—15	—10	—35	+5	—5	+10	—5	—8	+10
Водорастворимость кислот и щелочей	Отсутствует											
Коксуемость 10%-ного остатка, %, не более	—	0,5	0,5	0,5	—	—	—	3	10	—	—	—
Содержание смолистых веществ, %, не более	—	—	—	—	60	40	25	—	—	50	50	—
Содержание воды, %, не более	Отсутствует						—	1,5	1,5	1,0	1,0	0,7
Содержание механических примесей	»						0,04	0,1	0,2	0,10	0,15	0,3

Длительные испытания тяжелого топлива [1] показали, что одним из лучших сортов является экспортный мазут с температурой застывания  $10^{\circ}\text{C}$  и содержанием серы 2,5%, а наиболее подходящим маслом — высокощелочное М-16Е, обеспечивающее качественную смазку цилиндров МОД с газотурбинным наддувом при работе на высоковязком сернистом топливе.

В последние годы практически разрешен вопрос о полной возможности перевода СОД, имеющих более высокие параметры рабочего цикла, чем МОД, с дизельного топлива на тяжелое.

## Глава 13

### ПРОЦЕССЫ НАПОЛНЕНИЯ И СЖАТИЯ

#### 13.1. ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

Периодическая смена рабочего тела в действительном цикле дизеля происходит посредством газообмена, состоящего в очистке цилиндра от продуктов сгорания и заполнения его воздухом. Продолжительность газообмена определяется фазами газораспределения, т. е. моментами открытия и закрытия выпускных и впускных органов.

У четырехтактных дизелей без наддува (рис. 13.1) процессы очистки (такт IV) и наполнения (такт I) осуществляются двумя вспомогательными насосными ходами поршня. Часть оставшихся в пространстве сжатия продуктов сгорания, называемых остаточными газами, с параметрами  $p_r$  и  $T_r$  при нисходящем движении поршня расширяются по политропе  $rr_0$  до давления окружающей среды  $p_0$ . С момента  $r_0$  благодаря образуемому разрежению в цилиндре начинается поступление воздуха.

Давление остаточных газов в в. м. т.  $p_r$  выше давления окружающей среды  $p_0$  на величину потери давления  $\Delta p_r = p_r - p_0$ , возникающей в результате сопротивления газовыпускной системы. Давление в конце процесса наполнения  $p_a$  меньше давления окружающей среды  $p_0$  на величину потери давления  $\Delta p_a = p_0 - p_a$ , зависящей от суммарных аэродинамических сопротивлений во впускном тракте.

В четырехтактных дизелях с газотурбинным наддувом (рис. 13.2) и продувкой камеры сгорания давление наддува больше давления в конце выпуска  $p_r$ . На участке  $r'rr''$  при одновременно открытых выпускных и впускных клапанах происходит продувка камеры сгорания. На участке  $ad$  от н. м. т. до закрытия впускного клапана (при сжатии) возможна дозарядка цилиндра, т. е. дополнительное поступление воздуха в цилиндр.

У двухтактных дизелей (в отличие от четырехтактных) насосные ходы отсутствуют и газообмен происходит за время выпуска продуктов сгорания ( $bsf$ ) и продувки — наддува ( $fa$ ) воздухом повышенного давления из турбокомпрессора (рис. 13.3).

При наполнении цилиндра свежим зарядом при контурной и петлевой системе продувки теряется часть воздуха. В первом приближении принимают, что при этом происходит заполнение только части объема цилиндра, соответствующего полезному ходу поршня  $1 - \psi_s V_s$ , где  $\psi_s$  — потерянная доля объема хода поршня (составляет от 25 до 15%). При осуществлении процесса наполнения следует принимать во внимание, что поступающий воздух должен преодолевать сопротивление во впускном тракте и газораспределительных органах, вступает в теплообмен с остаточными газами (температура которых  $T_r$  выше температуры за-

ряда  $T_k$ ), подвергается подогреву от соприкосновения с нагретыми поверхностями цилиндра и не в состоянии полностью вытеснить из цилиндра остаточные газы. Перечисленные факторы оказывают влияние на протекание процесса наполнения и его параметры.

В результате действительное количество воздуха, поступившего в цилиндр в конце процесса наполнения  $V_a$  при давлении  $p_a$  и температуре  $T_a$ , меньше количества воздуха, который мог бы заполнить этот объем цилиндра при давлении  $p_0$  и температуре  $T_0$  окружающей среды.

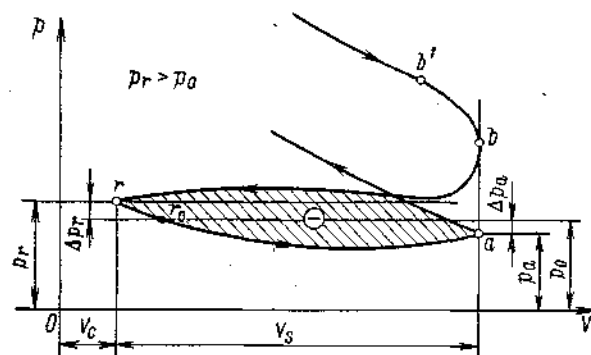


Рис. 13.1. Схема процесса наполнения четырехтактного дизеля без наддува.

Совершенство газообмена, т. е. процессов очистки цилиндра от отработавших газов и заполнения его воздухом, оценивается соответственно коэффициентами остаточных газов  $\gamma_r$  и наполнения цилиндра  $\eta_n$ .

Кoeffициент остаточных газов  $\gamma_r$  представляет собой отношение количества остаточных газов  $M_r$  к количеству воздуха  $L$ , поступившего в цилиндр,

$$\gamma_r = \frac{M_r}{L},$$

где  $M_r$  и  $L$  выражены в киломолях на 1 кг топлива.

Кoeffициентом наполнения цилиндра  $\eta_n$  называется отношение действительного количества поступившего в цилиндр воздуха  $V_k$  к коли-

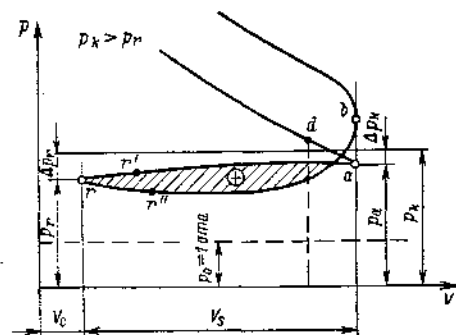


Рис. 13.2. Схема процесса наполнения четырехтактного дизеля с ГТН.

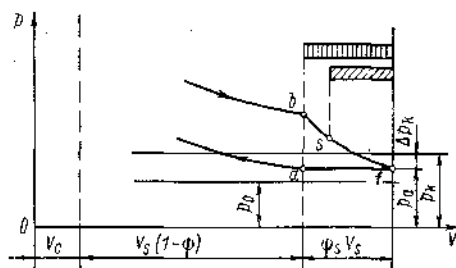


Рис. 13.3. Схема процесса смены заряда в двухтактном дизеле.

честву заряда, который мог бы заполнить весь рабочий объем цилиндра  $V_s$  при давлении  $p_k$  и температуре  $T_k$  непосредственно перед впускными органами,

$$\eta_n = \frac{V_k}{V_s} = \frac{G_k}{G_s}.$$

При составлении общего выражения для коэффицента наполнения  $\eta_n$  следует учитывать, что процесс наполнения заканчивается в точке  $a$  индикаторной диаграммы, т. е. отсутствует дозарядка цилиндра, и абсо-

лотная работа, совершаемая газами за ход наполнения, а также кинетическая энергия газов в цилиндре после наполнения равны нулю.

Исходя из уравнения материального баланса газов для процесса наполнения, найдем количество киломолей рабочей смеси в конце наполнения

$$M_a = L + M_r = L(1 + \gamma_r), \quad (13.1)$$

где  $L$  и  $M_r$  — количество воздуха и остаточных газов.

Заменив  $M_a$  и  $L$  соответствующими выражениями, полученными из характеристического уравнения для  $M$  молей газов,

$$M_a = \frac{p_a V_a}{848 T_a} \text{ и } L = \frac{p_k V_k}{848 T_k} = \frac{p_k V_S \eta_n}{848 T_k},$$

найдем, что

$$\frac{p_a V_a}{T_a} = \frac{p_k V_S \eta_n}{T_k} (1 + \gamma_r),$$

откуда

$$\eta_n = \frac{p_a}{p_k} \frac{V_a}{V_S} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}.$$

Так как  $V_a = \varepsilon V_c$  и  $V_S = (\varepsilon - 1) V_c$ , то выражение для коэффициента наполнения, действительное как для четырехтактных, так и двухтактных дизелей, примет следующий вид:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}. \quad (13.2)$$

Для четырехтактных дизелей без наддува  $p_k = p_0$  и  $T_k = T_0$ , где  $p_0$  и  $T_0$  — параметры окружающей среды.

В выражении (13.2) известны все параметры, за исключением температуры  $T_a$  рабочей смеси (в конце процесса наполнения), состоящей из воздуха  $L$ , подогретого о горячие стенки цилиндра, и остаточных газов  $M_r$  с температурой  $T_r$ .

Температуру рабочей смеси  $T_a$  можно определить из уравнения баланса теплоты за период процесса наполнения

$$L \bar{c}_p T_k'' + M_r \bar{c}_p T_r = (L + M_r) \bar{c}_p T_a. \quad (13.3)$$

Принимая во внимание относительно небольшое количество остаточных газов в смеси, можно пренебречь незначительной разницей между теплоемкостями  $\bar{c}_p' = \bar{c}_p'' \approx \bar{c}_p$ . Тогда

$$T_k'' + \gamma_r T_r = (1 + \gamma_r) T_a, \quad (13.4)$$

откуда

$$T_a = \frac{T_k'' + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r},$$

где  $T_k'' = T_k + \Delta T_a$  учитывает степень подогрева  $\Delta T_a$  заряда от стенок цилиндра.

Из выражения (13.4) следует, что  $T_a$  возрастает с увеличением  $T_k$  и  $\Delta T_a$  и в незначительной степени зависит от  $\gamma_r T_r$ , вследствие малого значения  $\gamma_r$ .

Введя полученное значение  $T_a$  в формулу (13.2), найдем окончательное выражение для коэффициента наполнения  $\eta_n$  четырехтактных дизелей в виде, наиболее удобном для расчетов,

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k'' + \gamma_r T_r}; \quad (13.5a)$$

для двухтактных дизелей уравнение (13.5а) примет вид

$$\eta'_n = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon' - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \gamma_r T_r}, \quad (13.5б)$$

если отнести  $\eta'_n$  и  $\varepsilon'$  к полезному ходу поршня; для полного хода поршня

$$\eta_n = \eta'_n (1 - \psi_s).$$

В полученные формулы для  $\eta_n$  можно внести некоторые уточнения, учитывающие дозарядку рабочего цилиндра и неравенство теплоемкостей остаточных газов  $\bar{c}_p$  и воздуха  $\bar{c}_p$ . Дозарядку цилиндра (на линии сжатия)

можно оценить коэффициентом дозарядки  $\xi_1 = \frac{M'_a}{M_a}$ , где  $M'_a$  — действительное количество газов в конце процесса газообмена. Значение  $\xi_1$  изменяется от 1,02 до 1,06.

Если, кроме того, принять в уравнении баланса тепла [см. уравнение (13.3)]  $\bar{c}_p \approx \bar{c}_p$ , а теплоемкость остаточных газов при температуре  $T_r$ ,  $\bar{c}_p \approx \xi \bar{c}_p$ , где  $\xi$  — поправочный коэффициент, равный примерно 1,1 (для диапазона  $\alpha = 1,5 \div 1,8$ ), то уравнение для  $T_a$  примет вид

$$T_a = \frac{T_k + \xi \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r},$$

а коэффициент наполнения [см. уравнение (13,5а)]

$$\eta_n = \xi_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \xi \gamma_r T_r}.$$

Необходимо обратить внимание на то, что коэффициент  $\eta_n$ , согласно данному ему определению, даёт оценку только совершенству конструкции газораспределительных органов, а также впускных и выпускных трактов.

Следует отметить, что изменение условий окружающей среды оказывает непосредственное влияние на массовый заряд воздуха ( $G_b = V_s \eta_n \gamma_b$ , кг/цикл), определяемый объемом хода поршня  $V_s$ , коэффициентом наполнения  $\eta_n$  и плотностью воздуха  $\gamma_b = \frac{p_0}{RT_0}$ . Следовательно, с уменьшением давления окружающей среды  $p_0$  и увеличением температуры  $T_0$  массовый заряд снижается, что приводит к падению мощности двигателя.

### 13.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА НАПОЛНЕНИЯ

Основные параметры, оказывающие влияние на наполнение рабочего цилиндра, зависят от комплекса условий конструктивного и эксплуатационного характера. К числу наиболее важных параметров процесса наполнения относится давление в конце наполнения  $p_a$ .

Рассматривая поступление воздуха как установившийся процесс, определим потерю давления при впуске  $\Delta p_a$ , а следовательно, и давление  $p_a$  из уравнения Бернулли.

В дизелях без наддува  $\Delta p_a = p_0 - p_a$  или  $p_a = p_0 - \Delta p$ ; с наддувом  $\Delta p_k = p_k - p_a$  или  $p_a = p_k - \Delta p_k$ .



Пренебрегая незначительным изменением плотности воздуха на пути его от входного патрубка до входа в цилиндр ( $\rho_0 \approx \rho_a = \text{const}$ ) и принимая начальную скорость воздуха  $v_0 \approx 0$ , найдем

$$\frac{\rho_0 B}{\rho_0 g} = \frac{\rho_a B}{\rho_a g} + \frac{v_a^2}{2g} + \xi \frac{v_a^2}{2g} = \frac{\rho_a B}{\rho_a g} + (1 + \xi) \frac{v_a^2}{2g}, \quad (13.6)$$

где  $\rho_0$  и  $\rho_a$  — плотность воздуха соответственно при давлении  $p_0$  и  $p_a$ , кг/м<sup>3</sup>;

$B$  — коэффициент пересчета,  $B = 9,81 \text{ кг} \cdot \text{м} / (\text{с}^2 \cdot \text{кгс})$ ;

$g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$v_a$  — скорость воздуха в сечении клапана при давлении  $p_a$ , м/с;

$\xi$  — коэффициент сопротивления впускной системы и клапана, отнесенный к скорости воздуха ( $\xi \approx 2,5 \div 4,0$ ).

Из уравнения (13.7) получим

$$\rho_a = \rho_0 - \frac{\rho_0}{2B} (1 + \xi) v_a^2$$

или

$$\Delta p_a = p_0 - p_a = \frac{\rho_0}{2B} (1 + \xi) v_a^2, \quad (13.7)$$

т. е. потеря давления пропорциональна  $v_a^2$  и, кроме того, в значительной степени зависит от  $\xi$ .

Среднюю скорость заряда у клапанов  $(v_a)_m$  можно найти из формулы неразрывности потока

$$(v_a)_m = c_m \frac{F_n}{f_k} = \frac{S n}{30} \frac{F_n}{f_k} \approx k_1 \frac{n}{f_k} \text{ м/с}, \quad (13.8)$$

где  $c_m$  — средняя скорость поршня;

$S$  и  $F_n$  — ход и площадь поршня;

$f_k$  — проходное сечение клапанов;

$n$  — частота вращения, об/мин.

Подставив выражение (13.8) в уравнение (13.7), найдем, что потеря давления при поступлении заряда

$$\Delta p_a = \frac{\rho_0}{2B} (1 + \xi) k_1^2 \left( \frac{n}{f_k} \right)^2 \approx k_2 \frac{n^2}{f_k^2}, \quad (13.9)$$

где постоянная

$$k_2 = \frac{\rho_0}{2g} (1 + \xi) k_1^2.$$

Таким образом, при данных размерах цилиндра и коэффициенте сопротивления  $\xi$  потеря давления при поступлении заряда  $\Delta p_a$  прямо пропорциональна  $n^2$  и обратно пропорциональна  $f_k^2$ .

Отношение общей площади сечения полностью открытых впускных клапанов  $i f_k / F_n$  (где  $i$  — количество клапанов) изменяется в следующих пределах:

Дизели	$i f_k / F_n$
тихоходные ( $c_m \leq 7$ м/с)	1/12—1/8
средней быстроходности ( $c_m \approx 7 \div 10$ м/с)	1/9—1/6
быстроходные ( $c_m > 10$ м/с)	1/6—4,5

Примерная область изменения значений коэффициента  $\eta_n$  в зависимости от скорости заряда в клапанах  $v_a$  показана на рис. 13.4. Средние значения скорости  $(v_a)_m$  обычно составляют от 40 до 70 м/с.

Характер изменения  $\eta_n = f(n)$  для ВОД представлен на рис. 13.5. Снижение  $\eta_n$  при увеличении  $n$  происходит в связи с возрастанием гидравлических потерь. Уменьшение  $\eta_n$  при переходе на малую частоту вращения объясняется несоответствием фаз газораспределения. При правильном подборе фаз с падением  $n$  значения  $\eta_n$  возрастают.

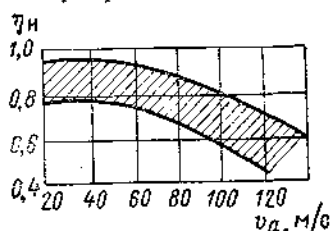


Рис. 13.4. Область изменения  $\eta_n$  в зависимости от скорости заряда в клапане.

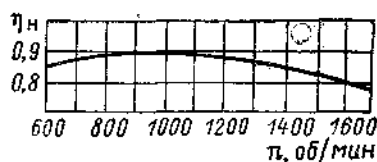


Рис. 13.5. Характер изменения  $\eta_n = f(n)$  у судового дизеля.

Увеличение нагрузки  $p_a$  при  $n = \text{const}$  не вызывает изменения потери  $\Delta p_0$ , так как регулирование нагрузки осуществляется изменением количества подаваемого топлива при постоянной цикловой подаче воздуха.

Для снижения потери  $\Delta p_a$  во впускной системе требуется:

- выбрать по возможности большие проходные сечения у впускных клапанов для получения умеренных средних скоростей в клапанах;
- найти оптимальные фазы газораспределения;
- обеспечить оптимальные конфигурацию и размеры впускного тракта;
- использовать колебания давлений в трубопроводах для улучшения зарядки цилиндра.

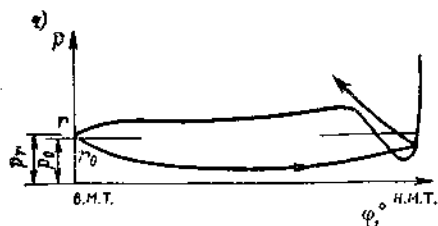
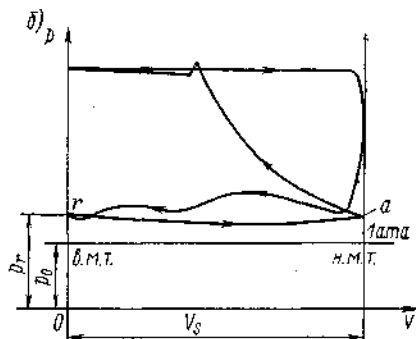


Рис. 13.6. Индикаторные диаграммы наполнения в дизелях: а — без наддува; б — с наддувом.



Индикаторные диаграммы процесса наполнения четырехтактных дизелей (рис. 13.6), снятые слабой пружиной, иллюстрируют колебания давления в цилиндре при газообмене; наибольшее разрежение в цилиндре обычно наблюдается примерно на середине хода поршня, т. е. при максимальной его скорости.

Создание повышенного разрежения при всасывании (за счет соответствующей конфигурации впускной кулачной шайбы в сочетании со специальной настройкой впускного тракта) дает возможность получить давление  $p_a$ , превышающее  $p_0$  на 1,3—1,4 кгс/см<sup>2</sup> (рис. 13.7), в результате использования организованного скоростного напора поступающего в двигатель потока воздуха, так называемого инерционного наддува.

Согласно опытным данным давление в конце процесса наполнения  $p_a$  в четырехтактных дизелях принимает следующие значения:

	$p_a$
Без наддува	(0,85—0,95) $p_0$
С наддувом	(0,85—0,95) $p_k$

В двухтактных дизелях  $p_a$  зависит в основном от давления  $p_k$ , системы продувки, а также сопротивления в продувочно-выпускной системе.

В предварительных расчетах можно принимать для двухтактных МОД с контурной продувкой  $p_a = \frac{p_k + p_r}{2} - (0,02 \div 0,05) \text{ кгс/см}^2$  (где  $p_r$  — давление в выпускном коллекторе) и ВОД с прямоточной продувкой  $p_a = (0,85 \div 1,05) p_k$ .

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$ , характеризующий качество очистки цилиндра, оказывает значительное влияние на наполнение цилиндра.

Принимая в четырехтактном дизеле без наддува объем остаточных газов  $V_r$  при давлении  $p_r$  и температуре  $T_r$  равным объему пространства сжатия  $V_c$ , т. е.  $V_r = V_c = \frac{V_S}{\varepsilon - 1}$ , и предполагая, кроме того, отсутствие продувки камеры сгорания, найдем, что

$$L = \frac{p_0 V_0}{848 T_0} = \frac{p_0 V_S \eta_n}{848 T_0};$$

$$M_r = \frac{p_r V_r}{848 T_r} = \frac{p_r V_S}{848 (\varepsilon - 1) T_r},$$

откуда коэффициент остаточных газов в четырехтактных дизелях без продувки камеры сгорания

$$\gamma_r = \frac{M_r}{L} = \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_n} \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r}. \quad (13.10)$$

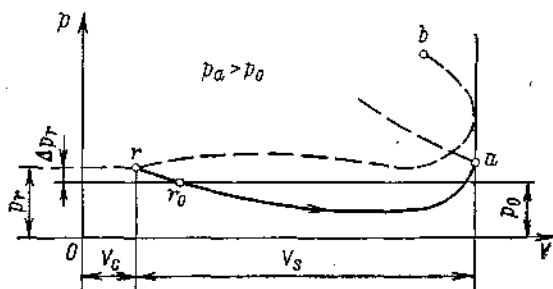


Рис. 13.7. Схема процесса всасывания при инерционном наддуве.

В случае продувки камеры сгорания количество остаточных газов уменьшится и в формулу (13.10) следует ввести коэффициент очистки  $\xi_2$

$$\gamma_r = \frac{\xi_2}{(\varepsilon - 1) \eta_n} \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r}. \quad (13.10a)$$

Коэффициент  $\gamma_r$  тем меньше, чем больше  $\varepsilon$  и  $T_r$  и меньше  $p_r$ . С увеличением  $\varepsilon$ , т. е. с уменьшением  $V_c$ , коэффициент  $\gamma_r$  снижается; с повышением  $p_r$  увеличивается плотность газов, в связи с чем  $\gamma_r$  возрастает.

В предварительных расчетах можно принимать следующие значения абсолютного давления  $p_r$ :

Дизели	$p_r$ , кгс/см <sup>2</sup>
малооборотные . . . . .	1,02—1,06
высокооборотные . . . . .	1,05—1,15

При наличии особых устройств в выпускной системе, например глушителя, утилизационного парогенератора и выпускной турбины, величина  $p_r$  может возрасти до 1,2—1,5 кгс/см<sup>2</sup>, что может привести к потере мощности.

С повышением температуры  $T_r$  остаточных газов уменьшается их плотность, количество, а следовательно, и  $\gamma_r$ . С возрастанием нагрузки и частоты вращения увеличивается степень нагрева деталей в цилиндре, что приводит к росту  $T_r$ .

В предварительных расчетах можно принять

$$T_r \approx 600 \div 900 \text{ К.}$$

Оценку значения остаточного коэффициента  $\gamma_r$  производят на основании опытных данных. В четырехтактных двигателях с наддувом благодаря перекрытию клапанов и продувке камеры сгорания воздухом повышенного давления  $\gamma_r$  можно снизить до умеренных значений. Следует учитывать, что степень очистки камеры сгорания во многом зависит от места

ее расположения и конфигурации. В двухтактных двигателях на значение  $\gamma_r$  влияет в основном степень совершенства системы продувки и быстроходность.

Ориентировочные средние значения  $\gamma_r$  приведены ниже.

	$\gamma_r$
Четырехтактные дизели	
без наддува	0,08—0,06
с наддувом	0,06—0,04
Двухтактные дизели с продувкой	
прямоточной	0,15—0,10
контурной	0,20—0,15

Характер изменения давления  $p$  и температуры  $T$  воздуха на пути от впускного устройства до ресивера перед дизелем с газотурбинным наддувом (ГТН) целесообразно проследить по упрощенной схеме воздухообеспечения (рис. 13.8).

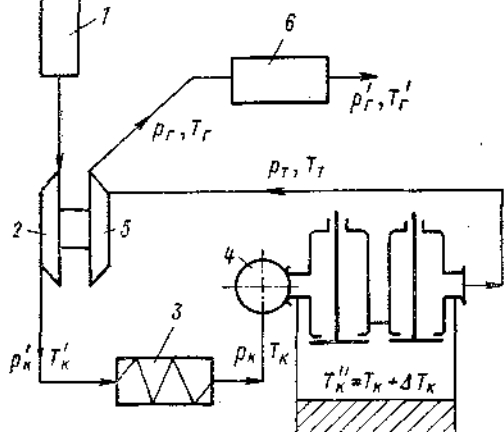


Рис. 13.8. Упрощенная схема впускного тракта при ГТН.

1 — впускное устройство; 2 — турбокомпрессор; 3 — охладитель воздуха; 4 — ресивер перед дизелем; 5 — турбина; 6 — выпускной коллектор.

Параметры на впуске  $p_0$  и  $T_0$  не могут непосредственно влиять на значение  $\eta_n$ . Если это положение полностью подтверждается в отношении  $p_0$ , то, как показывают эксперименты, изменение  $T_0$  оказывает косвенным путем некоторое влияние на  $\eta_n$ : с повышением  $T_0$  разность температур  $\Delta T$  уменьшается, что приводит к возрастанию  $\eta_n$ .

При отсутствии специальных требований в расчетах рабочего цикла принимают нормальные условия окружающей среды:

$$p_0 = 1,033 \text{ кгс/см}^2 \text{ и } T_0 = 20 + 273 = 293 \text{ К.}$$

В случае установки перед дизелем фильтра, глушителя или какого-либо другого устройства параметры воздуха за ним  $p'_0 = p_0 + \Delta p$ ,  $T'_0 = T_0 \pm \Delta T_0$ , где  $\Delta p_0$  и  $\Delta T_0$  — разность давлений и температур во впускных устройствах, зависящая от совершенства их конструкций, удельных объемов и проходных сечений.

На параметры заряда за турбокомпрессором

$$p'_k = p'_0 + \Delta p'_0; T'_k = T'_0 + \Delta T'_0$$

оказывает влияние в основном давление наддува  $p_k$ . В зависимости от типа дизеля, его назначения, степени форсировки и быстроходности значения  $p_k$  лежат в пределах от 1,3 до 3,5 кгс/см<sup>2</sup> (для четырехтактных дизелей) и от 1,5 до 2,7 кгс/см<sup>2</sup> (для двухтактных МОД).

Повышение температуры в ТК определяется из известных формул. Например,

$$T'_k = T_0 \left[ 1 + \frac{\left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ад}} \right],$$

где  $\eta_{ад} = 0,75 \div 0,85$  — адиабатный к. п. д. ТК.

Параметры заряда за охладителем непосредственно перед ресивером дизеля

$$p_k = p'_k + \Delta p'_k; T_k = T'_k - \Delta T_{k \text{ охл}},$$

где  $\Delta p'_k \approx 0,02 + 0,06 \text{ кгс/см}^2$  — потери на сопротивлении в охладителе.

Снижение температуры в охладителе составляет от 20 до 60° в одной секции и до 120—150° в двух последовательно соединенных секциях.

Воздух при поступлении в цилиндр подогревается на величину  $\Delta T_a$ , зависящую от нагрузки, частоты вращения и условий охлаждения цилиндра. С увеличением нагрузки  $\Delta T_a$  растет, так как повышается температура стенок; с ростом основных размеров  $\Delta T_a$  уменьшается, так как снижается относительная поверхность охлаждения цилиндра; с увеличением частоты вращения  $n$  температура стенок может либо возрасти вследствие увеличения чередования циклов, либо снизиться из-за сокращения времени соприкосновения заряда со стенками. Степень подогрева  $\Delta T_a$  зависит также от конструктивных особенностей дизеля.

По опытным данным  $\Delta T_a$  изменяется в следующих пределах:

	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$
Четырехтактные	
без наддува . . . . .	10—20
с наддувом . . . . .	5—15
Двухтактные без наддува . . . . .	5—15

Более низкие значения  $\Delta T_a$  объясняются меньшей разностью температур между стенками цилиндра и воздуха при повышенной температуре рабочего цикла.

Таким образом, окончательное выражение для температуры  $T'_k$ , входящей в формулу (13.5), примет вид

$$T''_k = T'_k - (\Delta T_k)_{\text{охл}} + \Delta T_a, \quad (13.11)$$

где  $T'_k$  — температура за турбокомпрессором.

### 13.3. ФАЗЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Правильный выбор фаз газораспределения оказывает значительное влияние на целый ряд показателей работы двигателей: качество очистки и наполнения цилиндра, работу, затрачиваемую на газообмен, температурный уровень горячих деталей, условия работы выпускной турбины и компрессора, эффективность использования выпускных газов и др.

Как известно, для получения оптимальных условий газообмена целесообразно осуществлять начало открытия и конец закрытия газораспределительных органов с некоторым предварением открытия и запаздыванием закрытия, являющимися оптимальными для данного типа двигателя и условий его работы.

Предварение открытия выпускного органа (клапана или окна) до н. м. т. способствует эффективной очистке цилиндра от продуктов сгорания, достижению наибольших проходных сечений при положении поршня у н. м. т., снижению динамических нагрузок на клапан в начальной стадии его открытия, уменьшению затраты энергии на выталкивание продуктов сгорания и др.

Запаздыванием закрытия выпускного органа (за в. м. т.) обеспечивается: дополнительное удаление части остаточных газов за в. м. т. за счет эжектирующего действия потока выпускных газов; достаточное время — сечение для удаления газов в конце процесса выталкивания продуктов сгорания; настройка характера импульсов в газораспределительной системе и др.

Предварение открытия впускного клапана (до в. м. т.) создает условия для получения наибольших проходных сечений в клапанах к моменту начала наполнения (у в. м. т.) и осуществления продувки камеры сгорания (КС) за счет перекрытия клапанов.

Запаздывание закрытия впускного клапана (за н. м. т.) дает возможность продлить процесс наполнения за н. м. т., использовать газодинамический напор воздуха для дозарядки и осуществить продувку КС.

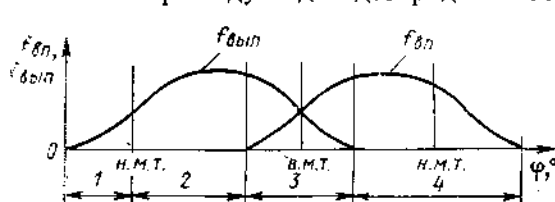


Рис. 13.9. Перекрытие впускных и выпускных клапанов.

1 — свободный выпуск; 2 — принудительный выпуск; 3 — продувка; 4 — наполнение.

и предварения открытия впускных происходит перекрытие клапанов, т. е. одновременное открытие впускного и выпускного клапанов при положении поршня около в. м. т. (рис. 13.9). Это способствует более совершенной очистке КС, интенсификации продувки КС и заполнению ее воздухом повышенного давления (в дизелях с ГТН), а также снижению

С увеличением степени быстроходности двигателей время действия клапана уменьшается; в связи с этим начало предварения и запаздывания впуска и выпуска следует соответственно увеличить.

У большей части двигателей (особенно с наддувом) в результате запаздывания закрытия выпускных клапанов

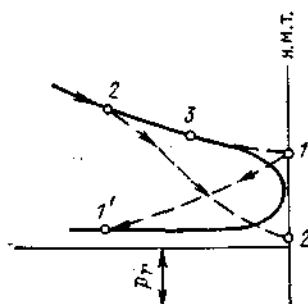


Рис. 13.10. Влияние установки фаз выпуска на  $\eta_n$ .

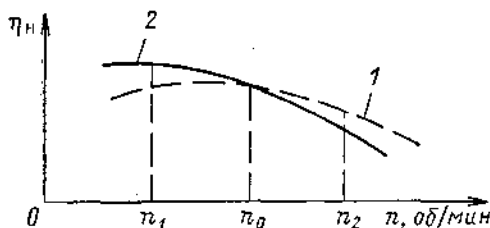


Рис. 13.11. Влияние фаз газораспределения на  $\eta_n$  при переменной частоте вращения.

температуры горячих деталей КС. Значения угла перекрытия клапанов приведены ниже.

Дизели	$\varphi_{пер}$
без наддува	20—70
с наддувом	80—150

Увеличение  $\varphi_{пер}$  сверх  $150^\circ$  приводит к потере мощности.

Фазы газораспределения зависят от типа двигателя, особенностей его конструкции, степени быстроходности и других факторов. Оптимальные фазы газораспределения устанавливают экспериментальным путем.

Влияние неправильной установки фаз газораспределения, например для процесса выпуска газов, схематически показано на рис. 13.10. При слишком раннем открытии клапана (точка 2) уменьшается площадь индикаторной диаграммы, а следовательно, и мощность дизеля. К потери площади приводит и слишком позднее открытие клапана (точка 1). Правильная установка момента предварения выпуска (точка 3) обеспечивает наи-

меньшие потери полезной части диаграммы (сплошная кривая вправо от точки 3).

В судовых ВОД, работающих при переменной частоте вращения, разным значениям  $n$  соответствуют различные оптимальные фазы распределения (рис. 13.11): кривая 1 для высоких  $n$ ; кривая 2 — для низких  $n$ . В этом случае желательно исходить из оптимальных фаз распределения, обеспечивающих наиболее высокие  $\eta_n$  на основных, наиболее частых и длительных режимах работы.

В таблице приведены данные по фазам газораспределения четырехтактных судовых ДВС.

Фазы газораспределения четырехтактных судовых ДВС

Таблица

Двигатель	Впуск ф. ° п. к. в.		Выпуск ф. ° п. к. в.		Угол перекрытия клапанов $\Phi_{пер}$ °
	Открытие до в. м. т.	Закрытие после н. м. т.	Открытие до н. м. т.	Закрытие после в. м. т.	
Без наддува	15—20	20—50	20—50	15—25	30—40
С наддувом	80—90	40—50	40—50	50—60	100—140

#### 13.4. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Процесс сжатия воздуха в цилиндре осуществляется после закрытия всех газораспределительных органов при движении поршня от н. м. т. до в. м. т.

Основное назначение процесса сжатия — повышение давления и температуры заряда для обеспечения надежного самовоспламенения впрыскиваемого топлива (и эффективного его сгорания) на всех режимах работы дизеля.

Сжатие представляет собой сложный процесс, зависящий от ряда факторов: теплообмена между воздухом и стенками цилиндра, переменного по величине и знаку; уменьшения поверхности охлаждения цилиндра по мере приближения поршня к в. м. т.; испарения части топлива, впрыснутого до в. м. т.; утечки части воздуха через неплотности поршневых колец (у износленного двигателя).

Вначале сжатия (фаза I) температура смеси воздуха и остаточных газов  $T_a$  ниже температуры нагретых деталей цилиндра; поэтому на этом участке происходит передача теплоты от стенок цилиндра рабочей смеси, т. е. ее нагрев.

Действительно, как это видно из рис. 13.12, а, показатель политропы сжатия  $n_1$  на этом участке больше показателя адиабаты  $k_1$ . По мере сжатия заряда и повышения его температуры количество передаваемой заряду теплоты от стенок снижается и наступает момент (точка  $m$ ), когда температура заряда становится равной средней температуре стенок, т. е. происходит мгновенный адиабатический процесс ( $n_1 = k_1$ ).

При дальнейшем сжатии (фаза II) температура заряда становится выше средней температуры стенок, в связи с чем начинается отвод теплоты от заряда к стенкам (изменение направления теплового потока) и показатель политропы сжатия становится меньше показателя адиабаты ( $n_1 < k_1$ ). Величина  $n_1$  при этом по мере приближения поршня к в. м. т. непрерывно уменьшается. В результате давление конца сжатия  $p_c$  (точка  $c$ ) действительного процесса оказывается ниже давления  $p'_c$  (точка  $c'$ ) адиабатического сжатия.

Характер действительного протекания процесса теплообмена при сжатии показан также на энтропийной диаграмме (рис. 13.12, б).

Из изложенного следует, что действительный процесс сжатия, осуществляемый в дизелях, является политропическим с показателем  $n_1$ , переменным на всем протяжении хода поршня. По опытным данным, показатель политропы  $n_1$  в судовых дизелях изменяется за рабочий цикл от 1,5 (у н. м. т.) до 1,1 (у в. м. т.).

В расчетах рабочего цикла принимают для упрощения, что действительный процесс сжатия происходит по политропе с условным средним постоянным показателем  $n_1 = \text{const}$ , величина которого обеспечивает получение такой же работы на линии сжатия, как и при переменном истинном показателе  $n_1 = \text{var}$ .

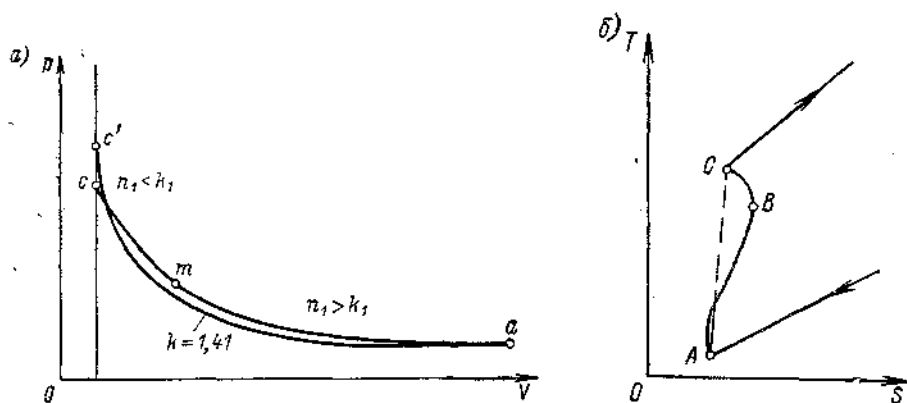


Рис. 13.12. Диаграммы процесса сгорания в координатах  $pV$  (а) и  $ST$  (б).

Средний показатель политропы сжатия  $n_1$  изменяется примерно от 1,34 до 1,42, что указывает на незначительную отдачу теплоты стенкам в период сжатия.

Наибольшее влияние на величину среднего показателя  $n_1$  оказывают параметры  $n$ ,  $D$ ,  $S$ ,  $p_e$ ,  $e$  и условия охлаждения цилиндра.

С увеличением частоты вращения  $n$  двигателя средний показатель политропы  $n_1$  растет, так как уменьшается продолжительность теплообмена. Со снижением  $n$  происходит обратное явление:  $n_1$  падает, т. е. процесс сжатия приближается к изотермическому ( $n_1 \rightarrow 1,1$ ). Это обстоятельство необходимо учитывать особенно для судовых дизелей, эксплуатационные условия которых требуют безотказной работы на пониженных  $n$ , а также при маневрировании (пуск и реверс).

С уменьшением основных размеров ( $D$  и  $S$ ) рабочего цилиндра средний показатель политропы  $n_1$  снижается в связи с тем, что относительная поверхность охлаждения  $F_{\text{охл}}/V$  (приходящаяся на 1 м<sup>3</sup> объема  $V$  цилиндра) изменяется обратно пропорционально  $D$  цилиндра ( $\frac{F_{\text{охл}}}{V} = \frac{k}{D}$ ). Этим обстоятельством объясняются, например, трудности, возникающие при запуске малолитражных судовых дизелей.

С увеличением нагрузки  $p_e$  средняя температура стенок повышается и, следовательно, к заряду за первый период процесса сжатия подводится больше теплоты. Во второй период сжатия теплоотдача в стенки сокращается; в результате  $n_1$  за весь цикл несколько повышается.

Значительное влияние на снижение показателя  $n_1$  оказывают конструктивные мероприятия, например повышение скорости циркуляции охлаждающей цилиндра воды, введение охлаждения поршня и др.



Значения среднего показателя политропы сжатия  $n_1$  представлены ниже.

	$n_1$
МОД и СОД с охлаждаемыми поршнями . . . . .	1,34—1,37
ВОД с неохлаждаемыми поршнями . . . . .	1,38—1,42

Наибольший  $n_1$  (до 1,8) наблюдается у дизелей, имеющих, например, стальные накладные на поршнях или какие-либо другие детали, аккумулирующие теплоту.

Значение среднего показателя сжатия  $n_1$  можно получить из индикаторной диаграммы, снятой непосредственно с двигателя,

$$n_1 = \frac{\lg p_c - \lg p_a}{\lg V_a - \lg V_c},$$

а промежуточные (истинные) значения  $n_1$  для отдельных участков линии сжатия ( $V_1$ ;  $V_2$ ) из выражения

$$n_1 = \frac{\lg p_2 - \lg p_1}{\lg V_1 - \lg V_2}.$$

**Степень сжатия.** Под номинальной (геометрической) степенью сжатия  $\varepsilon$  подразумевают отношение полного объема цилиндра  $V_a$  (в момент нахождения поршня в н. м. т.) к объему пространства сжатия  $V_c$

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_s + V_c}{V_c} = \frac{V_s}{V_c} + 1,$$

откуда объем пространства сжатия  $V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}$ ; объем, описываемый полным ходом поршня,  $V_s = V_c (\varepsilon - 1)$ .

Если выразить  $V_c$  в процентах от  $V_s$  ( $V_c = V_s \frac{100}{\varepsilon - 1} \%$ ), то получим следующие значения объема пространства сжатия  $V_c$  в зависимости от  $\varepsilon$ :

Степень сжатия $\varepsilon$ . . . . .	11	12	13	14	15	16	17	18
Объем $V_c$ в % от $V_s$ . . . . .	10,0	9,1	8,33	7,69	7,14	6,66	6,25	5,88

Действительный процесс сжатия в цилиндре как двухтактного, так и четырехтактного дизелей начинается, однако, только после закрытия всех газораспределительных органов (которые закрываются последними). Поэтому под действительной степенью сжатия  $\varepsilon'$  подразумевают

$$\varepsilon' = \frac{V_a}{V_c} = \frac{(V_c - \psi_s V_s) + V_c}{V_c} = \frac{V_s(1 - \psi_s)}{V_c} + 1, \quad (13.12)$$

где  $\psi_s$  — доля рабочего объема цилиндра, соответствующая моменту закрытия газораспределительных органов.

Между номинальной  $\varepsilon$  и действительной  $\varepsilon'$  степенями сжатия имеется следующая связь:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon' - \psi_s}{1 - \psi_s}; \quad \varepsilon' = \varepsilon(1 - \psi_s) + \psi_s. \quad (13.13)$$

При расчете рабочего цикла четырехтактного дизеля без наддува обычно пользуются номинальной степенью сжатия  $\varepsilon$ , пренебрегая запаздыванием закрытия впускного клапана вследствие малого его влияния на изменение давления в цилиндре, а у двух- и четырехтактных двигателей с наддувом (и относительно большим перекрытием клапанов) — действительной степенью сжатия  $\varepsilon'$ . Например, для двухтактных дизелей с контурной или петлевой продувкой степень сжатия определяют по объему  $V_b$  в момент закрытия выпускных окон

$$\varepsilon_b = \frac{V_c + (1 - \psi_b) V_s}{V_c}, \quad \text{где } \psi_b = \frac{V_s - V_b}{V_s} = 1 - \frac{V_b}{V_s}.$$

При прямоточно-клапанной продувке  $\varepsilon'$  можно определять по моменту закрытия выпускного клапана  $\varepsilon'_n$  или продувочных окон  $\varepsilon'_n$ :

$$\varepsilon'_n = \frac{V_c + (1 - \psi_n) V_S}{V_c}; \quad \varepsilon'_n = \frac{V_c + (1 - \psi_n) V_S}{V_c}. \quad (13.14)$$

Опытные данные показывают, что на участке от закрытия продувочных окон до закрытия выпускных клапанов (при значительном сдвиге фаз) наблюдается некоторое поджатие заряда. В этом случае местная степень сжатия на этом участке

$$\varepsilon_d = \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon'_n}.$$

В расчетах рабочего цикла двухтактных дизелей можно принимать следующие ориентировочные значения потерянного хода поршня  $\psi_S$ :

Система продувки	$\psi_S$ , %
контурная . . . . .	16—25
петлевая . . . . .	18—22
прямоточно-клапанная . . . . .	8—13
прямоточно-щелевая . . . . .	12—20

Проверку действительного объема пространства сжатия  $V_c$  производят посредством заливки камеры сжатия маслом (при установке поршня в в. м. т.).

Отклонения от заданного объема  $V_c$  компенсируются компрессионными прокладками (в нижней головке шатуна), позволяющими регулировать высоту камеры сжатия.

Нужный объем  $V_c$  в ВОД следует обеспечить соответствующей точностью изготовления деталей остова и движения.

**Параметры в конце процесса сжатия.** В соответствии с принятым в расчетах политропным процессом сжатия с постоянным средним показателем политропы  $n_1 = \text{const}$  давление в конце процесса сжатия  $p_c$  определяют из уравнения политропы

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1},$$

откуда

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad \text{или} \quad p_c = p_a \varepsilon \frac{T_c}{T_a}. \quad (13.15)$$

Температуру в конце процесса сжатия  $T_c$  находят из выражения

$$T_c V_c^{n_1-1} = T_a V_a^{n_1-1},$$

откуда

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad \text{или} \quad T_c = \frac{p_c T_a}{p_a \varepsilon}.$$

Следовательно, конечные параметры процесса сжатия  $p_c$  и  $T_c$  возрастают с повышением  $p_a$  (или  $T_a$ ),  $\varepsilon$  и  $n_1$ .

Значения  $p_c$  и  $T_c$  изменяются в следующих пределах:

Дизели	$p_c$ , кгс/см <sup>2</sup>	$T_c$ , К
Без наддува . . . . .	35—50	800—900
С наддувом . . . . .	50—100	900—1100

Влияние давления наддува  $p_h$  и  $\varepsilon$  на конечные параметры процесса сжатия  $p_c$  и  $T_c$  показано на рис. 13.13, а, б.

При отсутствии опытных данных для оценки показателя политропы сжатия  $n_1$  можно исходить из среднего показателя адиабаты процесса

сжатия  $k_1$ , определяемого по предложенной Е. К. Мазингом формуле, исходящей из баланса теплоты при сжатии,

$$k_1 - 1 = \frac{1,986}{a_{Vc} + b_c T_a (1 + e^{k_1 - 1})}, \quad (13.16)$$

где  $a_{Vc}$  и  $b_c$  — коэффициенты средней, мольной теплоемкости рабочей смеси воздуха с остаточными газами.

Показатель  $k_1$  можно определить методом последовательных приближений или из графика на рис. 13.14.

**Работа сжатия.** Абсолютная работа на линии сжатия  $Q_1$ , ккал/кг,

$$Q_1 = AL_{ac} = AV_{sp1} = A \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} V_a p_1, \quad (13.17)$$

где  $p_1$  — среднее давление за процесс сжатия (рис. 13.15).

Подставив  $V_a = \frac{848L(1 + \gamma_r) T_a}{p_a}$ , найдем

$$Q_1 = 1,986 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{L(1 + \gamma_r) T_a}{p_a} p_1. \quad (13.18)$$

Если ввести в формулу (13.18) коэффициент наполнения  $\eta_n$ , то получим выражение для абсолютной работы сжатия

$$Q_1 = 1,986 \frac{L T_a}{\eta_n p_0} p_1 \text{ ккал/кг}, \quad (13.18a)$$

где  $p_1$  можно определить планиметрированием площади, заключенной между кривой политропы сжатия и осью абсцисс.

**Выбор степени сжатия.** У судовых дизелей  $\varepsilon$  зависит от типа двигателя, его быстроходности, способа смесеобразования, отсутствия (или наличия) наддува, конструктивных особенностей, условий эксплуатации и др. Значения  $\varepsilon$  для дизелей с неразделенными камерами сгорания приведены ниже.

Дизели	$c_m$ , м/с	$\varepsilon$
малооборотные . . . . .	4,5—7	11—13
среднеоборотные . . . . .	6—9	13—14
высокооборотные . . . . .	8—12	15—16

В ВОД с разделенными камерами сгорания  $\varepsilon = 16 \div 18$ .

Нижний предел  $\varepsilon$  выбирают из условия надежности самовоспламенения топлива, что достигается при  $(T_0)_{\min} > T_v + \Delta T \approx 550 + (150 + 250) = 700 + 800 \text{ К}$ , где  $T_v \approx 550 \text{ К}$  — средняя температура воспламенения;  $\Delta T$  — дополнительная разность температур, увеличивающая надежность осуществления самовоспламенения.

При пуске дизеля (холодного) уменьшается температура стенок, снижается  $n_1$  до 1,25—1,20 и увеличивается пропуск газов через поршневые кольца. Поэтому конечные параметры процесса сжатия при пуске ( $p_c$ )<sub>п</sub> и ( $T_c$ )<sub>п</sub> имеют более низкие значения, чем на номинальном режиме. По опытным данным, пуск холодного дизеля обеспечивается при  $c_m \approx 1,0 \div 1,5 \text{ м/с}$ .

При наддуве давление  $p_c$  растет примерно пропорционально  $p_k$ , поэтому желательно по возможности снижать  $\varepsilon$ . Однако при пуске дизелей

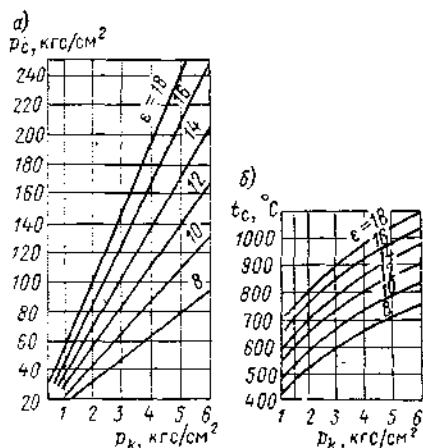


Рис. 13.13. Влияние  $p_k$  и  $\varepsilon$  на давление  $p_c$  и температуру  $t_c$ .

с наддувом ТК не обеспечивает повышенного давления (из-за низких  $n_{\text{пуск}}$ ); исходя из этого, не рекомендуется выбирать  $\varepsilon$  ниже 11—12.

Повышение степени сжатия оказывает существенное влияние на рост термического к. п. д. только до  $\varepsilon \leq 13 \div 14$ . Поэтому более высокие значения  $\varepsilon$  (примерно 15—18) применяют для предкамерных и вихрекамерных дизелей при высокой частоте вращения (у малолитражных двигателей), для облегчения пуска и надежной работы при малой  $n$  и др.

Увеличение  $\varepsilon$  свыше 18—20 приводит к высоким  $p_c$ , снижению механического к. п. д. и утяжелению конструкции. Подобные явления не на-

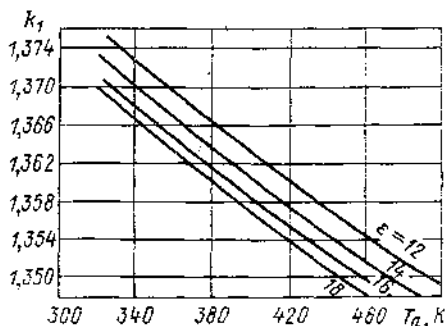


Рис. 13.14. График  $k_1 = f(\varepsilon, T_a)$ .

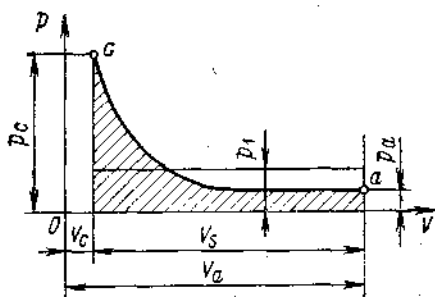


Рис. 13.15. Определение среднего давления во время процесса сжатия.

блюдаются в некоторых типах малолитражных вспомогательных дизелей (например, Ланова) с разделенными камерами сгорания, имеющих небольшую добавочную камеру, отключаемую при пуске для получения  $\varepsilon \approx 22 \div 25$  и включаемую при переходе на нормальную работу ( $\varepsilon \approx 16 \div 18$ ).

Необходимо отметить, что в связи с повышением  $p_k$  при переходе на высокие степени наддува были сделаны попытки осуществить цикл с переменной степенью сжатия (от 12 до 8) для снижения  $p_2$  на номинальной нагрузке. Однако предложенные конструкции не получили распространения вследствие снижения эффективного к. п. д. при полной нагрузке ( $\varepsilon = 8$ ), а также из-за усложнения конструкции поршня, осуществляющего изменение объема камеры сгорания<sup>1</sup> (во время работы двигателя).

## Глава 14

### ТЕРМОХИМИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

#### 14.1. КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ СГОРАНИЯ

Основным процессом, происходящим в цилиндре дизеля, является горение жидкого распыленного топлива, впрыскиваемого в цилиндр.

Для определения количества воздуха и продуктов сгорания необходимо иметь данные по составу топлива, а также значения коэффициентов остаточных газов  $\gamma_r$  и избытка воздуха для сгорания  $\alpha$ .

<sup>1</sup> Подробнее о возможности осуществления работы ДВС при сниженной  $\varepsilon$  (до 8—8,5) см. в гл. 21.

Элементарный массовый состав 1 кг топлива



где массовые доли топлива обозначены знаками соответствующих элементов.

Процесс сгорания топлива состоит в окислении его составных частей (с выделением теплоты).

При определении теоретически необходимого количества воздуха  $L_0$  для сгорания 1 кг топлива исходят из стехиометрических соотношений, т. е. из уравнений реакций сгорания составных элементов топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right), \quad (14.1)$$

где 0,21 — объемное, мольное содержание  $O_2$  в воздухе;

$O/32$  — количество кмоль  $O$ , содержащихся в топливе.

То же количество воздуха, выраженное в килограммах на 1 кг топлива,

$$L'_0 = L_0 \mu_v = 28,97 L_0, \quad (14.2)$$

где  $\mu_v$  — молекулярная масса воздуха.

Для дизельного топлива среднего состава ( $C = 0,87$ ,  $H = 0,126$ ,  $O = 0,004$ ) получим  $L_0 = 0,495$  кмоль/кг и  $L'_0 = 14,3$  кг/кг.

Введя в формулу (14.1) для  $L_0$  характеристику топлива

$$\beta_r = \frac{3 \cdot 0,79}{C} \left( H + \frac{S - O}{8} \right), \quad (14.3)$$

получим

$$L_0 = \frac{C}{0,21 \cdot 12} \left[ 1 + \frac{3}{C} \left( H + \frac{S - O}{8} \right) \right] \approx 0,504 C (0,79 + \beta_r);$$

для дизельных топлив  $\beta_r \approx 0,33 + 0,42$ .

Действительное количество воздуха  $L$ , вводимого в цилиндр дизеля, на 1 кг топлива должно быть больше теоретического  $L_0$  вследствие невозможности получения совершенной смеси топлива с кислородом воздуха. В связи с этим вводят в цилиндр избыточное количество воздуха, которое определяется так называемым *коэффициентом избытка воздуха*  $\alpha$  при сгорании топлива

$$\alpha = \frac{L}{L_0}, \quad (14.4)$$

откуда  $L = \alpha L_0$ ; следовательно,

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right). \quad (14.5)$$

Полное сгорание топлива, при котором все его горючие части превращаются в конечные продукты окисления, можно получить только при  $\alpha > 1$ . Полное сгорание при отсутствии  $O_2$  в продуктах сгорания (т. е. при  $\alpha = 1,0$ ) называется *совершенным сгоранием*. Согласно опытным данным  $\alpha$  у дизелей (с наддувом) на номинальном режиме изменяется в следующих пределах: 1,8—2,2 у малооборотных (МОД), 1,6—2,0 у среднеоборотных (СОД) и 1,5—1,8 у высокооборотных (ВОД).

Коэффициент  $\alpha$  можно определить экспериментально у четырехтактных дизелей (без продувки камеры сгорания) непосредственно из анализа выпускных газов по формуле

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 O_2 / N_2},$$

действительной только для полного сгорания топлива.

## 14.2. КОЛИЧЕСТВО И СОСТАВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Общее количество продуктов полного сгорания 1 кг топлива  $M$  (при  $\alpha > 1,0$ )

$$M = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + (\alpha - 0,21) L_0. \quad (14.6)$$

Количество сухих газов (после конденсации водяных паров)

$$M_{c.r} = \frac{C}{12} + \frac{S}{32} + (\alpha - 0,21) L_0.$$

Обозначив через  $M_{\alpha=1}$  количество продуктов сгорания 1 кг топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ( $\alpha = 1,0$ ), получим

$$M_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} + 0,79L_0 \quad (14.7)$$

или

$$M = M_{\alpha=1} + (\alpha - 1) L_0. \quad (14.8)$$

Следовательно, продукты сгорания  $M$  1 кг топлива данного состава при  $\alpha > 1,0$  представляют собой смесь так называемых «чистых» продуктов сгорания  $M_{\alpha=1}$  (при  $\alpha = 1,0$ ) с избыточным количеством воздуха, равным  $(\alpha - 1) L_0$ .

Приращение объема  $\Delta M$  при сгорании жидкого топлива происходит вследствие увеличения количества молекул газообразных продуктов сгорания и определяется как разность

$$\Delta M = M - L = M - \alpha L_0$$

или

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = \frac{8H + O}{32}, \quad (14.9)$$

следовательно, приращение объема при сгорании определяется содержанием в топливе  $H$  и  $O$  и не зависит от величины  $\alpha$ .

Критерием оценки приращения количества кмоль при сгорании является теоретический (химический) коэффициент молекулярного изменения  $\beta_0 = M/L$ . Используя выражение для  $\Delta M$ , можно записать

$$\beta_0 = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha L_0} = 1 + \frac{8H + O}{32\alpha L_0}. \quad (14.10)$$

Например, для топлива среднего массового состава ( $C = 0,87$ ;  $H = 0,126$  и  $O = 0,004$ )

$$\beta_0 = 1 + \frac{0,0639}{\alpha}.$$

Расчетный, действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = \frac{M + M_r}{L + M_r} = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}; \quad (14.11)$$

в нем учитываются, помимо воздуха и продуктов сгорания, также остаточные газы:  $\beta \approx 1,03 \div 1,04$ .

Текущее значение  $\beta_x$ , если количество кмоль продуктов сгорания в текущий момент  $M_x = L + \Delta M_x$ , равно

$$\beta_x = \frac{L + \Delta M_x + M_r}{L + M_r} = 1 + \frac{\Delta M/L}{1 + \gamma_r} x.$$

Подставив  $\Delta M/L = \beta_0 - 1$ , найдем окончательно

$$\beta_x = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x; \quad (14.12)$$

следовательно, в процессе сжатия  $x = 0$ ,  $\beta_x = 1,0$ , в процессе расширения по окончании процесса сгорания  $x = 1$ ,  $\beta_x = \beta$ .

Сгорание топлива, при котором часть его составляющих превращается в продукты неполного окисления, называется *неполным*. Причиной неполного сгорания топлива является несовершенное смесеобразование (при  $\alpha < 1$ ), при котором образуется местный недостаток  $O_2$ . Обычно у дизелей неполнота сгорания выражается в основном только в форме  $CO$  и  $C$  (сажи); в связи с этим Е. К. Мазинг предложил производить оценку неполного сгорания у дизелей только по количеству сажи в продуктах сгорания.

Содержание углекислого газа  $CO_2$  в сухих продуктах неполного сгорания топлива

$$CO_2^c = \frac{C/12(1 - \varphi_c)}{M^c}.$$

При полном сгорании

$$(CO_2^c)_{\text{полн}} = \frac{C/12}{M^c},$$

следовательно,

$$\varphi_c = 1 - \frac{CO_2^c}{(CO_2^c)_{\text{полн}}}.$$

Введя так называемое контрольное уравнение

$$CO_2^c + O_2^c = 0,21 - \beta_r (CO_2^c)_{\text{полн}},$$

найдем долю несгоревшего углерода  $\varphi_c$  из результатов анализа продуктов сгорания (при известной характеристике топлива  $\beta_r$ )

$$\varphi_c = 1 - \frac{\beta_r CO_2^c}{0,21 - (CO_2^c + O_2^c)}. \quad (14.13)$$

Значение  $\varphi_c$  при нагрузках, близких к номинальным, обычно не превосходит 0,01, однако при ухудшении смесеобразования возрастает, особенно при перегрузках, малых нагрузках и холостых ходах.

### 14.3. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Теплоемкость газов зависит от температуры и состава рабочей смеси. В расчетах рабочего цикла обычно пользуются средними молярными теплоемкостями — изохорными ( $\bar{c}_v$ ) и изобарными ( $\bar{c}_p$ ); разность между ними есть величина постоянная и равная для одного моля  $\bar{c}_p - \bar{c}_v = 1,986$  ккал/(моль  $\cdot$   $^{\circ}C$ ).

Значения средних молярных теплоемкостей сухого воздуха и различных компонентов, входящих в продукты сгорания, при температуре от 0 до  $2500^{\circ}C$  (с интервалами через каждые  $100^{\circ}$ ) приведены в таблице.

При сжигании топлива среднего элементарного состава ( $C = 0,87$ ;  $H = 0,126$ ;  $O = 0,004$ ) можно условно рассматривать продукты сгорания (при  $\alpha > 1$ ) как смесь двух составляющих — избыточного воздуха  $L_0(1 - \alpha)$  и «чистых» продуктов сгорания  $M_{\alpha=1}$ . Для топлива среднего состава общее количество продуктов сгорания при  $\alpha = 1$

$$M_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79L_0 \approx 0,5265 \text{ кг} \cdot \text{моль/кг}.$$

Средняя молярная изобарная теплоемкость компонентов продуктов сгорания

$t, ^\circ\text{C}$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$	$\text{CO}_2$	$\text{H}_2\text{O}$	$\text{CO}$	Сухой воздух $\bar{c}_p$	Чистые продукты сгорания при $\alpha = 1,0$ $\bar{c}_p$
0	6,992	6,954	8,565	8,001	6,956	6,994	7,284
100	7,055	6,961	9,103	8,059	7,969	6,963	7,370
200	7,149	6,981	9,568	8,149	6,999	6,998	7,461
300	7,261	7,018	9,973	8,258	7,050	7,051	7,556
400	7,375	7,070	10,330	8,381	7,115	7,115	7,657
500	7,484	7,133	10,646	8,510	7,189	7,183	7,764
600	7,586	7,201	10,928	8,695	7,267	7,262	7,869
700	7,679	7,273	11,181	8,787	7,345	7,338	7,973
800	7,763	7,344	11,408	8,931	7,421	7,411	8,073
900	7,840	7,413	11,612	9,078	7,494	7,481	8,171
1000	7,910	7,479	11,797	9,224	7,563	7,547	8,261
1100	7,974	7,542	11,966	9,369	7,628	7,610	8,349
1200	8,033	7,602	12,119	9,512	7,689	7,669	8,431
1300	8,088	7,659	12,258	9,651	7,745	7,725	8,508
1400	8,139	7,713	12,386	9,787	7,799	7,778	8,582
1500	8,188	7,763	12,503	9,918	7,848	7,828	8,651
1600	8,234	7,810	12,611	10,045	7,894	7,874	8,715
1700	8,278	7,854	12,711	10,169	7,937	7,918	8,775
1800	8,320	7,895	12,803	10,287	7,978	7,958	8,832
1900	8,361	7,934	12,888	10,399	8,016	7,997	8,887
2000	8,400	7,971	12,967	10,508	8,051	8,035	8,938
2100	8,438	8,006	13,040	10,613	8,085	8,070	8,986
2200	8,475	8,039	13,108	10,713	8,116	8,103	9,031
2300	8,511	8,070	13,171	10,809	8,146	8,135	9,075
2400	8,547	8,099	13,230	10,902	8,174	8,165	9,100
2500	8,581	8,126	13,284	10,991	8,201	8,194	9,153

Результаты подсчета средних молярных теплоемкостей «чистых» продуктов сгорания приведены также в таблице. Если аппроксимировать действительный характер изменения средней теплоемкости приближенной линейной зависимостью вида  $c_p = a + bt$  (с погрешностью менее 1%), то расчеты можно значительно упростить.

Для средней молярной теплоемкости сухого воздуха в интервале температур от 0 до  $T$  (после пересчетов на абсолютную шкалу температур)

$$\bar{c}_p' = 4,60 + 0,0006 T; \quad (14.14)$$

$$\bar{c}_p'' = 6,59 + 0,0006 T \quad (14.15)$$

и для «чистых» продуктов сгорания

$$\bar{c}_p' = 4,89 + 0,00086 T; \quad (14.16)$$

$$\bar{c}_p'' = 6,88 + 0,00086 T. \quad (14.17)$$



Наибольшая погрешность при этом составляет: для воздуха около 0,7% и для «чистых» продуктов сгорания 0,9%.

В результате сгорания при  $\alpha > 1$  в цилиндре образуется газовая смесь, состоящая из «чистых» продуктов сгорания и воздуха.

Определим теплоемкость смеси для произвольного момента сгорания, когда доля сгоревшего топлива равна  $x$ . Так как количество остаточных газов в цилиндре невелико, можно принять, что они состоят из  $M_r/\alpha$  чистых продуктов сгорания и  $M_r \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)$  свежего воздуха. Тогда в произвольный момент сгорания общее количество «чистых» продуктов сгорания на 1 кг сжигаемого топлива будет равно

$$xL_0 + \Delta Mx + \frac{M_r}{\alpha} = L_0 \left[ \left(1 + \frac{\Delta M}{L_0}\right)x + \gamma_r \right]. \quad (14.18)$$

Для топлива принятого среднего состава  $\frac{\Delta M}{L_0} = \frac{0,0316}{0,495} \approx 0,064$ , следовательно, количество «чистых» продуктов сгорания в рассматриваемый момент равно  $L_0 (1,064x + \gamma_r)$ , а количество свежего воздуха в цилиндре в тот же момент

$$\alpha L_0 - L_0x + M_r - \frac{M_r}{\alpha} = L_0 [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)]. \quad (14.19)$$

Таким образом, средняя молярная изохорная теплоемкость смеси воздуха и продуктов сгорания в рассматриваемый момент для принятого среднего состава топлива согласно правилу смешения для газов будет равна

$$\bar{c}_{v\text{см}}'' = \frac{(1,064x + \gamma_r) \bar{c}_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)] \bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x}; \quad (14.20)$$

для процесса сжатия ( $x = 0$ )

$$\bar{c}_{v\text{с}}'' = \frac{\gamma_r \bar{c}_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)} = a_{v\text{с}} + b_{v\text{с}}T; \quad (14.21)$$

в конце видимого процесса сгорания (точка  $z$ )

$$\bar{c}_{vz}'' = \frac{(1,064x_z + \gamma_r) \bar{c}_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x_z} = a_{vz} + b_{vz}T; \quad (14.22)$$

в конце процесса сгорания ( $x = 1$ , точка  $b$ )

$$\bar{c}_{vb}'' = \frac{(1,064 + \gamma_r) \bar{c}_v'' + (1 + \gamma_r)(\alpha - 1) \bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064} = a_{vb} + b_{vb}T. \quad (14.23)$$

Средняя молярная изобарная теплоемкость ( $p = \text{const}$ )

$$\bar{c}_p'' = \bar{c}_v'' + 1,986.$$

Средняя молярная изохорная теплоемкость смеси продуктов сгорания для заданного состава топлива

$$\bar{c}_{v\text{см}}'' = \frac{(kx + \gamma_r) \bar{c}_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)] \bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + (k - 1)x}, \quad (14.24)$$

где  $k = 1 + \Delta M/L_0$ .

## ТЕРМОДИНАМИКА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ, ДИНАМИКА ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ ПРИ СГОРАНИИ

### 15.1. ФАЗЫ ПРОТЕКАНИЯ ПРОЦЕССОВ

Анализ характера изменения давления в цилиндре по углу п. к. в.  $p = f(\varphi)$  дает возможность условно подразделять процессы воспламенения и сгорания топлива на четыре фазы (рис. 15.1).

**Фаза I** соответствует началу поступления топлива в цилиндр (точка *b*) до момента отрыва кривой давления  $p = f(\varphi)$  от политропы сжатия в точке *c*, условно принимаемой за начало воспламенения.

За эту фазу, называемую *периодом задержки воспламенения*  $\varphi_i$ , происходят процессы физико-химической подготовки топлива к самовоспламенению (предпламенные реакции), однако какого-либо повышения давления (над политропой сжатия) не наблюдается вследствие ничтожно малой скорости выделения тепла ( $\frac{dq}{d\varphi} \rightarrow 0$ ).

Продолжительность фазы I

$$\tau_i = \frac{\varphi_i}{6n} \text{ с,}$$

где  $n$  — частота вращения, об/мин.

Продолжительность фазы I составляет от  $1 \cdot 10^{-3}$  до  $5 \cdot 10^{-3}$  с.

В период задержки воспламенения в цилиндр впрыскивается от 30 до 60% цикловой подачи топлива (в форсированных ВОД иногда до 80—90%), которое испаряется и образует начальные очаги воспламенения.

Продолжительность фазы I оказывает значительное влияние на характер протекания всего последующего процесса сгорания.

**Фаза II** соответствует периоду воспламенения и сгорания топлива (*сг*), сопровождающемуся интенсивным выделением теплоты ( $\frac{dq}{d\varphi} \rightarrow \max$ ) и резким нарастанием давления при продолжающемся впрыске топлива и увеличении его концентрации в рабочей смеси (период быстрого сгорания).

Начало фазы II совпадает примерно с точкой *c*, а за конец фазы условно принимают момент достижения наибольшего давления сгорания  $p_z$  в цилиндре. Фаза II характеризуется взрывообразным воспламенением и сгоранием топлива, впрыснутого в цилиндр за фазу I, а также частично поступившего за фазу II.

Основным показателем интенсивности процесса сгорания в течение фазы II является скорость нарастания давления сгорания по углу п. к. в.

$$\omega = \frac{dp}{d\varphi}.$$

Средняя скорость нарастания давления за фазу II

$$\omega_{\text{ср}} = \left( \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} \right)_{\text{ср}} = \frac{p_z - p_c}{\varphi_z - \varphi_c},$$

где индексы *c* и *z* соответствуют началу и концу фазы II.

Плавность протекания процесса сгорания определяется в основном скоростью нарастания давления. Согласно опытным данным при  $\omega_{\text{ср}}$  за фазу II от 2 до 6 кгс/(см<sup>2</sup>·° п. к. в.) обеспечивается мягкая и спокойная работа двигателя, и наоборот, эксплуатация форсированных ВОД при

$\omega_{\text{ср}} = 8 \div 12 \text{ кгс/см}^2 \cdot ^\circ \text{п. к. в.}$ ) приводит к повышенной динамической нагрузке, вызывающей вибрацию, стук и шум.

Основным фактором, влияющим на  $\omega_{\text{ср}}$ , является продолжительность фазы I, от которой зависит количество топлива, поданного в цилиндр за период  $\varphi_i$ . Чем большее количество топлива охватывается одновременно пламенем по всему объему камеры сгорания, тем резче происходит нарастание давления при сгорании. Среди других факторов, оказывающих влия-

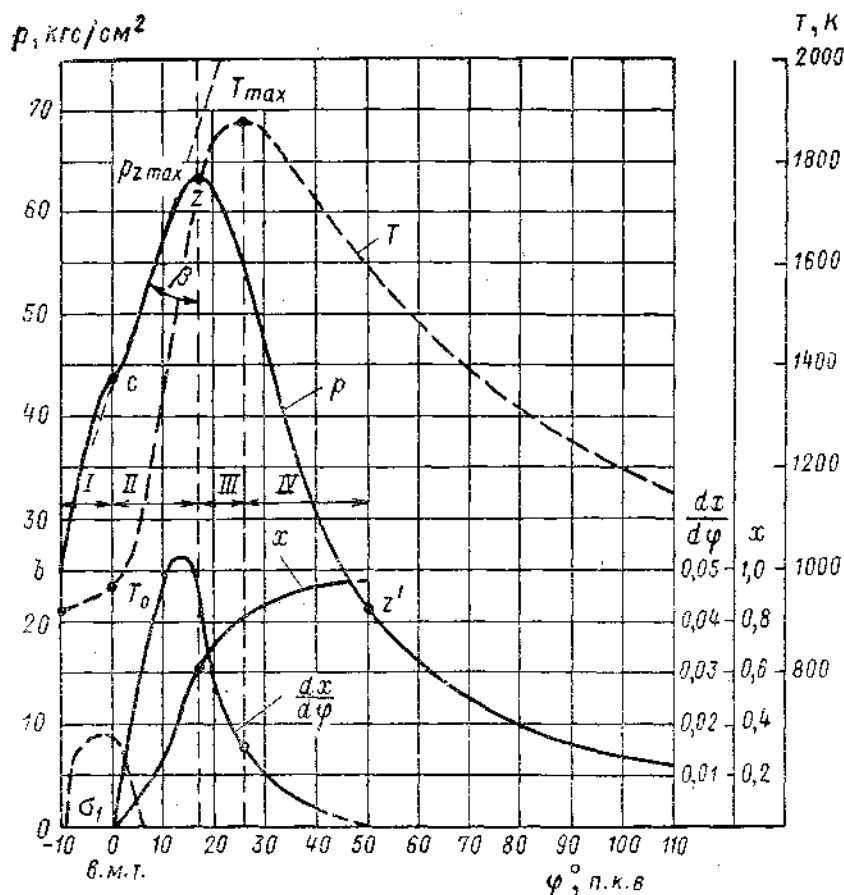


Рис. 15.1. Фазы протекания процессов воспламенения и сгорания (дизель типа ДКРН 75/160).

ние на характер протекания фазы II, следует отметить скорость впрыска топлива, особенности процесса смесеобразования и вихревое движение воздуха.

Фаза III, соответствующая периоду от момента достижения максимального давления  $p_{z \text{ max}}$  до момента получения наибольшей температуры цикла  $T_{\text{max}}$ , характеризуется наиболее интенсивным протеканием процесса сгорания по всему объему камеры сгорания (КС) при наибольшей скорости выделения теплоты:

$$(dq/d\varphi)_{\text{max}} = \text{const.}$$

В течение фазы III обычно заканчивается поступление топлива в цилиндр, сгорание топлива, поступившего во время фазы II и частично поданного за фазу III.

Задержка воспламенения топлива, поступающего за фазу *III*, значительно сокращается благодаря высоким давлению и температуре в КС.

Высокая эффективность сгорания топлива в фазе *III* достигается за счет протекания процессов при положении поршня около в. м. т. (т. е. при наибольших  $p$  и  $t$ ), хорошо организованного смесеобразования, обеспечения (для данного типа дизеля) необходимого значения  $\alpha$ , относительно небольших потерь теплоты в воду, охлаждающую КС.

Фаза *IV* соответствует завершению замедленного сгорания топлива, не успевшего полностью сгореть в течение фазы *III*, или догоранию топлива на линии расширения при непрерывно понижающихся давлении и температуре в цилиндре.

Догорание характеризуется отсутствием поступления топлива, уменьшением тепловыделения ( $dq/d\phi \rightarrow 0$ ) и скорости сгорания, а также возрастанием количества конечных продуктов сгорания. За окончание действительного процесса сгорания (при расчетах) обычно принимают момент, когда количество выделившейся теплоты составляет 96—98% полного (точка  $z'$ ).

Период догорания в тихоходных дизелях короче, а в быстроходных — длиннее. Момент окончания сгорания топлива можно определить из анализа процесса тепловыделения на линии расширения. В высокофорсированных дизелях на режиме полной нагрузки (и перегрузки) догорание иногда продолжается до момента начала открытия газовыпускных органов.

Сокращение периода догорания достигается за счет активизации процессов смесеобразования и сгорания посредством организованного завихрения рабочей смеси.

В заключение рассмотрения протекания отдельных фаз процесса сгорания — расширения следует еще раз подчеркнуть, что основными факторами, оказывающими наибольшее влияние на эффективность процесса сгорания являются: продолжительность периода воспламенения топлива (фаза *I*); осуществление фазы *III* при положении поршня около в. м. т., т. е. при максимальных значениях  $p$  и  $t$ ; интенсификация процесса смесеобразования за фазу *IV*.

Более полную характеристику процесса сгорания в дизелях можно получить при совместном анализе топливopодачи, тепловыделения и относительной скорости сгорания топлива.

## 15.2. КОЭФФИЦИЕНТЫ ВЫДЕЛЕНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ

При термодинамическом рассмотрении процесса сгорания со смешанным подводом теплоты кривую изменения давления  $p = f(V)$  условно заменяют изохорой  $su$  и изобарой  $yz$  (рис. 15.2). Участок процесса сгорания от точки  $s$  (условное начало сгорания) до точки  $z$  (условный конец сгорания) называется *периодом видимого сгорания*  $суz$  топлива.

Теплота, выделяющаяся при сгорании, используется для повышения внутренней энергии рабочего тела, а также для совершения работы. Сгорание топлива сопровождается неизбежными потерями теплоты на неполноту сгорания, диссоциацию продуктов сгорания, отдачу части выделенной теплоты охлаждаемым стенкам цилиндра.

Неполнота сгорания  $Q_{н.с.}$  обусловлена следующими факторами: во-первых, часть поданного топлива не успевает сгореть на участке  $суz$ , и во-вторых, газы содержат некоторое количество продуктов неполного сгорания топлива. В обоих случаях на кривой расширения наблюдается до-

горание топлива; следовательно, величина неполноты сгорания до точки  $z$  не предопределяет общую неполноту сгорания за весь цикл (до точки  $z'$ ).

Диссоциация продуктов сгорания, т. е. расщепление молекул некоторых соединений, сопровождающееся поглощением теплоты и понижением температуры конца сгорания, наблюдается только при высокой температуре.

Теплота, затраченная на диссоциацию, не является полностью потерянной, так как при снижении температуры на кривой расширения может происходить восстановление распавшихся молекул.

Показателем количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, является коэффициент выделения теплоты (рис. 15.3)

$$\chi = \frac{Q_H - (Q_{в.с} + Q_{дис})}{Q_H} \quad (15.1)$$

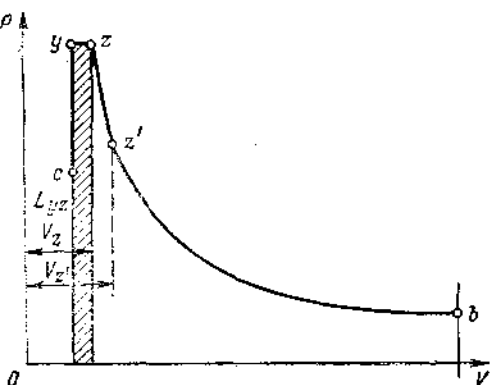


Рис. 15.2. Процессы сгорания и расширения.

где  $Q_H$  — низшая теплота сгорания.

Коэффициент  $\chi$  зависит от совершенства процесса сгорания и возрастает от  $\chi = 0$  (в точке начала выделения теплоты) до  $\chi = 1,0$  (в конце процесса сгорания топлива  $z'$  на кривой расширения).

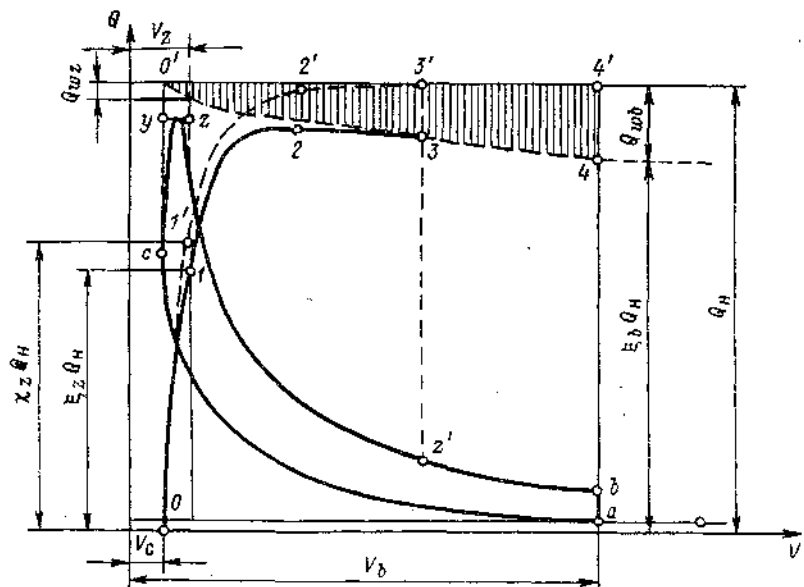


Рис. 15.3. Характеристики коэффициентов выделения и использования теплоты.

Потерей теплоты на диссоциацию  $Q_{дис}$  обычно пренебрегают, так как в дизелях наибольшая температура сгорания обычно не превышает 2000 К, при которой величина диссоциации ничтожно мала (менее 2%).

За время процесса сгорание — расширение происходит потеря теплоты в охлаждающую воду  $Q_{ох}$ . На рис. 15.3 эти потери условно показаны ординатами  $2'-2$ ;  $3'-3$ ;  $4'-4$ .

Долю теплоты сгорания топлива  $Q_H$ , которую можно использовать для повышения внутренней энергии рабочего тела и совершения механической работы, оценивают коэффициентом использования теплоты

$$\xi = \chi - \frac{Q_w}{Q_H}, \quad (15.2)$$

который учитывает все потери теплоты за процесс сгорания — расширение. Из выражения (15.2) вытекает, что для произвольной точки процесса сгорания — расширение

$$\xi Q_H = \chi Q_H - Q_w,$$

для конца видимого сгорания (точка  $z$ )

$$\xi_z Q_H = \chi_z Q_H - Q_{wz},$$

для конца процесса расширения (точка  $b$ )

$$\xi_b Q_H = \chi_b Q_H - Q_{wb}.$$

Коэффициент использования теплоты  $\xi$  на протяжении хода поршня является переменной величиной, зависящей от характера изменения  $\chi$  и  $Q_w$ . Коэффициент  $\xi$  достигает своего максимального значения  $\xi_{\max}$  в тот момент процесса расширения

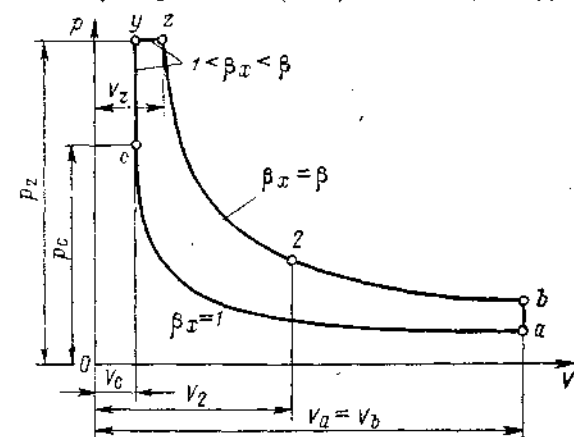


Рис. 15.4. Взаимосвязи параметров на линиях сжатия и расширения.

ния, когда количество выделяющейся теплоты от догорания топлива полностью компенсируется теплоотдачей в стенки (точка 2).

При дальнейшем расширении газов отдача теплоты превышает количество теплоты, выделяемой при догорании топлива, в связи с чем коэффициент  $\xi$  уменьшается.

Предположив, что процесс догорания заканчивается к моменту выделения всей теплоты топлива (точка  $z'$ ), на участке 3—4 получим отдачу теплоты в воду. В отдельных случаях при несовершенном сгорании топлива догорание может продлиться до конца процесса расширения (до точки  $b$ ), т. е. до момента открытия выпускных органов.

Опытные значения  $\xi$ , рекомендуемые при расчете рабочего цикла дизелей, приведены ниже.

Дизели	$\xi_z$	$\xi_b$
тихоходные . . .	0,75—0,85	0,86—0,92
быстроходные . . .	0,70—0,80	0,85—0,90

Наибольшие значения  $\xi_{\max} = 0,88 \div 0,95$ .

Более низкие значения  $\xi_z$  указывают на замедленный процесс выделения теплоты за фазу I сгорания и повышенную теплоотдачу за период видимого сгорания топлива (до точки  $z$ ).

Принимая количество газов в процессах сжатия и расширения постоянными (но не равными) и пренебрегая утечкой газов через неплотности, на базе характеристического уравнения  $pV = 848MT$  можно установить основные взаимосвязи между параметрами процессов сжатия и расширения (рис. 15.4).

Количество воздуха  $M_1$ , кмоль, в процессе сжатия

$$M_1 = L(1 + \gamma_r).$$

В произвольной точке  $x$  процесса сгорания — расширения

$$M_x = L(1 + \gamma_r) \beta_x,$$

где  $\beta_x$  — действительный коэффициент молекулярного изменения для точки  $x$ .

Следовательно, характеристические уравнения для произвольных точек индикаторной диаграммы, например точек  $a$  и  $z$ , запишутся следующим образом:

$$p_a V_a = L(1 + \gamma_r) 848 T_a;$$

$$pV = L(1 + \gamma_r) 848 T \beta_x.$$

Произведя деление второго уравнения на первое, найдем

$$\frac{pV}{p_a V_a} = \beta_x \frac{T}{T_a}.$$

Обозначив текущую степень сжатия через  $\varepsilon_x = \frac{V}{V_c}$  и заменив  $V_a = \varepsilon V_c$ , получим выражение

$$p = \frac{\varepsilon p_a}{T_a} \beta_x \frac{T}{\varepsilon_x}, \quad (15.3)$$

устанавливающее связь между параметрами начальной точки  $a$  и любой другой точкой индикаторной диаграммы.

В точке  $z$  для цикла со смешанным подводом теплоты

$$\beta_x = \beta_z \text{ и } \varepsilon_x = \frac{V_z}{V_c} = \rho,$$

следовательно,

$$p_z = p_a \beta_z \frac{\varepsilon}{\rho} \frac{T_z}{T_a}. \quad (15.4)$$

В точке  $b$  диаграммы  $\varepsilon_x = \varepsilon$  и  $\beta_x = \beta$ , следовательно,

$$p_b = p_a \varepsilon \frac{T_c}{T_a}. \quad (15.5)$$

В точке  $c$  диаграммы  $\varepsilon_x = 1$  и  $\beta_x = 1$ , следовательно,

$$p_c = p_a \varepsilon \frac{T_c}{T_a}. \quad (15.6)$$

Подставив в формулу (15.3) в соответствии с уравнением (15.6)  $\frac{\varepsilon p_a}{T_a} = \frac{p_c}{T_c}$ , получим общее уравнение взаимосвязи параметров процессов сжатия и сгорания — расширения

$$\frac{p}{p_c} = \beta_x \frac{T}{T_c \varepsilon_x}.$$

Для цикла со смешанным подводом теплоты при  $\beta_x = \beta_z$ ,  $\varepsilon_x = \frac{V_z}{V_c} = \rho$ ,  $p = p_z$  и  $T = T_z$

$$\frac{p_z}{p_c} = \frac{\beta_z T_z}{\rho T_c} \text{ или } \lambda \rho = \beta_z \frac{T_z}{T_c}. \quad (15.7)$$

Полученное выражение используется в дальнейшем при определении температуры  $T_z$  и параметров отдельных участков рабочего цикла.

Из формулы (15.7) следует также, что степень повышения давления

$$\lambda = \frac{\beta_z}{\rho} \frac{T_z}{T_c}.$$

### 15.3. УРАВНЕНИЕ СГОРАНИЯ ЦИКЛА СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Применительно к циклу со смешанным подводом теплоты в соответствии с первым законом термодинамики теплота, образующаяся при сгорании 1 кг топлива, расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела (на участке *суз* индикаторной диаграммы на рис. 15.2), а также на совершение работы расширения при  $p = \text{const}$ . Если предположить, что процесс сгорания протекает сперва при  $V = \text{const}$ , а затем при  $p = \text{const}$  и заканчивается в точке *z*, и пренебречь незначительной разницей между тепловыми эффектами реакций сгорания при температурах  $T_c$  и  $T_0$ , а также между теплоемкостями остаточных газов и продуктов сгорания, то уравнение баланса теплоты для процесса сгорания, протекающего на участке *суз*, примет вид

$$\chi_z Q_n - Q_{wz} = U_z - U_c + AL_{yz} \quad (15.8)$$

или

$$\xi_z Q_n + U_c = U_z + AL_{yz},$$

где  $Q_{wz}$  — потеря теплоты в охлаждаемые стенки;

$U_c$  и  $U_z$  — внутренняя энергия соответственно воздуха и продуктов сгорания в точках *c* и *z*;

$AL_{yz}$  — работа расширения газов на участке *yz*.

Подставив в уравнение (15.8) параметры рабочего процесса, получим

$$\xi_z Q_n + L \bar{c}_v' T_c + M_r \bar{c}_v'' T_c = (M + M_r) \bar{c}_v'' T_z + AL_{yz}. \quad (15.9)$$

Работа расширения на участке *yz*

$$\begin{aligned} AL_{yz} &= AP_z (V_z - V_c) = A (P_z V_z - \lambda P_c V_c) = \\ &= A [(M + M_r) 848 T_z - \lambda (L + M) 848 T_c] \end{aligned}$$

или

$$AL_{yz} = 1,986 (M + M_r) T_z - 1,986 \lambda (L + M_r) T_c. \quad (15.10)$$

После подстановки уравнения (15.10) в выражение (15.9) получим

$$\xi_z Q_n + L \bar{c}_v' T_c + M_r \bar{c}_v'' T_c = (M + M_r) \bar{c}_v'' T_z - 1,986 \lambda (L + M_r) T_c. \quad (15.11)$$

Разделив формулу (15.11) на  $L$  и произведя замену  $M + M_r = \beta_z \times (L + M_r)$  и  $\lambda T_c = \frac{\beta_z}{\rho} T_z$ , найдем, что

$$\frac{\xi_z Q_n}{\alpha L_0} + \bar{c}_v' T_c + \gamma_r \bar{c}_v'' T_c = \beta_z (1 + \gamma_z) \bar{c}_v'' T_z - 1,986 (1 + \gamma_r) \frac{\beta_z}{\rho} T_z.$$

Следовательно, окончательное уравнение сгорания цикла со смешанным подводом теплоты примет вид

$$\frac{\xi_z Q_n}{\alpha L_0} + \bar{c}_v' T_c + \gamma_r \bar{c}_v'' T_c = \beta_z (1 + \gamma_r) T_z \left( \bar{c}_{pz}'' - \frac{1,986}{\rho} \right). \quad (15.12)$$

При малых значениях  $\gamma_r$  можно принять, что  $\bar{c}_v'' \approx \bar{c}_v'$ ; тогда уравнение сгорания в упрощенном виде можно записать

$$\frac{\xi_z Q_n}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (\bar{c}_v' + 1,986 \lambda) T_c = \beta_z \bar{c}_{pz}'' T_z. \quad (15.12a)$$

При приближении конфигурации индикаторной диаграммы цикла дизеля со смешанным подводом теплоты к диаграмме быстрого сгорания (что характерно в основном для ВОД форсированного типа) степень предвари-



тельного расширения  $\rho$  можно принять равной 1,0. В этом случае уравнение сгорания примет вид

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + \tilde{c}_v T_c + \gamma_r \tilde{c}_v'' T_c = \beta_z (1 + \gamma_r) \tilde{c}_{vz} T_z. \quad (15.13)$$

После подстановки численных значений уравнение сгорания (15.12) можно привести к квадратному уравнению относительно искомой температуры  $T_z$ :

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0 \text{ или } T_z = \frac{C}{AT_z + B}.$$

Это уравнение удобнее всего решать методом последовательных приближений, задаваясь произвольно выбранными значениями  $T_z$  (обычно достаточно двух-трех приближений).

**Оценка параметров процесса сгорания.** При расчетах рабочего цикла обычно задаются величиной  $\lambda$ , определяющей наибольшее давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c$$

и являющейся одним из главных параметров при расчетах дизелей на прочность. Зная значения  $\lambda$  и  $T_z$ , можно определить степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \frac{T_z}{T_c}. \quad (15.14)$$

Ориентировочные значения  $p_z$  и  $T_z$  при номинальной нагрузке приведены ниже.

	$p_z$ , кгс/см <sup>2</sup>	$T_z$ , К
Дизель		
малооборотный . . . . .	60—90	1700—1800
среднеоборотный . . . . .	80—140	1800—1900
высокооборотный . . . . .	100—150	1900—2000

Повышенные давления  $p_z$  в СОД и ВОД объясняются использованием высокой степени наддува ( $p_k = 2,5 \div 3,0$  кгс/см<sup>2</sup>;  $p_c = 15 \div 20$  кгс/см<sup>2</sup>), стремлением добиться наибольшей экономичности, увеличенными углами опережения впрыска, повышенными цикловыми подачами топлива и другими факторами.

Температура сгорания выше 2000 К нежелательна из-за возможной диссоциации газов; снижения  $T_z$  можно достигнуть в основном за счет уменьшения начальной температуры  $T_a$  и увеличения  $\alpha$ . Действительные значения  $T_z$ , определенные опытным путем, обычно ниже расчетных вследствие завышения  $\xi_z$  при расчетах. Рекомендованные значения  $\xi_z$  указаны на стр. 154.

На степень повышения давления  $\lambda$  влияет организация процессов смесеобразования и сгорания, быстроходность дизелей, наддув и ряд других факторов. При расчетах рекомендуется исходить из следующих значений  $\lambda$  для дизелей:

	$\lambda$
МОД . . . . .	1,2—1,35
СОД и ВОД . . . . .	1,4—1,5
С разделенными камерами . . . . .	1,2—1,4

Степень предварительного расширения  $\rho$ , зависящая от организации рабочего цикла, степени быстроходности, угла опережения подачи топлива, изменяется в пределах от 1,2 до 1,6.

В настоящее время еще не разработаны надежные физико-химические методы непосредственного расчета процесса сгорания топлива в дизеле. В связи с этим на практике для исследования текущих процессов тепловыделения используют методику анализа развернутых по времени  $p = f(\tau)$  или по углу п. к. в.  $p = f(\varphi)$  индикаторных диаграмм рабочего цикла. Специальная обработка этих диаграмм дает возможность с достаточной точностью определять количество и динамику подвода теплоты к рабочему телу и, следовательно, получать характеристики процесса сгорания топлива, которые позволяют установить взаимосвязи между параметрами рабочего цикла дизеля за период сгорания — расширения.

Типичное протекание характеристик динамики тепловыделения, выраженных в относительных долях  $x$  от всей располагаемой теплоты, вводимой за цикл  $g_{т.ц} Q_H$ , показано на рис. 15.5.

Для характеристик динамики тепловыделений и интенсивности протекающих процессов приняты следующие обозначения:

$\sigma_1 = f(\varphi)$  — впрыск топлива в цилиндр (см. рис. 15.1);

$x = f(\varphi)$  — выделение теплоты (выгорание топлива);

$x_w = f_1(\varphi)$  — потеря теплоты в охлаждающую воду;

$x_i = f_1(\varphi)$  — активное тепловыделение (полезно использованная теплота);

$d\sigma/d\varphi = f_2(\varphi)$  — интенсивность впрыска топлива в цилиндр (или так называемый закон впрыска топлива), определяемая конструктивными особенностями и параметрами топливоподающей системы, физическими свойствами топлива, системой смесеобразования и сгорания;

$dx/d\varphi = f_2(\varphi)$  — интенсивность выделения теплоты по углу п. к. в. (или так называемый закон выгорания топлива), т. е. характеристика особенностей преобразования химической энергии топлива в теплоту; поскольку  $dx/d\varphi$  невозможно получить экспериментальным путем, ее определяют из анализа и обработки развернутой индикаторной диаграммы  $p = f(\varphi)$ , которую следует снимать с работающего дизеля с максимальной возможной точностью (например, посредством электропневматического индикатора);

$dx_w/d\varphi = f_2(\varphi)$  — интенсивность потери теплоты от рабочего тела в стенки за время процесса сгорания — расширения (или притока тепла, например, в начале процесса сжатия); в отличие от процесса выгорания топлива, протекающего за относительно короткий промежуток времени процесса сгорания, теплообмен со стенками происходит в течение всего цикла;

$dx_i/d\varphi = f_2(\varphi)$  — интенсивность активного тепловыделения или полезно использованной теплоты (так называемый закон сгорания), опре-

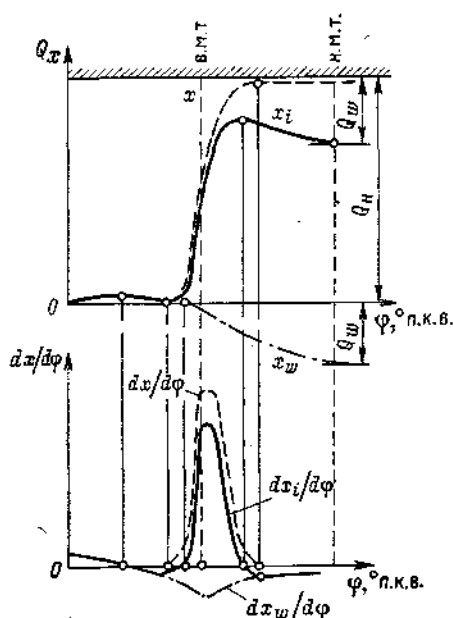


Рис. 15.5. Протекание характеристик динамики тепловыделения.

деляющая совместное воздействие на рабочее тело подвода теплоты вследствие выгорания топлива и отвода теплоты в стенки (в течение сгорания)

$$\frac{dx_i}{d\varphi} = \frac{dx}{d\varphi} - \frac{dx_w}{d\varphi},$$

где знак минус указывает на отвод теплоты от рабочего тела.

Таким образом, интенсивность активного тепловыделения  $dx_i/d\varphi$  характеризует изменение во времени количества теплоты, полезно используемой для повышения внутренней энергии рабочего тела (путем нагрева) и совершения полезной работы за время процесса сгорания — расширения. Характеристика активного тепловыделения  $x_i = f_1(\varphi)$  является интегральной функцией  $dx_i/d\varphi$ .

Рассмотрим методы анализа и обработки индикаторных диаграмм для построения характеристик выделения теплоты  $x = f(\varphi)$ , предложенные Н. В. Иноземцевым и З. С. Матчем.

Наиболее простым является метод расчета Н. В. Иноземцева.

Если в нашем распоряжении имеется развернутая индикаторная диаграмма двигателя (рис. 15.6), то согласно первому закону термодинамики для элементарного участка индикаторной диаграммы количество теплоты, выделяющейся при сгорании  $dQ_x$ , можно определить из уравнения

$$dQ_x = dU + ApdV + dQ_w + dQ_{\text{дис}}, \quad (15.15)$$

где  $dU$  — изменение внутренней энергии газа;

$ApdV$  — теплота, эквивалентная работе газов;

$dQ_w$  — потеря теплоты в охлаждаемые стенки;

$dQ_{\text{дис}}$  — потеря теплоты на диссоциацию продуктов сгорания.

Ввиду сложности зависимости  $p = f(\varphi)$  интегрирование целесообразнее выполнять по отдельным участкам, на которые разбивают индикаторную диаграмму; величина участков не должна превышать 2—3° п. к. в. Тогда количество теплоты, выделяющейся при сгорании, в относительных долях  $x$  от всей теплоты, подводимой за цикл,

$$x = \frac{Q_x}{g_{\text{т.ц}} Q_{\text{н}}} = \frac{A}{g_{\text{т.ц}} Q_{\text{н}}} \left[ \sum_1^n \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} + L \right] + \frac{Q_w}{g_{\text{т.ц}} Q_{\text{н}}} + \frac{Q_{\text{дис}}}{g_{\text{т.ц}} Q_{\text{н}}}, \quad (15.16)$$

где  $p_1 V_1$  и  $p_2 V_2$  — давление и объем соответственно в начале и в конце рассматриваемого участка;

$k$  — среднее значение показателя адиабаты на участке;

$L$  — работа продуктов сгорания от начала сгорания до конца рассматриваемого участка;

$g_{\text{т.ц}}$  — количество топлива, подаваемого за цикл, кг.

Следовательно, относительное количество теплоты, выделяющейся при сгорании,

$$x = x_i + x_w + x_{\text{дис}}. \quad (15.17)$$

Так как в дизелях максимальная температура  $T_2$  не превышает 2000 К, то в уравнении (15.17) членом  $x_{\text{дис}}$  можно пренебречь. В расчетах можно

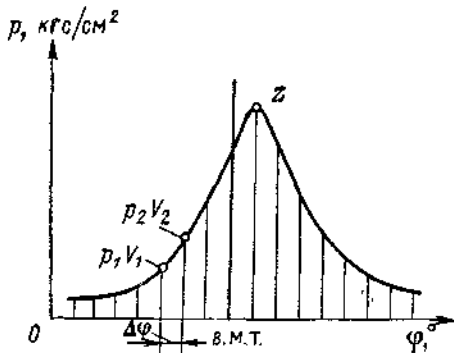


Рис. 15.6. Развернутая индикаторная диаграмма.

использовать  $x_w$  только при наличии достаточно точного выражения для коэффициента теплоотдачи. В противном случае целесообразнее учитывать суммарные потери  $x_{\text{дис}}$  и  $x_w$  так называемым коэффициентом использования теплоты реального процесса

$$\psi = \frac{x_i}{x} = \frac{x_i}{x_i + x_w + x_{\text{дис}}} \quad (15.18)$$

В расчетах процесса сгорания можно принимать

$$\psi \approx 0,92 \div 0,96.$$

Задавшись средним значением  $\psi$  или двумя значениями для начала и конца сгорания, получим зависимость  $x = f(\varphi) = (1,08 \div 1,04) x_i$ , т. е. характеристику количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива.

Кривые относительных скоростей сгорания  $dx/d\varphi$  или  $dx/dt$  можно получать путем графического дифференцирования кривой, а также по формулам

$$\frac{\Delta x}{\Delta \varphi} = \frac{x_{j+1} - x_j}{\Delta \varphi} 1^\circ, \quad \frac{\Delta x}{\Delta t} = 6n \frac{\Delta x}{\Delta \varphi} 1/\text{с}. \quad (15.19)$$

Действительная скорость тепловыделения (сгорания)

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = 6n \frac{g_{\text{т.ц}}}{\mu_{\text{т}} V} \frac{\Delta x}{\Delta \varphi} \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{с}, \quad (15.20)$$

где  $g_{\text{т.ц}}$  — расход топлива за цикл;

$\mu_{\text{т}}$  — кажущаяся молекулярная масса топлива;

$V$  — текущее значение объема цилиндра.

Рассмотренный метод расчета Н. В. Иноземцева является приближенным, так как в нем не учитывается внутренняя химическая энергия продуктов сгорания и принимается, что количество их меняется по линейной зависимости от угла п. к. в.

Уточненная методика построения кривых тепловыделения, пригодная для процессов с постоянным и переменным количеством и составом рабочей смеси, предложена З. С. Мазем [14]. При выводе этой методики автором принята гипотеза, основанная на суммарном термодинамическом представлении химических преобразований, при котором учитываются только конечные продукты химических реакций.

Теплоемкость газа при этом в каждый рассматриваемый момент процесса сгорания определяется как теплоемкость рабочей смеси, состоящей из  $x_{\text{п.с}}$  частей продуктов сгорания и  $1 - x_{\text{п.с}}$  частей свежей смеси. При расчете кривых тепловыделения для рассматриваемого момента времени  $x = f(\varphi)$  можно исходить из следующего выражения для относительного количества теплоты, выделяющегося при сгорании:

$$x = \frac{M \bar{c}_v' t - U_{\text{н}} + AL + Q_w}{Q_0 - M(\bar{c}_v' - \bar{c}_v'')t}, \quad (15.21)$$

где  $M$  — количество газов, моль;

$\bar{c}_v'$  и  $\bar{c}_v''$  — средняя мольная теплоемкость соответственно для свежей смеси и продуктов сгорания;

$U_{\text{н}}$  — внутренняя энергия для момента, от которого ведется отсчет;

$Q_0 = g_{\text{т.ц}} Q_{\text{н}}$  — располагаемая теплота топлива.

Разработанные методы анализа индикаторных диаграмм с использованием ЭЦВМ позволили получить данные о тепловыделении по целому ряду дизелей отечественной конструкции, различающихся между собой габаритами, конструкцией, быстроходностью, способом смесеобразования и форсировкой рабочего процесса.

На рис. 15.7 приведены характеристики тепловыделения, совмещенные с кривыми  $p = f(\varphi)$  и  $T = f(\varphi)$ , для четырехтактного дизеля типа ЧН 24/27 с наддувом при  $N_{\text{сч}} = 190$  л. с.,  $n = 1000$  об/мин,  $p_e = 14$  кгс/см<sup>2</sup>,  $p_z = 110$  кгс/см<sup>2</sup> и расчетной  $T_{\text{max}} = 1753$  К (1480°С). Кривая интенсивности тепловыделения  $dx_i/d\varphi$  имеет плавный характер с одним максимумом  $(dx_i/d\varphi)_{\text{max}} = 0,04$  1/° п. к. в. Благодаря интенсивному впрыску около 70% топлива сгорает за в. м. т. при умеренной средней скорости нарастания давления:  $\Delta p/\Delta \varphi = 2,5$  кгс/(см<sup>2</sup>·°). Остальная теплота (участок от 20 до 80° п. к. в.) выделяется с меньшей интенсивностью.

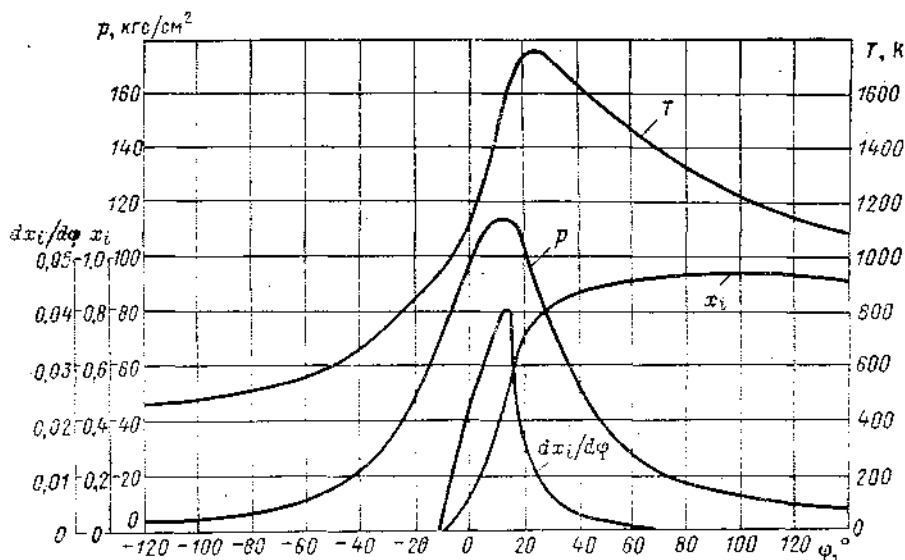


Рис. 15.7. Характеристики тепловыделения опытного отсека дизеля ЧН 24/27 (Д70).

На ранее приведенном рис. 15.1 представлены характеристики тепловыделения судового двухтактного МОД типа ДКРН 75/160 при  $N_{\text{сч}} = 1530$  л. с.,  $n = 115$  об/мин,  $p_e = 8,56$  кгс/см<sup>2</sup>,  $p_z = 64$  кгс/см<sup>2</sup> (17° за в. м. т.) и  $T_{\text{max}} = 1870$  К (25° за в. м. т.)

Кривая интенсивности выделения теплоты имеет плавный характер и один максимум, равный 0,053 (1/° п. к. в.). За 30° п. к. в. (от в. м. т.) выгорает около 85% всего топлива, а общая продолжительность сгорания по углу п. к. в. составляет  $\varphi_{\text{сг}} = 50 \div 60^\circ$ . К моменту окончания сгорания ( $\varphi_{\text{сг}} \approx 50^\circ$ ) параметры рабочего цикла принимают следующие значения:  $p = 22$  кгс/см<sup>2</sup> и  $T = 1600$  К.

Сопоставление кривых  $x = f(\varphi)$  и  $dx/d\varphi = f(\varphi)$  рассмотренных двух разнотипных дизелей показывает, что характеристики тепловыделения дизелей, имеющих значительную разницу по быстроходности, мало отличаются друг от друга.

Принципиально другой вид имеют характеристики тепловыделения дизеля с двумя пиками  $(dx/d\varphi)_{\text{max}}$ . Первый пик соответствует фазе быстрого сгорания топлива, поступившего в основном за период задержки воспламенения, а второй пик — фазе сгорания основной части топлива.

На характеристике тепловыделения судового СОД 1ЧН 25/34 с  $n = 500$  об/мин (рис. 15.8) видны два ярко выраженных максимума при  $p_e = 6$  кгс/см<sup>2</sup>  $(dx/d\varphi)_{\text{max}}^I = 0,06$  1/° п. к. в. и  $(dx/d\varphi)_{\text{max}}^{II} = 0,05$  1/° п. к. в. и при  $p_e = 11$  кгс/см<sup>2</sup> соответственно 0,02 и 0,04 1/° п. к. в. С уменьшением нагрузки  $dx/d\varphi$  для первой пики возрастает с 0,02 до 0,085 1/° п. к. в. и для второй пики с 0,04 до 0,055 1/° п. к. в.

Экспериментальные значения относительной скорости сгорания топлива  
в различных дизелях (при номинальной нагрузке)

Тип дизеля	$n$ , об/мин	$p_e$ , кгс/см <sup>2</sup>	$c_m$ , м/с	$p_z$ , кгс/см <sup>2</sup>	$\varphi_{оп}$ , п. к. в.	$(dx/d\varphi)_{max}$ , 1/° п. к. в.	Особенности смесеобразования
ЧН 36/45	375	10,5	5,6	85	-6	0,028	Объемное
ЧН 26/26	1000	9,7	8,7	85	-9	0,033	»
ДН 23/2×30	850	8,0	9,0	120	-12	0,033	У дизелей с ПДП
10Д-100	850	10,0	7,2	100	-10	0,035	То же
ЧН 18/22	750	10,7	5,5	97	-12	0,038	Объемно-пленочное
ЧН 25/34	500	11,0	5,67	96	-10	0,040	Два максимума
ЧН 24/27	1000	14	9,0	100	-	0,040	Объемное
ДН 23/30	750	6,7	7,5	-	-	0,041	»
ДКРН 76/160	115	8,55	6,1	64	0	0,047	»
Д 30/50	300	4,25	5,0	54	-2	0,048	»
ДКРН 75/160	116	8,55	6,2	64	0	0,053	»
Ч 14,5/20,5 (Д108)	1050	6,8	7,2	(58)	-2	0,066	Камера ЦНИДИ
Ч 14,5/20,5 (Д108)	1600	6,8	11,0	-	-	0,075	То же
ЧН 15/18 (Д6)	1500	8,2	9,0	-	-	0,087	Объемное
ЧН 18/20	1850	9,5	12,4	86	-2	0,095	Два максимума

Наличие двух пиков при сгорании топлива характерно и для ряда других типов дизелей, например Г-74 и ЧН 18/20.

В таблице приведены экспериментальные данные по динамике тепло-выделения ряда типов дизелей (расположенных в порядке возрастания

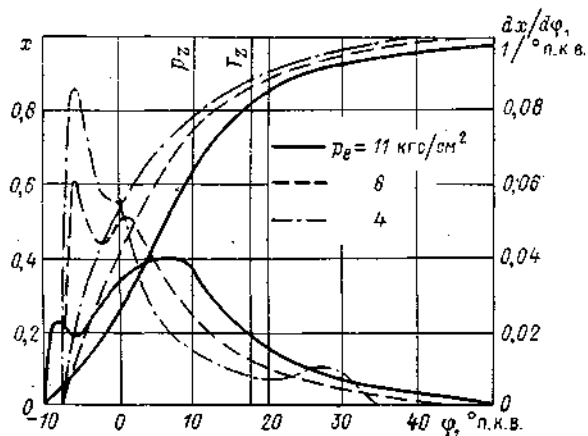


Рис. 15.8. Характеристики тепловыделения дизеля ЧН 25/34.

наибольших скоростей сгорания  $\omega_{x \max}$ ) при их номинальной нагрузке. Как видно из таблицы, в зависимости от типа дизелей, частоты вращения, степени форсирования и способа смесеобразования значения  $\omega_{x \max}$  значительно различаются.

Условно разобьем табличные данные в порядке возрастания  $\omega_{x \max}$  на три группы.

В группу I ( $\omega_{x \max} = 0,028 \div 0,038$  1/° п. к. в.) входят дизели, характеризующиеся низкой интен-

сивностью тепловыделения при повышенной частоте вращения (от 750 до 1000 об/мин) и относительно высоком давлении  $p_z$  (от 85 до 100 кгс/см<sup>2</sup>).

К группе II ( $\omega_{x \max} = 0,040 \div 0,053$ ) можно отнести дизели с умеренной интенсивностью тепловыделения при малой и средней частоте вращения (от 115 до 1000 об/мин) и умеренном давлении  $p_z$  (от 54 до 100 кгс/см<sup>2</sup>).

В группу III ( $\omega_{x \max} = 0,066 \div 0,095$ ) входят дизели с высокой интенсивностью тепловыделения при высокой частоте вращения (от 1000 до 1850 об/мин), значительной скорости  $c_m$  (от 10 до 12,5 м/с) и умеренном давлении  $p_z$  (от 85 до 120 кгс/см<sup>2</sup>).

Перечислим некоторые факторы, вызывающие возрастание  $\omega_{x \max}$ :

- увеличение периода задержки воспламенения  $\varphi_i$ ;
- рост угла опережения впрыска топлива  $\theta_{оп}$ ;
- снижение нагрузки  $p_e$  двигателя;
- увеличение частоты вращения  $n$  (например, в ВОД);
- интенсификация смесеобразования (например, переход от объемного к объемно-плочному смесеобразованию).

Отметим некоторые дополнительные характеристики тепловыделения, полученные при испытаниях ряда отечественных дизелей:

- участки от начала воспламенения до наибольших значений  $p_{z \max}$  и  $T_{z \max}$  изменяются соответственно в пределах 12—20 и 18—33°;
- к моменту достижения в. м. т. при  $p_z \approx (0,5 \div 0,6) p_{z \max}$  и  $T_z \approx (0,7 \div 0,8) T_{z \max}$  количество выгоревшего топлива в среднем составляет 0,35;
- общая продолжительность процесса сгорания топлива изменяется в пределах от 60 до 120° п. к. в., однако в большей части дизелей обычно не превышает 60—80° п. к. в.;
- догорание  $\varphi_{дог}$  наблюдается во всех дизелях и достигает наибольших значений в форсированных ВОД.

## Глава 16

# РАСШИРЕНИЕ И ВЫПУСК ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

### 16.1. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Основной рабочий (полезный) ход поршня двигателя осуществляется при расширении продуктов сгорания. Процесс расширения имеет весьма сложный характер, так как включает комплекс взаимосвязанных переменных факторов: изменение давления и температуры; непрерывный теплообмен между газами и охлаждающимися стенками; догорание топлива; утечка газов через неплотности поршневых колец и др. Протекание процесса расширения происходит по политропе с показателем  $n_2$ , переменным на всем протяжении процесса.

В первой фазе расширения происходит догорание топлива, не успевшего сгореть в период видимого сгорания (точка  $z$ ). При этом осуществляется как бы дополнительный подвод тепла к продуктам сгорания, повышающий их температуру. Вследствие этого показатель политропы расширения на этом участке ниже показателя адиабаты ( $n_2 < k_2$ ) и при значительном догорании топлива  $n_2$  достигает 1,2—1,1.

В результате снижения температуры газов кроме теплоты догорания топлива выделяется еще некоторое количество теплоты вследствие частичного восстановления продуктов диссоциации.

Наибольшая температура газов при расширении  $T_{\max} = 1800 \div 1900$  К наблюдается обычно за пределами  $10-20^\circ$  п. к. в. от наибольшего давления сгорания  $p_z$ .

По мере перемещения поршня к н. м. т. догорание топлива уменьшается, а отдача теплоты стенкам (в связи с увеличением охлаждающей поверхности цилиндра) — возрастает.

Во второй фазе расширения происходит интенсивная отдача теплоты в охлаждающую воду, приводящая к увеличению показателя  $n_2$  до 1,4—1,5 (около н. м. т.). Из характера изменения  $n_2$  (рис. 16.1)

вытекает, что показатель политропы расширения является переменным на всем ходе расширения и лежит в пределах от 1,1 до 1,5.

Аналогично процессу сжатия для упрощения расчетов кривую процесса расширения условно принимают за политропу со средним постоянным показателем  $n_2$ , исходя из предположки, что работа расширения при постоянном  $n_2$  и истинном  $k_2$  тождественна.

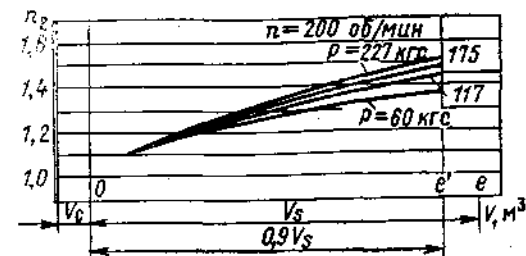


Рис. 16.1. Изменение показателей политропы расширения  $n_2 = f(V)$ .

Отметим кратко влияние на  $n_2$  некоторых других факторов. С увеличением частоты вращения  $n$  двигателя показатель  $n_2$  уменьшается, так как сокращается время на процесс расширения, а следовательно, снижается и теплоотдача в стенки. Кроме того, с ростом  $n$  интенсифицируется догорание топлива, что также приводит к уменьшению показателя  $n_2$ .

С повышением нагрузки  $p_e$  (при  $n = \text{const}$ ) показатель  $n_2$  возрастает, так как при этом увеличивается количество продуктов сгорания, их температура, а следовательно, и теплоотдача в стенки.

С ростом объема цилиндра  $V_s$  (при сохранении отношения  $S/D$  постоянным) уменьшаются относительная поверхность охлаждения ( $F_{\text{охл}}/V_s$ ), теплоотдача от продуктов сгорания в стенки и показатель  $n_2$ .

С падением скорости сгорания количество дорогостоящего топлива увеличивается, что приводит к снижению показателя  $n_2$ .

## 16.2. БАЛАНС ТЕПЛОТЫ НА ЛИНИИ РАСШИРЕНИЯ

За время расширения одновременно происходит догорание топлива и теплоотдача в стенки; следовательно, коэффициент использования теплоты и показатель политропы расширения  $n_2$  взаимосвязаны и не могут быть выбраны произвольно.

Допустим, что после точки  $z$  происходит сгорание оставшегося в цилиндре топлива по политропе с показателем  $n_2$ , значение которого пока неизвестно. Для установления связи между  $n_2$  и  $\xi$  составим уравнение сгорания на линии  $zb$ .

Доля теплоты сгорания, которая выделится на участке  $zb$ , составит

$$Q_n - \chi Q_n = Q_n - (\xi_z Q_n + \Delta Q_{wz}), \quad (16.1)$$

где  $\Delta Q_{wz}$  — потери теплоты в охлаждающую воду на участке  $yz$ .

Так как процесс догорания начинается при температуре  $T_z$ , то тепловой эффект реакции (по Кирхгофу)

$$Q_z = Q_n - (\xi_z Q_n + \Delta Q_{wz}) + (U_z)_{T_z}^T - (U_b)_{T_z}^T, \quad (16.2)$$



где  $(U_z)_{T_0}^{T_z}$  и  $(U_b)_{T_0}^{T_b}$  — приращение внутренней энергии промежуточных и конечных продуктов сгорания в указанном интервале температуры.

На основании первого закона термодинамики для участка  $zb$  индикаторной диаграммы запишем уравнение баланса теплоты за период расширения

$$Q_z - \Delta Q_{zb} = (U_b)_{T_z}^{T_b} + AL_{zb}, \quad (16.3)$$

где  $Q_{zb}$  — потери теплоты в охлаждающую воду на участке  $zb$ ;

$(U_b)_{T_z}^{T_b}$  — внутренняя энергия конечных продуктов сгорания в диапазоне изменений температуры от  $T_z$  до  $T_b$ ;

$AL_{zb}$  — работа политропного расширения на участке  $zb$

$$AL_{zb} = \frac{1,986}{n_2 - 1} L (1 + \gamma_z) (\beta_z T_z - \beta T_b). \quad (16.4)$$

Заменяв в уравнении (16.3) тепловой эффект реакции  $Q_z$  его значением из формулы (16.2), а приращение внутренней энергии продуктов сгорания — разностью  $(U_b)_{T_0}^{T_b} - (U_z)_{T_0}^{T_z}$ , получим

$$Q_H - \xi_z Q_H - (\Delta Q_{wz} + \Delta Q_{zb}) = (U_b)_{T_0}^{T_b} - (U_z)_{T_0}^{T_z} + \\ + \frac{1,986}{n_2 - 1} L (1 + \gamma_z) (\beta_z T_z - \beta T_b).$$

Если к концу процесса расширения, как это было принято ранее, догорание топлива полностью заканчивается, то  $Q_{zb} = 0$ ; следовательно,

$$\Delta Q_{wz} + \Delta Q_{zb} = (1 - \xi_b) Q_H = Q_H - \xi_b Q_H$$

и

$$\frac{Q_H (\xi_b - \xi_z)}{L (1 + \gamma_z) \beta} = \frac{1,986}{n_2 - 1} \left( \frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right) + \bar{c}_{vb} T_b - \frac{\beta_z}{\beta} \bar{c}_{vz} T_z. \quad (16.5)$$

Решив уравнение (16.5) относительно  $(n_2 - 1)$  и заменив молярные теплоемкости линейными зависимостями теплоемкостей от температуры, найдем

$$n_2 - 1 = \frac{1,986 \left( \frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H (\xi_b - \xi_z)}{L (1 + \gamma_z) \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vb} + b_b T_b) T_b}, \quad (16.6)$$

где  $Q_H (\xi_b - \xi_z)$  — суммарный теплообмен на линии расширения вследствие догорания и теплоотдачи в стенки (отнесенный к 1 кг топлива).

После подстановки соответствующих численных значений выражение (16.6) можно привести к виду

$$n_2 - 1 = \frac{A - 1,986 T_b}{B - (a_{vb} + b_b T_b) T_b} \quad (16.7)$$

и решить методом последовательных приближений совместно с уравнением политропы расширения

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (16.8)$$

Для этого, задавшись значением  $T_b \approx 1000 \div 1200$  К, из выражения (16.7) найдем первое приближение для  $n_2 - 1$ , а из уравнения (16.8) — первое приближение для  $T_b$ . Повторив это два-три раза, получим сразу обе искомые величины — показатель политропы  $n_2$  и температуру конца расширения  $T_b$ .

Если не принимать во внимание взаимосвязь между  $n_2$  и  $\xi$  и считать, что  $n_2 = k$ , при  $\xi_b = \xi_z$ , т. е. исходить из псевдоадиабатического протекания процесса расширения, то значение  $k_2$  можно найти методом последовательных приближений из уравнения

$$k_2 - 1 = \frac{1,986}{a_{vb} + b_b(T_z - T_b)} = \frac{1,986}{a_{vb} + b_b T_z \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right)}. \quad (16.9)$$

### 16.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

Давление продуктов сгорания  $p_b$  в конце расширения (предположив, что выпускной клапан открывается в н. м. т.) определяют, исходя из уравнения политропы расширения

$$P_b V_b^{n_2} = P_z V_z^{n_2},$$

откуда

$$P_b = P_z \frac{1}{\delta^{n_2}}, \quad (16.10)$$

где  $\delta$  — степень последующего расширения;

$n_2$  — средний постоянный показатель политропы расширения.

Температуру газов в цилиндре в конце расширения  $T_b$  можно найти из характеристических уравнений

$$P_z V_z = 848 M_z T_z \text{ и } P_b V_b = 848 M_b T_b,$$

откуда

$$T_b = T_z \frac{\delta}{\delta^{n_2}} \text{ или } T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (16.11)$$

Значения давления  $p_b$  и температуры  $T_b$  для судовых дизелей без наддува лежат в следующих пределах:

Дизели	$p_b$ , кгс/см <sup>2</sup>	$T_b$ , К
малооборотные и среднеоборотные	2,5—4	900—1000
высокооборотные	4—6	1000—1200

Более низкие значения  $p_b$  и  $T_b$  в МОД и СОД объясняются наличием у них больших  $\delta$  и меньших  $T_z$ .

Дальнейшее расширение продуктов сгорания в рабочем цилиндре ниже указанных пределов нецелесообразно, так как требует соответствующего увеличения хода поршня и дает ничтожное прибавление полезной площади индикаторной диаграммы.

Целесообразнее всего использовать оставшийся перепад давления газов в турбокомпрессорах дизелей с наддувом, принимая во внимание относительно высокие к. п. д. турбин при срабатывании больших количеств газов с малыми перепадами давлений.

При высоких степенях форсирования и наддува температура  $T_b$  не должна превышать 1200 К во избежание сокращения срока службы выпускных клапанов.

Значения среднего показателя политропы расширения  $n_2$  при номинальной нагрузке приведены ниже.

	$n_2$
МОД и СОД с охлаждаемыми поршнями	1,30—1,20
ВОД с неохлаждаемыми поршнями	1,25—1,15

Более низкие значения  $p_2$  в ВОД объясняются относительно большим догоранием и меньшей теплоотдачей на линии расширения, чем в МОД.

Работа за процесс сгорания—расширения  $Q_2$ , выраженная в килокалориях на 1 кг топлива,

$$Q_2 = AL_{yzb} = AV_S p_2,$$

где  $p_2$  — среднее абсолютное давление за время сгорания—расширения, кгс/м<sup>2</sup>.

Масса смеси продуктов сгорания  $M$ , кг, и остаточных газов  $M_r$  в процессе расширения

$$G_2 = \mu (M + M_r) = \beta \mu L (1 + \gamma_r).$$

Объем цилиндра  $V_b$ , м<sup>3</sup>, в конце расширения (точка  $b$ )

$$V_b = \frac{G_2 R_2 T_b}{p_b};$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_S = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} V_b = \frac{848L (1 + \gamma_r) T_b}{p_b}.$$

Подставив выражение  $T_a/p_a = \beta T_b/p_b$ , найдем

$$V_S = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{848L (1 + \gamma_r) T_a}{p_a}.$$

Следовательно, работа расширения

$$Q_2 = AV_S p_2 = 1,986 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{L (1 + \gamma_r) T_a}{p_a} p_2. \quad (16.12)$$

Введя  $\eta_n$ , получим

$$Q_2 = 1,986 \frac{LT_0}{\eta_n p_0} p_2. \quad (16.13)$$

Среднее абсолютное давление  $p_2$  определяют путем планиметрирования площади, заключенной между кривой  $yzb$  и осью абсцисс.

Полную работу цикла  $Q_i$  находят из разности между работой на линии расширения  $Q_2$  и линии сжатия  $Q_1$

$$Q_i = Q_2 - Q_1 = 1,986 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{L (1 + \gamma_r) T_a}{p_a} (p_2 - p_1), \quad (16.14)$$

где  $p_i = p_2 - p_1$  — среднее индикаторное давление, определяемое планиметрированием площади индикаторной диаграммы.

Подставив  $p_i$  в формулу (16.14), найдем

$$Q_i = 1,986 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{L (1 + \gamma_r) T_a}{p_a} p_i = 1,986 \frac{LT_0}{\eta_n p_0} p_i. \quad (16.15)$$

#### 16.4. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЯХ

Выпуск продуктов сгорания в четырехтактных дизелях осуществляется в течение такта *IV*. Для эффективной очистки цилиндра следует выбрать оптимальные фазы газораспределения. Весь процесс выпуска можно условно подразделить на три периода в зависимости от основных факторов, влияющих на удаление из цилиндра продуктов сгорания.

За первый период (с начала предварения открытия выпускного клапана и примерно до н. м. т.) осуществляется так называемый *свободный* выпуск

газов за счет изменяющегося перепада давлений  $\Delta p$  между цилиндром и выпускным коллектором. Во избежание потери площади индикаторной диаграммы необходимо добиться наибольшей эффективности выпуска газов при возможно меньшем угле предварения выпуска.

Второй период состоит в принудительном удалении продуктов сгорания из цилиндра за счет выталкивающего хода поршня (такт  $IV$ ). При этом противодействие выпускного тракта  $p_r$  зависит от сопротивления в тракте (подробнее рассмотрено ниже).

Наконец, за третий период выпуска происходит дополнительное удаление продуктов сгорания в результате отсасывающего действия потока выпускных газов, движущихся по трубопроводу с большой скоростью. Отсасывающее действие газов можно усилить за счет более раннего открытия клапана, а также подбора соответствующих сечения и длины выпускного трубопровода.

Выпуск газов, аналогично процессу наполнения, сопровождается газодинамическими потерями давления  $\Delta p_r$ , в каждом из трех периодов:

$$\Delta p_r = \Delta p_r' + \Delta p_r'' + \Delta p_r''',$$

где  $\Delta p_r'$  — потери давления в выпускном клапане (или клапанах) и газотводном канале в крышке;

$\Delta p_r''$  — потери давления в выпускном коллекторе и выпускном тракте;

$\Delta p_r'''$  — потери давления в специальных устройствах выпускного тракта, например глушителе, турбокомпрессоре, утилизационном парогенераторе.

Потери давления  $\Delta p_r'$  в выпускном клапане можно определить из выражения для скорости истечения газов  $w$  при небольших перепадах давления

$$w = \varphi \sqrt{2gv_r 10^4 \Delta p_r'} \text{ м/с,}$$

откуда

$$\Delta p_r' = \frac{w^2}{\varphi^2 2gv_r 10^4},$$

где  $\varphi \approx 0,6 \div 0,8$  — коэффициент скорости истечения;

$$v_r = \frac{RT_g}{p_r 10^4} \text{ — удельный объем газов, м}^3/\text{кг};$$

Средняя скорость газов в выпускных клапанах  $w$  изменяется от 30 до 80 м/с в зависимости от степени быстроходности и форсирования двигателя.

Потери давления  $\Delta p_r''$  в выпускном трубопроводе можно определить, зная размеры, проходные сечения и конфигурацию газораспределительного тракта. При нормальной длине выпускного трубопровода  $\Delta p_r''$  не должны превышать 150—200 мм вод. ст. Значения средней скорости газов в трубопроводе дизелей приведены ниже.

Дизели	$w$ , м/с
малооборотные . . . . .	20—40
высокооборотные . . . . .	40—80
с газотурбинным наддувом . . . . .	60—120

При наличии специальных устройств на выпускном трубопроводе, вызывающих повышенные сопротивления, общая потеря давления  $\Delta p_r$  может значительно возрасти:

$$\Delta p_r \approx 0,10 \div 0,40 \text{ кгс/см}^2.$$

Увеличение противодействия в выпускном тракте приводит к возрастанию насосных потерь, увеличению коэффициента остаточных газов  $\eta_r$  и уменьшению коэффициента наполнения  $\eta_n$ .

Перечисленные факторы вызывают ухудшение процесса сгорания, повышение температуры выпускных газов, снижение мощности и эффективности. В связи с указанным при высоком противодавлении в выпускном тракте в расчете рабочего процесса, а также при определении номинальной мощности необходимо принимать во внимание величину  $\Delta p_r$ .

## 16.5. ТЕМПЕРАТУРА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Расчетное определение температуры отработавших газов представляет значительные трудности из-за сложности процесса истечения газов из цилиндра и недостаточного количества опытных данных. Приближенную величину  $T_r$  можно получить, сделав следующие допущения:

- процесс истечения газов происходит при отсутствии теплообмена со стенками и без потерь на лучеиспускание в окружающую среду;
- скорость газов при истечении падает до нуля;
- остаточные газы не участвуют в рассматриваемом процессе;
- при удалении продуктов сгорания поршнем производится определенная работа.

При указанных допущениях уравнение баланса энергии за процесс истечения газов из цилиндра примет вид

$$M\bar{c}_p''T_r = M\bar{c}_v''T_b + A p_r V_b, \quad (16.16)$$

где  $M\bar{c}_p''T_r$  — полная энергия отработавших газов;

$M\bar{c}_v''T_b$  — внутренняя энергия газов до начала процесса выпуска;

$A p_r V_b$  — работа выталкивания продуктов сгорания поршнем.

Объем продуктов сгорания в конце расширения

$$V_b = \frac{848 M T_b}{p_b},$$

где  $M$  — количество киломолей продуктов сгорания на 1 кг топлива.

Разделив уравнение (16.16) на  $M$ , получим

$$\bar{c}_p''T_r = \bar{c}_v''T_b + 1,986 \frac{p_r}{p_b} T_b. \quad (16.17)$$

Приняв средний условный показатель адиабаты расширения  $k'' = \bar{c}_p''/\bar{c}_v''$ , найдем среднюю температуру отработавших газов

$$T_r = \frac{T_b}{k''} \left[ 1 + (k'' - 1) \frac{p_r}{p_b} \right], \quad (16.18)$$

где для продуктов сгорания  $k'' \approx 1,35$ .

Рассматривая процесс истечения газов из цилиндра как политропический и задаваясь средним значением политропы  $n_2 = 1,30$ , находим из уравнения политропы температуру отработавших газов

$$T_r = T_b : \left( \frac{p_b}{p_r} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}}. \quad (16.19)$$

Значения  $T_r$  по формуле (16.19) получаются несколько более низкими, чем из уравнения (16.18).

Среднюю температуру газозооной смеси  $T_{см}$ , состоящей из продуктов сгорания и продувочного или наддувочного воздуха, можно опреде-

лить из условия равенства теплосодержания всей смеси и суммы теплосодержания отдельных ее компонентов до их смешения:

$$(\varphi_a - 1) \bar{c}_p T_k + \beta_0 \bar{c}_p T_z = (\varphi_a - 1 + \beta_0) \bar{c}_p T_{см}. \quad (16.20)$$

Отсюда средняя температура смеси

$$T_{см} = \frac{(\varphi_a - 1) \bar{c}_p T_k + \beta_0 \bar{c}_p T_z}{(\varphi_a - 1 + \beta_0) \bar{c}_p}. \quad (16.21)$$

Количество отдельных компонентов в формуле (16.20) установлено из соображений, что на 1 кмоль свежего заряда приходится  $\varphi_a$  кмоль чистого продувочного воздуха. Следовательно, с продувкой уходит из цилиндра в коллектор  $\varphi_a - 1$  кмоль чистого воздуха плюс  $\beta_0$  кмоль продуктов сгорания. Среднюю молярную теплоемкость в первом приближении можно определить по формуле смешения газов

$$\bar{c}_p = \frac{(\varphi_a - 1) \bar{c}_p' + \bar{c}_p'' \beta_0}{\varphi_a - 1 + \beta_0}. \quad (16.22)$$

Ниже приведены значения коэффициента продувки  $\varphi_a$ .

Дизели

$\varphi_a$

четырёхтактные с продувкой	1,15—1,05
двухтактные	1,4—1,8

Среднюю температуру выпускных газов следует измерять за выпускным коллектором при условии, если газы, поступающие из отдельных цилиндров, достаточно хорошо перемешаны. Значения средней температуры выпускных газов  $t_r$ , зависящей от нагрузки, частоты вращения, тактности, степени форсирования и других факторов, согласно опытным данным изменяются в следующих пределах:

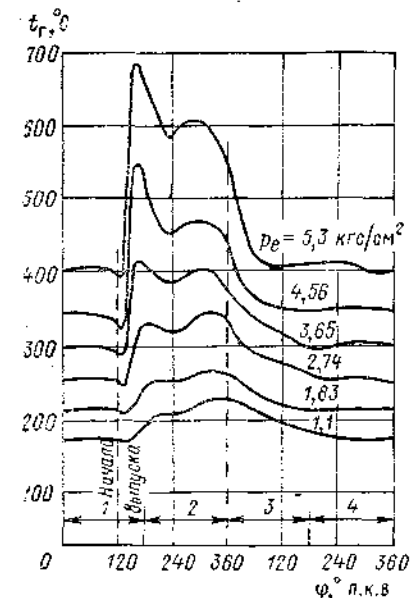


Рис. 16.2. Зависимость мгновенной температуры выпускных газов от нагрузки  $p_e$ .

1 — расширение; 2 — выталкивание; 3' — наполнение; 4 — сжатие.

	$t_r, ^\circ\text{C}$
Четырёхтактные	
МОД	350—500
СОД и ВОД	450—600
Двухтактные	
МОД	300—450
СОД	400—500

Более низкая температура  $t_r$  в двухтактных дизелях объясняется тем, что в выпускном коллекторе происходит смешение чистых продуктов сгорания с продувочно-наддувочным охлажденным воздухом.

Для наблюдения при эксплуатации за температурой выпускных газов у общего выпускного коллектора, а также у выпускных патрубков отдельных цилиндров судовые дизели оборудуют пирометрическими установками, состоящими из ряда термопар и общего гальванометра с переключателем, позволяющим определять  $t_r$  для любого цилиндра.

Для измерения мгновенной температуры газов отдельных цилиндров, представляющего значительные трудности из-за больших скоростей и пульсации газов, применяют высокочувствительные элементы с толщиной проволоки около 0,02—0,03 мм. На рис. 16.2 показана зависимость мгновенной температуры газов от нагрузки для четырехтактного дизеля без наддува.

## ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

### 17.1. СИСТЕМЫ ПРОДУВКИ И ВЫПУСКА

В зависимости от характера направления потоков продувочного воздуха системы продувки можно подразделить на *контурные* и *прямоточные* (рис. 17.1).

В *контурных системах* выпускные и продувочные окна расположены в нижней части цилиндра. Поэтому при движении продувочного воздуха от н. м. т. к в. м. т. сначала продувается одна из сторон цилиндра, а затем (при обратном движении воздуха) — противоположная.

В *прямоточных системах*, у которых впускные и выпускные органы расположены по концам цилиндра, потоки продувочного воздуха перемещаются только в одном направлении от н. м. т. к в. м. т. Поэтому общая длина пути потоков воздуха (при газообмене) в прямоточных схемах примерно в два раза короче, чем в контурных.

По взаимному расположению окон в цилиндре контурные системы делятся на *поперечные* (I, II, IV), у которых выпускные окна расположены напротив продувочных, и *петлевые* (III), у которых продувочные и выпускные окна расположены на одной и той же стороне цилиндра.

Относительная высота продувочных и выпускных окон контурных систем зависит от места нахождения верхней кромки продувочных окон, которая может быть расположена ниже (I, II, III), на одном уровне или выше (IV) верхней кромки выпускных окон. В последних двух случаях продувочные окна следует снабжать невозвратными автоматическими клапанами во избежание заброса газов в продувочный ресивер.

Расположение и направление окон в плане, существенно влияющие на эффективность продувки и выпуска, имеют следующие основные конструктивные оформления: эксцентричное (I, II, IV), тангенциальное (V), лучеобразное (III) и другие, являющиеся модификациями перечисленных ранее.

Рассмотрим характеристики наиболее совершенных систем продувки и выпуска.

**Контурные системы продувки.** Одной из наиболее простых и распространенных систем является поперечная щелевая бесклапанная продувка с эксцентричным расположением продувочных окон в плане, применяемая, например, заводом «Русский дизель» (рис. 17.2), фирмой Зульцер и др.

Эксцентричное расположение продувочных окон в плане и наклон их к оси цилиндра (примерно на  $30^\circ$ ) обеспечивают образование потоков воздуха, продувающих последовательно стороны цилиндра, примыкающие соответственно к продувочным и выпускным окнам.

У дизелей без наддува средние значения  $p_e$  достигают 5,0—5,5 кгс/см<sup>2</sup> при  $g_e \approx 160 \div 165$  г/(л. с. ч).

В новейшей системе продувки мощных крейцкопфных дизелей фирмы Зульцер, например типа RND с газотурбинным наддувом (рис. 17.3), кроме основных продувочных окон 1, имеющих эксцентричное расположение в плане, предусмотрены дополнительные окна 2, размещенные под выпускными. Дополнительные окна увеличивают общее проходное сечение продувочных окон и одновременно прижимают основные потоки продувочного воздуха к продувочной стороне цилиндра (с целью повышения

устойчивости движения потоков воздуха). В дизелях без наддува типа RD средние  $p_e$  достигают  $5,5 \div 5,75$  кгс/см<sup>2</sup> при  $g_e \approx 155 \div 160$  г/(л. с. ч).

Для устранения потери заряда на мощностном ряде RD дизелей фирмы Зульцер прежде применяли вращающиеся выпускные заслонки; в новейших мощных дизелях с давлением газов  $p = \text{const}$  (например, типа RND105)

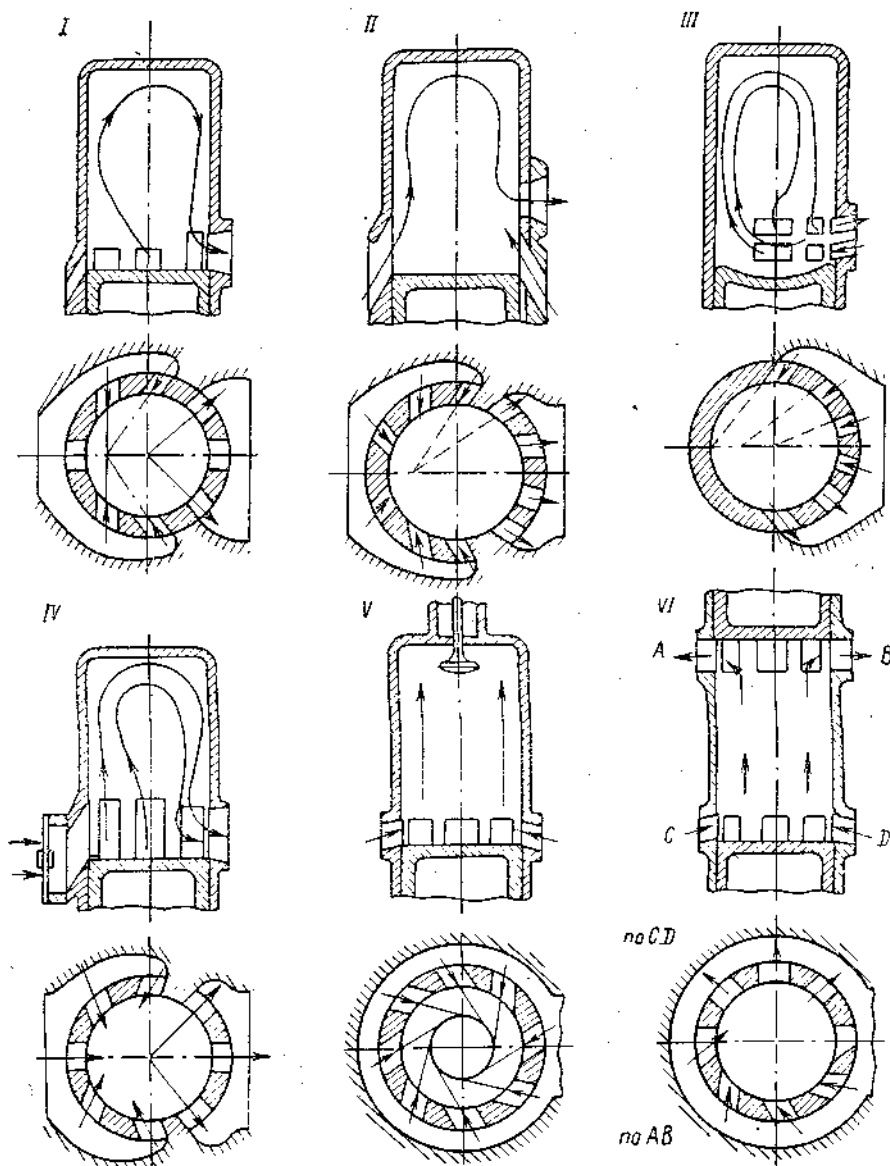


Рис. 17.1. Схемы систем газообмена (выпуска и продувки).

с целью упрощения конструкции и увеличения надежности работы двигателя фирма отказалась от применения заслонок.

Петлевую одностороннюю щелевую систему продувки с лучеобразным расположением окон в плане применяет в основном фирма М.А.Н. для МОД (рис. 17.4).

Продувочные окна имеют небольшой уклон книзу. Поступающий продувочный воздух сначала омывает днище поршня, а затем, описав петлю



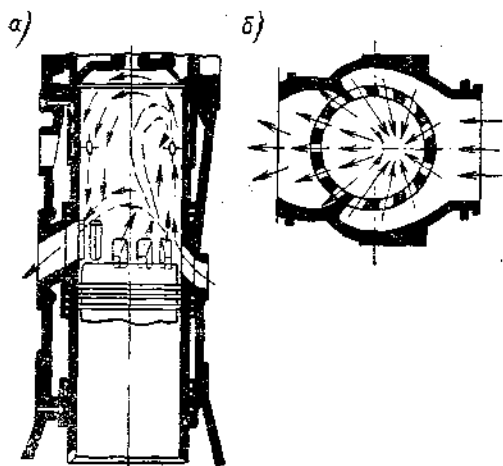


Рис. 17.2. Продувка системы, применяемая заводом «Русский дизель»:  
а — поперечный разрез; б — эксцентричное расположение продувочных окон.

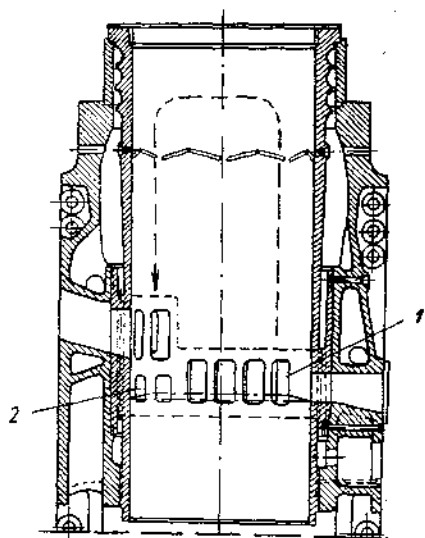


Рис. 17.3. Продувка системы, применяемая фирмой Зульцер.

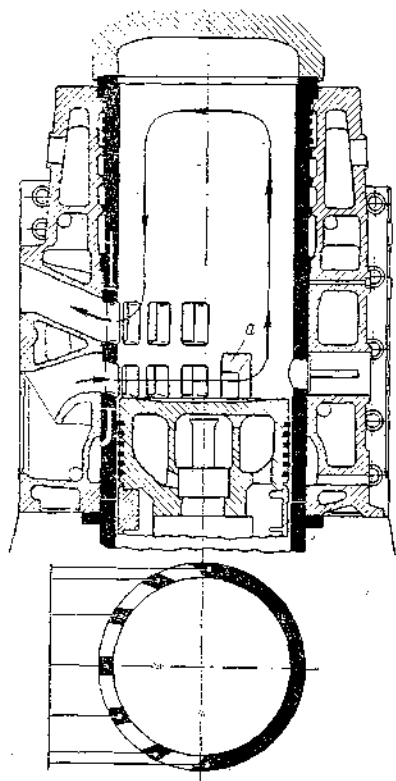


Рис. 17.4. Продувка системы, применяемая фирмой М. А. Н.

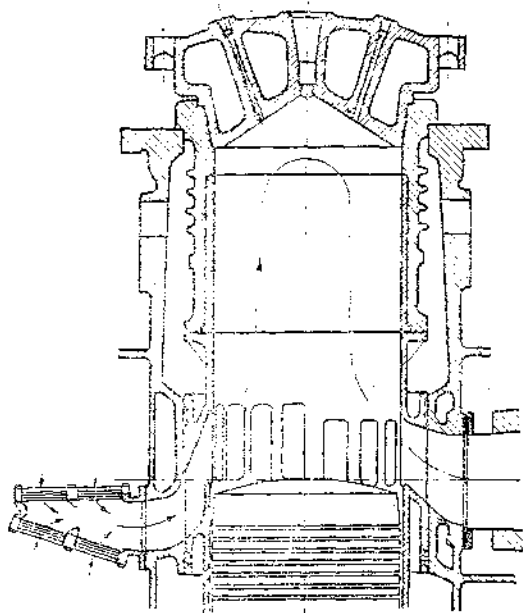


Рис. 17.5. Продувка системы, применяемая фирмой Г. М. Т.

по контуру цилиндра, направляется к выпускным окнам, расположенным непосредственно над продувочными. Для улучшения процесса продувки в новых модификациях дизелей добавлены по два продувочных окна (а) с целью увеличения общего проходного сечения, повышения устойчивости потоков воздуха и исключения возможности образования так называемого короткого замыкания общего потока продувочного воздуха.

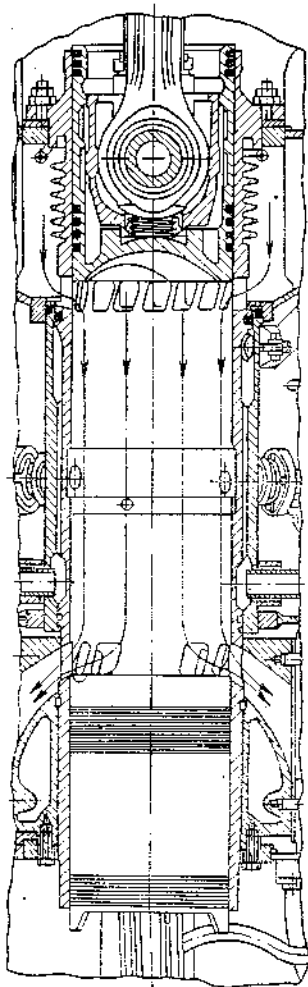


Рис. 17.6. Прямоточно-щелевая система продувки дизеля типа Д100.

Для устранения потери заряда фирма М.А.Н. (так же, как и фирма Зульцер) применяла выпускные заслонки, от которых в настоящее время отказалась.

Недостатком рассмотренной системы является несколько худшая очистка цилиндра (по сравнению с эксцентричной), повышенные значения  $\gamma_r \approx 0,12 \div 0,15$  и более низкое давление  $p_e = 4,5 \div 5,0$  кгс/см<sup>2</sup> (в дизелях без наддува).

Поперечная продувка системы с эксцентричным расположением продувочных окон в плане, используемая фирмой G.M.T (рис. 17.5), характеризуется тем, что продувочные окна перекрыты автоматическими клапанами, так как они расположены несколько выше выпускных (для дозарядки цилиндра).

Контурные системы продувки применяют в основном для судовых МОД и СОД. При форсировании дизелей по частоте вращения очистка цилиндров ухудшается, в связи с чем целесообразнее переходить на прямоточные системы продувки.

**Прямоточные системы продувки.** Прямотно-клапанная система продувки (см. схему V на рис. 17.1) имеет продувочные окна, расположенные по всей окружности цилиндра, и выпускные клапаны (от одного до четырех) в крышке. Благодаря послойному замещению отработавших газов продувочным воздухом достигается хорошая очистка цилиндра при относительно высоких значениях среднего  $p_e$  ( $5,5 \div 6,0$  кгс/см<sup>2</sup>) и  $g_e \approx 165 \div 155$  г/(л. с. ч) в дизелях без наддува.

Выпуск газов через клапаны дает возможность подбирать оптимальные фазы газораспределения и осуществлять дозарядку цилиндра. Продувочные окна располагают в плане тангенциально ( $\alpha = 15 \div 25^\circ$ ) по всей окружности цилиндра с целью создания завихрения воздуха и улучшения процесса смешения.

Прямоточно-клапанная система продувки нашла широкое применение в судовых МОД, СОД и ВОД.

Прямоточно-щелевую систему продувки, являющуюся одной из наиболее совершенных (см. схему VI на рис. 17.1), используют в дизелях с противоположно движущимися поршнями (ПДП). Возможность установки опережения кривошипа выпускного поршня на нужный угол (при схеме с двумя коленчатыми валами) позволяет осуществлять фазы предварения выпуска и дозарядки цилиндра. Продувочные окна, имеющие в плане тангенциальное направление, обеспечивают завихрение заряда.

В дизелях без наддува средние  $p_e$  составляют 6—7 кгс/см<sup>2</sup> при  $g_e \approx 165 \div 170$  г/(л. с. ч).

Схема продувки судового двухвального дизеля типа Д100 показана на рис. 17.6. Одновальную прямоточно-щелевую систему продувки в настоящее время применяют только на судовых дизелях с ПДП фирмы Доксфорд.

Основными недостатками прямоточно-щелевой системы продувки являются сложность конструкции, высокая теплонапряженность выпускного поршня, конструктивные трудности в случае необходимости осуществления непосредственного реверса.

## 17.2. ПРОТЕКАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОДУВКИ И ВЫПУСКА

Механизм протекания процессов выпуска, продувки и наполнения весьма сложен, происходит в различных типах двигателей по-разному и до сих пор полностью не изучен.

Исходя из действительного характера изменения давления в цилиндре по углу п. к. в., процессы выпуска и продувки в большинстве двухтактных двигателей можно подразделить на фазы (рис. 17.7).

**Фаза I** — свободный выпуск продуктов сгорания соответствует истечению газов, происходящему в результате перепада давлений между цилиндром и выпускным коллектором, а также вследствие газодинамических процессов в выпускной системе двигателя.

Свободный выпуск начинается с момента открытия выпускных органов (точка *b*) и заканчивается обычно при открытых на определенную величину продувочных окнах (например, в точке *g*) с момента начала удаления продуктов сгорания под выталкивающим воздействием продувочного воздуха.

Процесс истечения газов за время фазы *I* подразделяется на два периода: над- и подкритический. Истечение газов в надкритической области происходит с момента открытия выпускных органов до образования критического отношения

давлений (в точке *k*)  $\beta_{кр} = (p_r/p_{ц})_{кр} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$ , где  $p_r$  — давление в выпускном коллекторе. При температуре выпускных газов около 1000 К и среднем давлении в ресивере  $(p_r)_{кр} \approx 1,05$  кгс/см<sup>2</sup> скорость истечения газов достигает 500—700 м/с.

Подкритический период фазы *I* соответствует свободному истечению газов при давлении ниже критического и интенсивном снижении скорости газов. В начальный момент поступления в цилиндр продувочного воздуха выпуск продолжается за счет эжектирующего действия столба вытекаю-

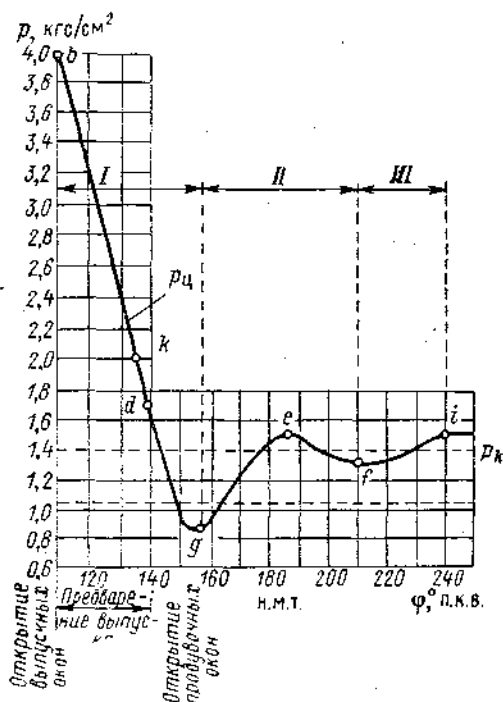


Рис. 17.7. Фазы процессов выпуска и продувки.

щих газов. В связи с этим давление в цилиндре в конце фазы *I* падает примерно до атмосферного (точка *g*), а в ВОД иногда и ниже атмосферного. Точка *d* на кривой  $p_{\text{ц}} = f(\varphi)$  соответствует моменту начала открытия продувочных окон. Угол п. к. в. от момента открытия выпускных органов до начала открытия продувочных принято называть *предварением выпуска*. В начальный период открытия продувочных окон воздух в цилиндр не поступает, так как обычно давление  $p_d$  в цилиндре в этот момент выше давления  $p_k$  в продувочном ресивере. Большого заброса газов до момента уравнивания давлений не будет вследствие значительной площади открытых выпускных органов, интенсивного падения давления в цилиндре и эжектирующего действия столба выпускных газов.

Фаза *II*, или принужденный выпуск (участок *gef*), соответствующую одновременному выпуску и продувке, можно подразделить на два периода. Во время первого периода наблюдается интенсивное нарастание давления вследствие поступления воздуха при значительной площади открытых продувочных окон (участок *ge*). В течение второго периода амплитуды изменения давления снижаются и характер процесса приближается к установившемуся (участок *ef*).

За фаза *III* (участок *fi*) в зависимости от системы продувки происходит либо потеря заряда, если выпускные органы закрываются после продувочных (например, в бесклапанных системах), либо дозарядка, если продувочные окна закрываются позже выпускных (например, в асимметричных системах продувки).

Наряду с изменением давления в цилиндре при газообмене в выпускном трубопроводе под влиянием импульсов давления выпускных газов возникают волны давления, оказывающие значительное влияние на характер протекания процессов в цилиндре и эффективность использования энергии выпускных газов при газотурбинном наддуве.

### 17.3. ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССОВ ПРОДУВКИ И ВЫПУСКА

**Продувка — наполнение.** Коэффициент избытка продувочного воздуха  $\varphi_k$  представляет собой отношение объема  $V_k$  подаваемого компрессором продувочно-наддувочного воздуха к суммарному объему ходов поршней всех рабочих цилиндров

$$\varphi_k = \frac{V_k}{iV_S}; \quad V_k = V_0 \frac{p_0 T_k}{p_k T_0},$$

где *i* — количество цилиндров;  
 $p_0, T_0$  — давление и температура окружающей среды;  
 $p_k, T_k$  — давление и температура наддувочного воздуха.

Значения  $\varphi_k$  зависят от совершенства системы продувки:

$$\varphi_k \approx 1,4 \div 1,0,$$

где меньшие значения относятся в основном к прямоточным системам продувки.

Коэффициент избытка продувочного воздуха в условиях окружающей среды ( $p_0$  и  $T_0$ )

$$\varphi_0 = \frac{V_0}{iV_S} \approx 2,0 \div 2,2.$$

Коэффициент продувки  $\varphi_a$  представляет собой отношение массового расхода  $G_k$ , кг/с, продувочного воздуха, проходящего через рабочий цилиндр (или цилиндры), к массовому расходу воздуха  $G_a$ , оставшегося в рабочих цилиндрах,

$$\varphi_a = \frac{G_k}{G_a}.$$

Значение  $G_k$  можно получить расчетным путем или при испытании двигателя ( $G_k = Q_k \gamma_k$  кг/с). Оставшаяся в цилиндрах масса воздуха  $G_a$  в первом приближении составляет

$$G_a = \text{in} \frac{V_a p_a \cdot 10^4}{R T_a \left(1 + \gamma_r \frac{\mu_r}{\mu_b}\right)} = \text{in} \frac{V_S (1 - \psi_S) + V_c \gamma_r}{1 + \gamma_r \frac{\mu_r}{\mu_b}}, \quad (17.1)$$

где  $\mu_b$  и  $\mu_r$  — относительная молекулярная масса воздуха и остаточных газов.

Величины  $p_a$  и  $T_a$  можно определить расчетным или опытным путем. Обычно для дизелей с контурной продувкой  $p_a = \frac{p_k + p_r}{2}$ , а с прямоточной продувкой  $p_a \approx (0,90 \div 1,05) p_k$ .

Коэффициент продувки  $\varphi_a$  является одним из важнейших показателей совершенства системы продувки и наполнения рабочих цилиндров:

$$\varphi_a \approx 2,0 \div 1,4.$$

Величина, обратная  $\varphi_a$ , называется *коэффициентом использования продувочного воздуха*  $\eta_n$ :

$$\eta_n = \frac{1}{\varphi_a} \approx 0,5 \div 0,7.$$

Рассмотрим взаимосвязи между коэффициентами, характеризующими качество продувки ( $\varphi_k$ ,  $\varphi_a$ ,  $\eta_n$  и др.).

Заменив в выражении для  $\varphi_a$  массовые отношения объемными (для одного цилиндра), получим

$$G_k = V_k \gamma_k; \quad G_a = V_S \eta_n \gamma_k,$$

где  $V_S \eta_n$  — объем оставшегося в цилиндре воздуха, приведенного к условиям в ресивере. Тогда

$$\varphi_a = \frac{G_k}{G_a} = \frac{V_k \gamma_k}{V_S \eta_n \gamma_k} = \frac{V_S \varphi_k}{V_S \eta_n} = \frac{\varphi_k}{\eta_n},$$

следовательно,  $\varphi_k = \varphi_a \eta_n$ .

Установим взаимосвязь между коэффициентами  $\alpha$  и  $\alpha_\Sigma$ :

$$\alpha_\Sigma = \frac{G_k}{G_{\alpha=1}}; \quad \alpha = \frac{G_a}{G_{\alpha=1}},$$

где  $\alpha_\Sigma$  — суммарный избыток воздуха, определяемый в выпускном коллекторе (в МОД  $\alpha_\Sigma \approx 3,0 \div 5,0$ ;  $G_{\alpha=1} \approx 14,3 g_e N_e$  кг/ч при известных  $g_e$  и  $N_e$ ).

Следовательно,

$$\frac{\alpha_\Sigma}{\alpha} = \frac{G_k}{G_a} = \varphi_a = \frac{\varphi_k}{\eta_n}.$$

Искомые взаимосвязи пяти параметров газообмена будут

$$\varphi_a = \frac{\varphi_k}{\eta_n} = \frac{\alpha_\Sigma}{\alpha}; \quad \frac{\varphi_k}{\alpha_\Sigma} = \frac{\eta_n}{\alpha}.$$

Полученные взаимосвязи параметров и коэффициентов процесса газообмена можно использовать при расчетах и экспериментальных исследованиях судовых двигателей.

**Выпуск газов.** Давление  $p_b$  и температуру  $T_b$  в момент открытия выпускных органов можно определить из расчета рабочего цикла или экспериментальным путем.

Согласно опытным данным средние значения давления  $p_b$  изменяются в следующих пределах:

Дизели		$p_b$
малооборотные	.....	$(2 \div 4) p_k$
высокооборотные	.....	$(4 \div 6) p_k$

Более высокие значения  $p_b$  обусловлены более ранним открытием выпускных органов (например, выпускного клапана в МОД при импульсном ГТН), форсированием рабочего процесса по наддуву, повышенным давлением сгорания  $p_z$ .

Температура выпускных газов  $T_b$  в судовых дизелях

$$T_b \approx 1100 \div 1200 \text{ K},$$

где большие значения  $T_b$  соответствуют повышенным значениям  $p_e$  и  $p_z$ ; меньшие значения  $T_b$  наблюдаются при повышенном коэффициенте избытка продувочного воздуха  $\phi_k$ .

Значение  $T_b$  можно определить из расчета рабочего цикла или по приближенной формуле (для дизелей с ГТН)

$$T_b = T_k \frac{p_b}{p_k}.$$

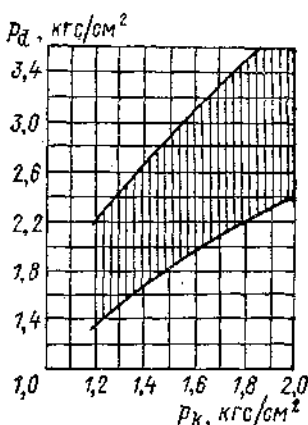


Рис. 17.8. Зависимость  $p_d = f(p_k)$  для прямооточной продувки.

Давление в цилиндре  $p_d$  в момент открытия продувочных окон несколько выше давления продувочного воздуха (примерно на 1—2 кгс/см²); однако большого заброса газов в продувочный ресивер при этом не происходит, что объясняется (как уже указывалось) значительным превышением к данному моменту площади открытых проходных сечений выпускных органов по сравнению с продувочными, а также эжектирующим эффектом выпускных газов.

В большинстве случаев при допущении некоторого заброса газов и продолжении выпуска действительный процесс продувки цилиндра начинается несколько позже момента открытия кромки продувочных окон. Это дает возможность существенно увеличить время — сечение продувочных окон, что в свою очередь благоприятно влияет на весь последующий процесс продувки.

Для ориентировочного определения давления  $p_d$  в ВОД с прямооточной продувкой А. С. Орлин рекомендует пользоваться графиком  $p_d = f(p_k)$ , представленным на рис. 17.8 (значения  $p_d$  для МОД лежат ниже заштрихованной области).

Из выражения  $a = \frac{p_d - p_r}{p_k - p_r}$  следует, что давление в цилиндре  $p_d$  в начале процесса принужденного выпуска и продувки — наполнения

$$p_d = a(p_k - p_r) + p_r, \quad (17.2)$$

где  $a$  — коэффициент, характеризующий долю перепада давлений, теряемого в выпускных органах ( $p_d - p_r$ ), по отношению к общему перепаду давлений в процессе продувки — наполнения ( $p_k - p_r$ ).

Согласно экспериментальным данным коэффициент  $a$  изменяется в следующих пределах:

Дизели с продувкой		$a$
клапанный-щелевой	.....	0,5—0,9
контурной и петлевой	.....	0,4—0,75
прямоточно-щелевой	.....	0,3—0,5

Основными факторами, оказывающими влияние на коэффициент  $\alpha$ , являются: система продувки; давление и температура в цилиндре в начале процесса продувки—наполнения; отношение время—сечение выпускных и продувочных органов; устройство и параметры смежных систем впускного и выпускного трактов.

Ниже приведены значения коэффициентов расхода  $\mu$  органов газораспределения.

Органы газораспределения	
продувочные	0,70—0,75
выпускные	0,60—0,80

Основное влияние на коэффициенты расхода оказывают следующие факторы: скорость протекания воздуха и газа; конфигурация органов газораспределения и смежных с ними систем; совершенство конструкции и изготовления клапанов и окон.

Как видно из приведенных данных, значения  $\mu$  для различных систем продувки и органов газораспределения мало отличаются друг от друга.

#### 17.4. РАСПОЛАГАЕМОЕ ВРЕМЯ — СЕЧЕНИЕ ОРГАНОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При проектировании новых типов двухтактных двигателей целесообразно использовать богатые экспериментальные данные по различным системам продувки.

Основными характеристиками газораспределительных органов являются их конструктивное оформление, конструктивные соотношения и проходные сечения. Ниже приведены конструктивные соотношения окон для основных систем продувки—выпуска.

Относительная высота окон  $\psi_B$  и  $\psi_P$  (в долях от  $S$ )

Система продувки	$\psi_B$	$\psi_P$
Контурная		
поперечная	0,16—0,25	0,08—0,15
петлевая	0,18—0,30	0,08—0,15
Прямоточная		
прямоточно-щелевая	0,20—0,25	0,15—0,20
прямоточно-клапанная	—	0,08—0,15

Суммарная относительная ширина окон  $b_B$  и  $b_P$   
(в долях от  $\pi D$ )

Система продувки	$b_B$	$b_P$
Контурная	$(0,2 \div 0,35) \pi D$	$(0,25 \div 0,4) \pi D$
Прямоточная	$(0,55 \div 0,75) \pi D$	

У большей части систем продувки для получения нужного устойчивого направления потоков продувочного воздуха окна делают наклонными

к оси и к радиусу цилиндра (рис. 17.9). Тогда при осевом наклоне окон фактическая высота  $h' = h \sin \gamma$ , а при тангенциальном расположении окон (в плане) ширина окна  $b' = b \cos \alpha$ . Следовательно, при наклоне окон площадь проходного сечения окон  $f = bh \sin \gamma \cos \alpha$ .

Для обеспечения устойчивого направления потоков воздуха необходимо, кроме того, чтобы отношение длины окна  $l$  к его ширине  $b$  лежало в пределах  $l/b \approx 1,0 \div 1,5$ .

Количество окон  $i$  зависит от системы продувки и диаметра цилиндра  $D$  и выбирается с таким расчетом, чтобы простенки между окнами были достаточны для свободного прохода замков поршневых колец, фиксированных в канавках поршня.

В двигателях с прямоточно-клапанной системой продувки количество выпускных клапанов изменяется от 1 до 4 в зависимости от степени быстротности и диаметра  $D$  цилиндра. Примерные соотношения между числом  $i_k$ , диаметром  $d_k$  и высотой подъема  $h_k$  клапанов приведены ниже.

Количество клапанов	$i_k = 1$	$i_k = 2$ ( $c_m = 4 \div 6$ м/с)	$i_k = 2$ ( $c_m = 6 \div 10$ м/с)	$i_k = 4$
$d_k$	$(0,42 \div 0,49) D$	$(0,3 \div 0,35) D$	$(0,35 \div 0,42) D$	$(0,27 \div 0,34) D$
$h_k$		$(0,24 \div 0,32) D$		

Моменты открытия выпускных клапанов до н. м. т.  $\varphi_{н.о.} \approx 70 \div 100^\circ$  и закрытия за н. м. т.  $\varphi_{к.з.} \approx 50 \div 80^\circ$ , общая продолжительность открытия  $\varphi_{\Sigma} \approx 120 \div 180^\circ$ .

Располагаемое время—сечение органов газораспределения двухтактных двигателей можно определять, исходя из конструктивных соотношений продувочных и выпускных окон для различных систем газообмена.

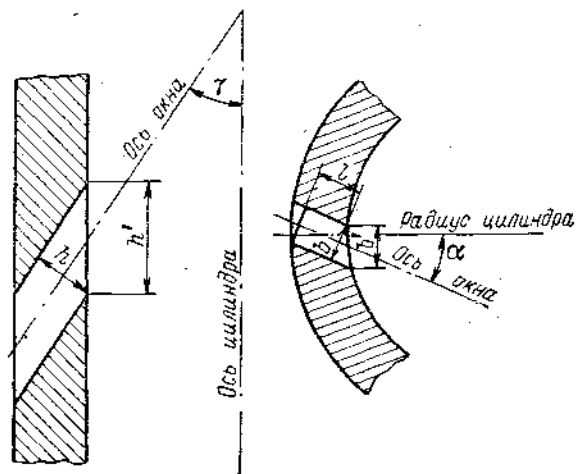


Рис. 17.9. К определению проходных сечений окон.

Исходя из особенностей выбранной системы продувки, задаются основными размерами окон и их конфигурацией.

Построение диаграммы время—сечение сводится к определению переменных значений линейного открытия и закрытия поршнем проходных сечений окон в функции от угла п. к. в. (для контурных систем продувок); таким образом, изменение проходных сечений окон определяется кривой пути поршня в функции от угла п. к. в.  $\varphi$  или времени  $t$ .

При построении диаграммы время—сечение используем одну из наиболее простых систем продувки—бесклапанную поперечную.

Для учета конечной длины шатуна обычно используют поправку Ф. А. Брикса

$$OO_1 = R^2/2L,$$

где  $R$ — радиус кривошипа;  $L$ — длина шатуна.



Опишем радиусом  $R = S/2$  в произвольном масштабе окружность, соответствующую  $\varphi = 70 \div 90^\circ$  п. к. в. (рис. 17.10, а).

Введем поправку Брикса, отложив вниз от центра окружности отрезок  $OO_1$ . Из центра  $O_1$  опишем произвольным радиусом дугу  $BD$ . На оси ординат  $BO_1$  (в том же масштабе) отложим высоту выпускного  $h'_{в \max}$  и продувочного  $h'_{п \max}$  окон и проведем линию  $CD$ , параллельную оси абсцисс. На дуге  $BD$  нанесем деления через каждые  $5-10^\circ$  ( $0, 10, 20, 30^\circ$  и т. д.), причем количество полученных участков должно быть не менее пяти и соответствовать полному открытию выпускного окна. Ординатами  $h_1, h_2, h_3$  и т. д. показаны высота окон при соответствующих положениях кривошипа коленчатого вала ( $60, 50, 40^\circ$  и т. д.).

На оси абсцисс (рис. 17.10, б) откладываем в произвольном масштабе углы п. к. в. по обе стороны от н. м. т. ( $0, 10, 20^\circ$  и т. д.). Из полученных

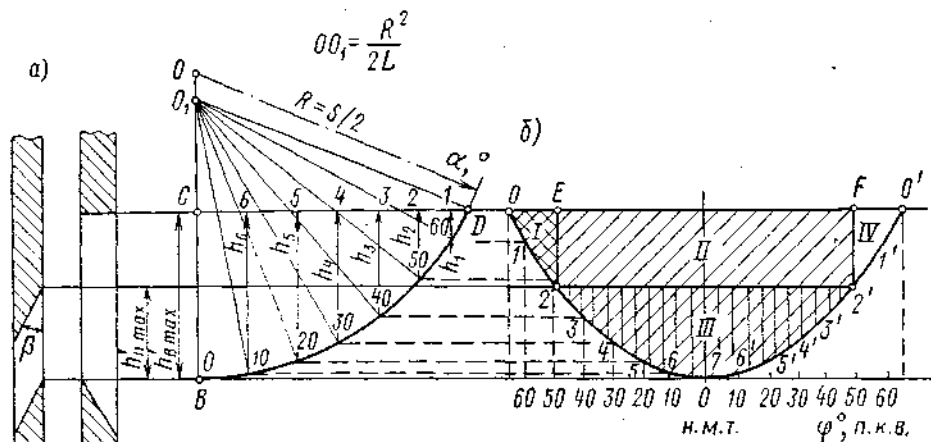


Рис. 17.10. К построению диаграммы располагаемое время—сечение.

точек проводим ряд перпендикуляров до пересечения с соответствующими положениями верхней кромки поршня (точки  $1, 2, 3, \dots, I'$ ). В результате данного построения получаем кривую перемещения поршня в зависимости от угла п. к. в.; кривые на участках  $0-7$  и  $2-7$  дают зависимость высоты открытия выпускных и продувочных окон от угла п. к. в.

Поскольку ширина окон (согласно условию) по всей их высоте остается постоянной, то полученный график (рис. 17.10, б) представляет собой диаграмму время—сечение; при этом площадь  $0-7-0'$  относится к выпускным окнам, а площадь  $2-7-2'$  — к продувочным.

Масштабы этих площадей различны и определяются следующим образом. Положению поршня в н. м. т. соответствует максимальное открытие выпускного  $h_{в \max}$  и продувочного  $h_{п \max}$  окон, а следовательно, и максимальные проходные сечения  $F_{в \max}, \text{м}^2$ , и  $F_{п \max}, \text{м}^2$ . Для выпускных окон

$$F_{в \max} = b_{в} h_{в \max},$$

а для продувочных

$$F_{п \max} = b_{п} h_{п \max}.$$

Масштаб по оси ординат определяют по формулам:

— для выпускных окон

$$\frac{F_{в \max}}{h_{в}} \text{ м}^2/\text{см};$$

— для продувочных

$$\frac{F_{п \max}}{h'_n} \text{ м}^2/\text{см.}$$

Значения  $h'_{в \max}$ , см, и  $h'_{п \max}$ , см, снимают с диаграммы время—сечение (см. рис. 17.10, б).

Масштаб по оси абсцисс зависит от принятого угла п. к. в., приходящегося на 1 см длины диаграммы, и частоты вращения коленчатого вала  $n$ , об/мин, т. е.  $\alpha/6n$ , с/см.

Таким образом, масштаб площадей диаграммы:

— для выпускных окон

$$\frac{F_{в \max}}{h'_в} \frac{\alpha}{6n} \text{ м}^2 \cdot \text{с}/\text{см}^2;$$

— для продувочных окон

$$\frac{F_{п \max}}{h'_п} \frac{\alpha}{6n} \text{ м}^2 \cdot \text{с}/\text{см}^2.$$

Диаграмма время—сечение дает возможность определять располагаемое время—сечение для отдельных фаз выпуска и продувки. Предполагая,

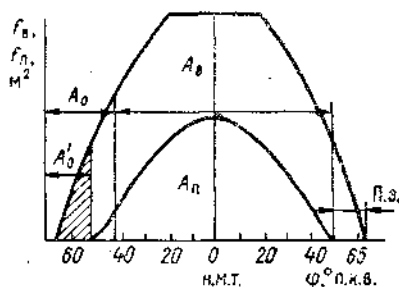


Рис. 17.11. Диаграмма располагаемое время—сечение (дизель ДРН 30/50).

$A_0$  — свободный выпуск;  $A'_0$  — предварение выпуска;  $A_а$  — продувка;  $A_в$  — выпуск; П. з. — потеря заряда.

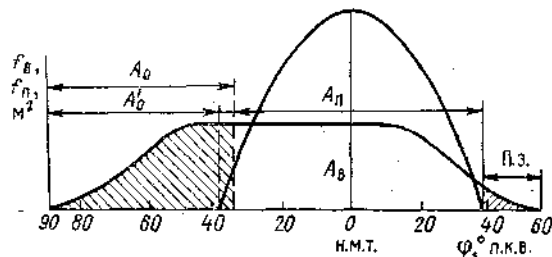


Рис. 17.12. Диаграмма располагаемое время — сечение (дизель ДКРН 74/160).

диаграмму время—сечение на четыре площади (см. рис. 17.10, б), соответствующие *предварению выпуска*, т. е. диаграмме располагаемое время — сечение выпуска до начала открытия продувочных окон (пл. I), *принужденному выпуску*, т. е. процессу выпуска во время продувки (пл. II плюс пл. III), *периоду продувки* (пл. III), *периоду дозарядки, или потере заряда*, если продувочные окна закрываются раньше выпускных окон (пл. IV).

В качестве критериев выбора основных размеров газораспределительных органов можно принять среднюю условную скорость  $\omega$ , м/с, истечения продуктов сгорания или воздуха за рассматриваемую фазу:

— свободный выпуск (для контурной системы продувки  $\psi_s = \psi_v$ , а для прямоточной  $\psi_s = \psi_n$ )

$$\omega_{с.в} = \frac{V_s(1 - \psi_s)}{A_{с.в}};$$

— принужденный выпуск

$$\omega_{п.в} = \frac{\varphi_k V_s}{A_{п.з}};$$

— продувка—наполнение

$$\omega_n = \frac{\varphi_k V_s}{A_n},$$

где  $\varphi_k$  — коэффициент избытка воздуха, определяемый из общего расхода воздуха, подаваемого компрессором в двигатель на цикл  $(V_k)_{\text{цикл}}$ .

Значения средней условной скорости  $\omega$  истечения продуктов сгорания и воздуха лежат примерно в следующих пределах:

Фазы	$\omega$ , м/с	
	Тихоходные дизели	Быстроходные дизели
Свободный выпуск	200—500	400—1000
Принужденный выпуск через окна	50—150	100—200
клапаны	50—100	75—150
Продувка — наполнение	80—100 *	100—120 **

\* Контурная система продувки.

\*\* Прямоточная система продувки.

При проектировании в случае отклонения значений  $\omega$  от рекомендованных проводят корректировку основных размеров окон.

На рис. 17.11 и 17.12 приведены диаграммы располагаемого времени—сечение двухтактных судовых дизелей типа ДКРН 30/50 с контурной поперечной продувкой и типа ДКРН 74/160 с прямоточно-клапанной продувкой.

## 17.5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ВЫПУСКА И ПРОДУВКИ

**Процесс выпуска.** Основной целью расчета газообмена в двухтактных двигателях является определение теоретически необходимого времени—сечение отдельных фаз выпуска и продувки и сопоставление его с располагаемым, полученным на базе обработки и анализа многочисленных заводских данных по различным системам продувок.

Приближенный расчет процесса выпуска газов из цилиндра производится на базе уравнения одномерного установившегося движения потока газа; при этом принимают, что давление в продувочном и выпускном коллекторах постоянно. Исходным для расчетов является уравнение секундного расхода газа

$$dG = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} dt, \quad (17.3)$$

где  $dG$  — расход газа за время  $dt$ ;

$\mu$  — коэффициент истечения газа из выпускных органов;

$p_1$  и  $v_1$  — давление и удельный объем газа в цилиндре.

Критическое отношение давлений при истечении

$$\beta_{кр} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (17.4)$$

Функция, зависящая от перепада давлений  $\psi = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$  для надкритической области  $\left(\frac{p_2}{p_1} > \beta_{кр}\right)$ , не зависит от отношения  $p_2/p_1$ :

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}. \quad (17.5)$$

Функцию истечения для подкритической области  $(p_2/p_1 \leq \beta_{кр})$  можно определить из выражения (рис. 17.13)

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ (p_2/p_1)^{\frac{2}{k}} - (p_2/p_1)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (17.6)$$

где  $p_2$  — давление газов за выпускными органами.

Температура в цилиндре за период выпуска изменяется в пределах 800—1500 К, что соответствует значениям  $k = 1,32 \div 1,29$ . Если принять среднее значение  $k = 1,30$ , то  $\psi_{\max} = 2,09$ .

Обозначим начальные параметры газа в цилиндре через  $p_0$  и  $v_0$  и примем, что изменение состояния в цилиндре происходит по политропе с показателем  $m < k$ . Тогда после преобразований исходного выражения для расхода газа (17.3) получим следующее уравнение:

$$\frac{1}{m} (p_1/p_2)^{-1} d(p_1/p_0) = -\frac{\mu f \psi}{V_1} \sqrt{p_0 v_0} (p_1/p_0)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} dt - \frac{dV_1}{V_1}. \quad (17.7)$$

Решив уравнение (17.7) относительно  $f dt/V_1$  и проинтегрировав его, найдем общее основное выражение для исследования процесса истечения газов при газообмене [6]:

$$\begin{aligned} \int \frac{f dt}{V_1} = & -\frac{1}{m \mu \sqrt{p_0 v_0}} \int \frac{(p_1/p_0)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}}}{\psi} d(p_1/p_0) - \\ & - \frac{1}{\mu \sqrt{p_0 v_0}} \int \frac{1}{\psi (p_1/p_0)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}}} \frac{dV_1}{V_1}. \end{aligned} \quad (17.8)$$

Интегрирование этого уравнения можно распространить на любой период времени процессов выпуска и продувки; переменными величинами являются  $p_1/p_0$ ;  $f$ ;  $V_0$  и функция  $\psi$ .

Интегрирование первой части ( $A_1$ ) уравнения (17.8) можно распространить либо на период предварения выпуска, либо на весь процесс свободного выпуска.

Разбивая первый интеграл ( $A_1$ ) на два, соответствующих над- и подкритическому периодам выпуска, используя характеристическое уравнение и принимая для упрощения  $R = 29,2$ ,  $m = k = 1,30$  и  $\psi_{\max} = 2,09$ , после преобразования выражения для определения время—сечения свободного выпуска (до начала продувки) при наличии над- и подкритической областей получаем

$$\begin{aligned} A_0 = \int_b^t f_b dt = & \frac{V_u}{\mu \sqrt{T_b}} \left[ (0,496 \div 0,102 p_r/p_d) \left( \frac{p_b}{p_r} \right)^{0,115} - \right. \\ & \left. - 0,59 - 0,1 \ln \frac{V_d}{V_b} \right] \text{м}^2 \cdot \text{с}. \end{aligned} \quad (17.9)$$

При отсутствии подкритической области, что наблюдается в основном у ВВД, формула (17.9) примет вид

$$A_0 = \frac{0,59 V_u}{\mu \sqrt{T_b}} \left[ (p_b/p_d)^{0,115} - 1 - 0,17 \ln \frac{V_d}{V_b} \right] \text{м}^2 \cdot \text{с}. \quad (17.9a)$$

Из уравнений (17.9) и (17.9а) можно определить параметры газа в цилиндре в рассматриваемый момент времени.

Давление в момент открытия продувочных окон

$$p_d = \frac{0,102 p_r}{\left( \frac{\mu V \overline{T_b}}{V_n} A'_0 + 0,59 + 0,1 \ln \frac{V_d}{V_b} \right) (p_r/p_b)^{0,115} - 0,496} \quad (17.10)$$

Давление при истечении в надкритической фазе

$$p_d = \frac{p_b}{\left( \frac{\mu V \overline{T_b}}{0,59 V_n} A'_0 + 0,17 \ln \frac{V_d}{V_b} + 1 \right)^{\frac{1}{0,115}}}, \quad (17.10a)$$

где  $V_n$  — средний объем от начала выпуска до момента начала продувки;  
 $V_d$  — объем цилиндра в момент открытия продувочных окон

$$V_d = V_c + V_s (1 - \psi_n).$$

Средний объем цилиндра от начала выпуска до момента открытия продувочных окон (предварение выпуска)

$$V_n = \frac{V_b + V_d}{2}.$$

Согласно опытным данным после начала открытия продувочных окон давление в цилиндре  $p_n$  продолжает падать. В первом приближении принимают, что свободный выпуск заканчивается примерно в момент снижения  $p_n$  до давления, соответствующего началу процесса принужденного выпуска (или несколько меньшего  $p_n$ ). Давление  $p_n$  можно определить из формулы

$$p_n = a(p_k - p_r) + p_r,$$

где значения  $a$  определяют экспериментальным путем (см. стр. 178) или из зависимости  $p_n \approx (0,90 \div 0,95) p_k$ .

Уравнение (17.10) можно использовать также для построения функции изменения давления выпуска в цилиндре от угла п. к. в.;  $p_n = f(\varphi)$ . В этом случае кривую, соответствующую процессу выпуска, следует разбить на ряд участков в над- и подкритической областях.

Температуру для каждого участка можно найти из уравнения политропного расширения газов (при  $m = 1,30$ ). Масса воздуха, вытекающего на соответствующем участке,

$$\Delta G_i = \frac{p_1 V_1}{RT_1} - \frac{p_2 V_2}{RT_2},$$

а общая масса воздуха за весь период выпуска

$$G_b = \sum_{n=1}^n \Delta G_i,$$

где  $n$  — число участков.

**Процесс продувки.** Процесс продувки начинается в конце свободного выпуска, т. е. при снижении давления в цилиндре до  $p_n$ . При этом пред-

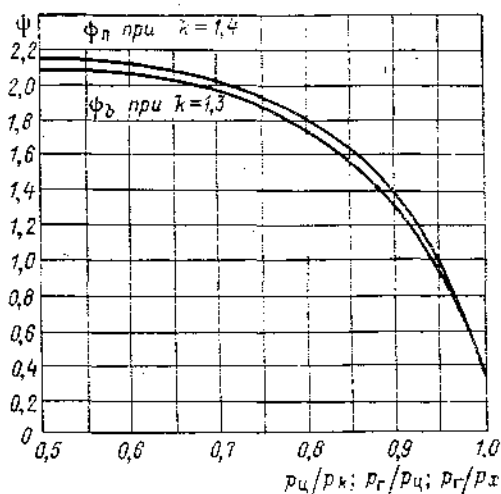


Рис. 17.13. График функции  $\psi = f(p_n/p_k; p_r/p_n; p_r/p_x)$ .

полагают, что давление  $p_u$  и  $p_k$  в течение продувки постоянно. Из основного уравнения расхода газа (17.3) находим необходимое время—сечение продувки

$$A_n = \int f_n dt = \frac{G_n}{\mu_n \psi_n \sqrt{p_k/v_k}}, \quad (17.11)$$

где  $f_n$  — площадь проходного сечения продувочных окон в рассматриваемый момент времени;

$\mu_n$  — коэффициент расхода, отнесенный к продувочным окнам.

Функцию  $\psi_n = f\left(\frac{p_u}{p_k}\right)$  определяют из выражения

$$\psi_n = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left(\frac{p_u}{p_k}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_u}{p_k}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

или из графика на рис. 17.13.

Необходимая масса продувочно-наддувочного воздуха  $G_n = V_s \gamma_k \Phi_k$ . Следовательно, необходимое время—сечение продувки—наддува при отнесении параметров  $p$ ,  $T$  и  $\Phi$  к условиям на впуске (т. е. в ресивере продувочного воздуха)

$$A_n = \int f_n dt = \frac{\Phi_k V_s}{\mu_n \psi_n \sqrt{RT_k}} \approx 0,185 \frac{\Phi_k V_s}{\mu_n \psi_n \sqrt{T_k}}. \quad (17.12)$$

Из формулы (17.12) можно определить также давление  $p_u$ , а из графика  $\psi_n = f\left(\frac{p_u}{p_k}\right)$  коэффициент истечения  $\mu_n$ .

**Принужденный выпуск.** Принужденный выпуск происходит под действием поступающего в цилиндр продувочного воздуха. Примем, что давление в цилиндре  $p_u$  и выпускном ресивере  $p_r$  во время процесса постоянно.

Предположив, что процесс истечения газов происходит без теплообмена со стенками и при отношении давления ниже критического, найдем необходимое время—сечение принужденного выпуска

$$A_{п.в} = \int f_b dt = \frac{G_b}{\mu_b \psi_b \sqrt{p_u/v_u}}, \quad (17.13)$$

где функцию

$$\psi_b = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left(\frac{p_r}{p_u}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_r}{p_u}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

можно определить из графика на рис. 17.13.

Масса газов, вытекших за период принужденного выпуска,

$$G_b = \Phi_k \frac{V_s}{v_k} - G_{с.в.}$$

Масса газов, вытекших за период свободного выпуска,

$$G_{с.в.} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n}, \quad (17.14)$$

где индекс «п» относится к началу продувки.

Температура

$$T_n = T_b (p_u/p_b)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Подставив выражение для  $G_b$  в формулу (17.13), получим

$$A_{п.в} = \frac{\Phi_k V_s}{\mu_b \psi_b \sqrt{p_u/v_u}} - \frac{G_{с.в.}}{\mu_b \psi_b \sqrt{p_u/v_u}} = \left( \frac{\Phi_k V_s}{v_k} - G_{с.в.} \right) \frac{\sqrt{RT_u}}{\mu_b \psi_b p_u}. \quad (17.15)$$

Средняя условная температура газов  $T_{\text{ц}}$  за время принужденного выпуска зависит от системы продувки и характера перемешивания продувочного воздуха с выпускными газами.

При условии полного перемешивания, которое может наблюдаться в МОД с контурной продувкой,

$$T_{\text{ц}} = \frac{(1 + \Phi)(T_k + \Delta T_k)T_r}{(T_k + \Delta T_k) + \Phi T_r}, \quad (17.16)$$

где  $T_r$  — температура остаточных газов.

А. С. Орлин предлагает определять температуру  $T_{\text{ц}}$  (в основном для двигателей с прямоточной продувкой) по формуле

$$T_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{п}} - T_a}{\ln T_{\text{п}}/T_a}, \quad (17.17)$$

где  $T_{\text{п}}$  — температура в начале продувки.

Теоретически необходимое время—сечение продувочных и выпускных органов ( $A_0$ ) обычно меньше располагаемого, так как в теоретических расчетах реальные процессы выпуска и продувки заменяют условными, протекающими при одномерном установившемся течении газов без учета влияния динамики газозвукового потока всего продувочно-выпускного тракта.

Как показывает сопоставление расчетных и экспериментальных данных, отношение располагаемого время—сечение ( $A_0$ ) к теоретически необходимому ( $A_0'$ ) лежит в следующих пределах:

	$A_0/A_0'$
Двухтактные двигатели	
малооборотные . . . . .	1,0—1,50
высокооборотные . . . . .	1,0—1,25

При недостаточном время—сечении следует соответственно увеличить проходные сечения окон.

Окончательные размеры и конфигурацию окон устанавливают после экспериментальной доводки продувочно-выпускной системы на опытном отсеке или головном двигателе новой конструкции.

## 17.6. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ГАЗООБМЕНА

Совершенство процесса газообмена можно оценить параметрами рабочего цикла  $p_c, p_k, g_i, g_e$  и коэффициентами  $\gamma_r, \eta_n, \Phi_a, \Phi_k, \alpha_{\Sigma}$ .

Дополнительными коэффициентами, характеризующими совершенство процессов продувки и выпуска, являются:

— коэффициент полезного действия продувки  $\eta_n$ , равный отношению количества воздуха  $L$ , оставшегося в цилиндре после продувки, ко всему количеству заряда, состоящего из свежего воздуха и остаточных газов ( $L + M_r$ ),

$$\eta_n = \frac{L}{L + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma_r};$$

— коэффициент использования продувочного воздуха, равный отношению воздуха, оставшегося в цилиндре, ко всему количеству, поданному за время газообмена,  $\eta_n = \frac{1}{\Phi_a}$ ;

— коэффициент чистоты заряда  $\eta_r$ , характеризующий отношение остаточных газов в цилиндре  $M_r$  к количеству всего заряда, состоящего из воздуха и остаточных газов ( $L + M$ ),

$$\eta_r = \frac{M_r}{L + M_r} = \frac{\gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1 - \eta_n.$$

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$  в первом приближении можно определить химическим анализом проб газов, отобранных из цилиндра и выпускной системы. Для отбора чистых продуктов сгорания за промежуток времени от окончания процесса сгорания до начала продувки используют специальные быстродействующие газоотборные стробоскопические клапаны. Этот метод не дает, однако, достаточно точных результатов из-за трудностей отбора среднего по всему цилиндру состава газа.

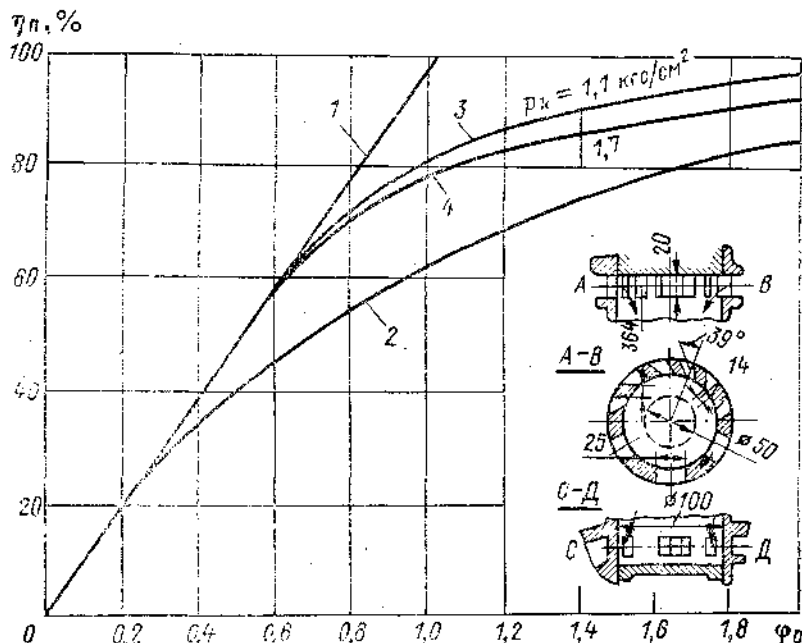


Рис. 17.14. График зависимости  $\eta_{п} = f(\phi_0, p_k)$ .

Кроме химического анализа газов иногда применяют так называемый *метод трассирующего газа*, при котором во впускную систему работающего двигателя вводят присадку газа (чаще всего ацетона), которая при  $t \leq 600 \div 800^\circ \text{C}$  и  $p \leq 5 \div 8 \text{ кгс/см}^2$  остается стойкой, а при более высоких  $t$  и  $p$  полностью сгорает. По концентрации присадки на впуске и выпуске можно определить значения  $\eta_{п}$  и  $\phi_a$ .

Зависимости к. п. д. продувки  $\eta_{п}$  от коэффициента избытка продувочного воздуха  $\phi_0$  и  $p_k$  для прямоточно-щелевой системы продувки (полученные Листом на моделях) приведены на рис. 17.14. Прямая 1 характеризует изменение  $\eta_{п}$  при удалении выпускных газов без смешивания их с продувочным воздухом, кривая 2 — при полном смешении. Из экспериментов следует, что максимальные значения  $\eta_{п}$  при прямоточно-щелевой системе продувки достигают 92—96% (кривые 3 и 4).

Ориентировочные значения к. п. д. продувки  $\eta_{п}$  изменяются в следующих пределах:

Система продувки	$\gamma_r$	$\eta_{п}, \%$
Прямоточная	0,08—0,10	92,5—91,0
Поперечная с эксцентрическим расположением окон в плане	0,10—0,12	91,0—89,5
Петлевая односторонняя	0,12—0,15	89,5—87,0



Исследование процессов газообмена производят на плоских или объемных, статических или динамических моделях (непрерывного или однократного действия), а также и на работающих двигателях.

При объемной статической модели цилиндр выполняют прозрачным, а поршень фиксируют последовательно в разных положениях. Для установления характера и направления потоков воздуха используют дым, цветные нити, опилки, хлопья метальдегида и др. Протекание потоков зарисовывают или фотографируют.

В динамических моделях кривошипно-шатунный механизм приводится в движение от электродвигателя; качество очистки чаще всего определяют химическим анализом газов.

## Глава 18

### ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

Общие показатели рабочего процесса дизеля подразделяются на *индикаторные* (внутренние) и *эффективные* (внешние).

Первые характеризуют совершенство рабочего процесса с учетом только тепловых потерь в рабочем цилиндре двигателя; вторые, кроме тепловых потерь, учитывают также механические потери при передаче энергии расширения газов на коленчатый вал двигателя.

#### 18.1. ИНДИКАТОРНАЯ РАБОТА И СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ

Полезную индикаторную работу газов за цикл  $L_i$  можно определить из расчетной теоретической индикаторной диаграммы цикла со смешанным подводом теплоты (рис. 18.1).

Если работу двигателя за цикл  $L_i$  отнести к 1 м<sup>3</sup> рабочего объема цилиндра  $V_s$ , то получим так называемое *среднее* индикаторное давление  $P_i$ , представляющее собой удельную работу цикла,

$$P_i = \frac{L_i}{V_s} \text{ кгс/м}^2.$$

Следовательно,

$$L_i = P_i V_s. \quad (18.1)$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{L_i}{V_s \cdot 10^4} \text{ кгс/см}^2.$$

Таким образом, под средним индикаторным давлением  $p_i$  подразумевают такое условное постоянное по величине избыточное среднее давление, которое, оказывая воздействие на поршень, совершает за один ход работу, эквивалентную работе газов в цилиндре за цикл.

Полезную индикаторную работу газов  $L_i$  можно определить из расчетной индикаторной диаграммы (см. рис. 18.1)

$$L_i = L_{yz} + L_{zb} - L_{ac}.$$

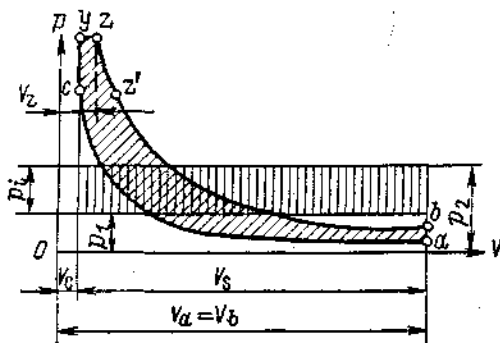


Рис. 18.1. Схема расчетной индикаторной диаграммы цикла со смешанным подводом теплоты.

Работа газов, выраженная через параметры цикла,

$$L_i = P_z(V_z - V_c) + \frac{P_z V_z - P_b V_b}{n_2 - 1} - \frac{P_c V_c - P_a V_a}{n_1 - 1}.$$

Подставим полученные выражения в формулу (18.1), произведем замену  $V_s$  на  $V_c$  ( $\varepsilon \rightarrow 1$ ) и вынесем за скобки  $1/\varepsilon - 1$ . Тогда

$$P_i = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[ P_z \left( \frac{V_z}{V_c} - 1 \right) + \frac{1}{n_2 - 1} \left( P_z \frac{V_z}{V_c} - P_b \frac{V_b}{V_c} \right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{n_1 - 1} \left( P_c - \frac{V_a}{V_c} \right) \right].$$

Заменим ряд выражений в квадратных скобках:

$$P_z = \lambda P_c; \quad V_z/V_c = \rho; \quad P_b = \lambda P_c \delta^{n_2};$$

$$V_b/V_c = \varepsilon; \quad P_a = \frac{P_c}{\varepsilon^{n_1}}; \quad \lambda \varepsilon = \lambda \rho \delta.$$

Вынося за скобки  $P_c$  и выражая давления в кгс/см<sup>2</sup>, получаем окончательное уравнение для расчетного среднего индикаторного давления  $p'_i$  цикла со смешанным подводом теплоты

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (18.2)$$

Для цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$ ,  $\rho = 1$ ,  $\delta = \varepsilon$

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (18.2a)$$

Для упрощения определения  $p_i$  по формуле (18.2)  $1/\delta^{n_2 - 1}$ ,  $1/\varepsilon^{n_1 - 1}$ ,  $1/\varepsilon^{n_2 - 1}$  можно заменить отношениями температур. Тогда для цикла со смешанным подводом теплоты

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right], \quad (18.3)$$

для цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (18.3a)$$

Таким образом, из выражений (18.2) и (18.2a) следует, что величина  $p_i$  прямо пропорциональна  $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$  и находится в функциональной зависимости от безразмерных параметров рабочего цикла  $\varepsilon$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $\delta$ ,  $n_1$  и  $n_2$ .

Среднее индикаторное давление  $p_i$  не зависит от основных размеров рабочего цилиндра — диаметра  $D$  и хода поршня  $S$  (так как  $p_i$  отнесено к единице объема  $V_s$ ), что представляет удобство для расчетов.

Действительное среднее индикаторное давление  $p_i$  четырехтактного дизеля (см. рис. 18.1) меньше расчетного вследствие скруглений действительной индикаторной диаграммы на участке процесса сгорания  $yz$  и в конце расширения (точка  $b$ ), а также в связи с отклонением действительных процессов сжатия и расширения от политропных. Таким образом, действительное среднее индикаторное давление следует определять по формуле  $p_i = \zeta p'_i$ , где отношение площади действительной индикаторной диаграммы  $f_d$  к расчетной  $f_p$   $\zeta = f_d/f_p$  принято называть коэффициентом полноты диаграммы ( $\zeta = 0,96 \div 0,98$ ).

Насосные потери при работе четырехтактного двигателя в качестве насоса, удаляющего выпускные газы и засасывающего воздух, целесообразно относить к механическим потерям и учитывать механическим к. п. д.

$\eta_m$ . Эти потери составляют примерно 2—3% индикаторной работы двигателя.

В двухтактных дизелях  $p_i$ , полученное по формуле (18.1), относится к полезному ходу поршня  $V_S (1 - \psi_S)$ . Обычно принимают, что концевая часть диаграммы полностью компенсирует потери на скругления; тогда действительное среднее индикаторное давление двухтактных дизелей без наддува, отнесенное к полному ходу поршня,  $p_i = p'_i (1 - \psi_S)$ .

Для предварительных расчетов долю хода поршня  $\psi_S$ , потерянную на высоту окон, при контурной системе продувки принимают равной  $\psi_b$  (т. е. относят к выпускным окнам), а при прямоточно-клапанной продувке считают  $\psi_S = \psi_n$  (т. е. относят к продувочным окнам).

Значения среднего индикаторного давления  $p_i$ , характеризующего степень совершенства осуществления рабочего процесса, при номинальных мощности и частоте вращения дизелей без наддува приведены ниже.

Дизели	$p_i$ , кгс/см <sup>2</sup>
четырехтактные . . . . .	6,5—8,0
двухтактные с продувкой прямоточной . . . . .	6,5—8,0
контурной . . . . .	6,0—7,0

Благодаря более совершенному осуществлению процесса смены заряда  $p_i$  у четырехтактных дизелей выше чем у двухтактных. Значения  $p_i$  для двухтактных дизелей зависят в основном от совершенства продувочно-выпускной системы.

У дизелей с наддувом среднее давление  $p_i$  для четырехтактных дизелей достигает 25—30 кгс/см<sup>2</sup>, а для двухтактных 12—15 кгс/см<sup>2</sup>.

Наибольшие значения  $(p_i)_{\max}$  ограничиваются в основном предельно допустимыми давлением и температурой рабочего цикла и связанными с ними максимальными механическими и температурными напряжениями.

## 18.2. ИНДИКАТОРНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Работа, совершаемая газами в цилиндре за цикл,

$$L_i = P_i V_S = p_i \cdot 10^4 V_S = p_i \cdot 10^4 FS, \quad (18.4)$$

где  $P_i$ ,  $p_i$  — среднее индикаторное давление, кгс/м<sup>2</sup> и кгс/см<sup>2</sup>;

$V_S$  — рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;

$F$ ,  $S$  — площадь и ход поршня, м<sup>2</sup> и м.

Индикаторная мощность одноцилиндрового двухтактного двигателя простого действия (у которого рабочий цикл осуществляется за один оборот коленчатого вала) при  $n$ , об/мин (или  $\frac{n}{60}$ , об/с),

$$N_m = \frac{L_i n}{75 \cdot 60} = \frac{p_i \cdot 10^4 V_S n}{75 \cdot 60} = \frac{V_S n p_i}{0,45} \text{ л. с.} \quad (18.5)$$

Для получения общего выражения агрегатной индикаторной мощности  $N_i$  двигателя в формулу (18.5) следует ввести коэффициент тактности  $z$  ( $z = 1$  для двухтактных двигателей и  $z = 1/2$  для четырехтактных) и обозначение для числа цилиндров  $i$ . Тогда

$$N_i = \frac{izV_S}{0,45} n p_i = \frac{izFS}{0,45} n p_i \text{ л. с.} \quad (18.6)$$

Следовательно, для четырехтактных двигателей

$$N_i = \frac{iV_S}{0,9} n p_i = \frac{iFS}{0,9} n p_i \text{ л. с.} \quad (18.6a)$$

При расчете мощности двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями (ПДП) следует принимать во внимание отдельно ход нижнего  $S_n$  и верхнего  $S_b$  поршней. Тогда при  $S_b \neq S_n$

$$N_i = \frac{iF(S_n + S_b)}{0,45} n p_i \text{ л. с.}; \quad (18.7)$$

при  $S_b = S_n$

$$N_i = \frac{iF2S}{0,45} n p_i \text{ л. с.} \quad (18.7a)$$

В уравнении мощности двухтактного двигателя двойного действия (ДД) необходимо учитывать уменьшение площади поршня  $F$  нижней полости цилиндра за счет площади поршневого штока  $f_{шт}$  и различные значения  $p_i$  в обеих полостях цилиндра (так как продувка в нижней полости ухудшается). Обозначим  $p_i$  в верхней и нижней полостях соответственно через  $p_{iv}$  и  $p_{in}$ . Тогда при  $p_{iv} \neq p_{in}$

$$N_i = \frac{i n F S}{0,45} \left[ p_{iv} + p_{in} \left( 1 - \frac{f_{шт}}{F} \right) \right] \text{ л. с.}, \quad (18.8)$$

а при  $p_{iv} = p_{in} = p_i$

$$N_i = \frac{i(2F - f_{шт})S}{0,45} n p_i \text{ л. с.} \quad (18.8a)$$

Таким образом, общее уравнение индикаторной мощности примет следующий вид:

$$N_i = c n p_i, \quad (18.9)$$

где  $c$  — так называемая *постоянная двигателя*, включающая постоянные величины, относящиеся к конкретному типу двигателя.

### 18.3. СРЕДНЕЕ ЭФФЕКТИВНОЕ ДАВЛЕНИЕ; МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Индикаторная работа, получаемая в отдельных цилиндрах двигателя, передается на коленчатый вал через поршень и кривошипно-шатунный механизм.

Передача энергии газов на вал сопровождается механическими потерями. Выразив эти потери (аналогично  $p_i$ ) через условное среднее давление механических потерь  $p_{мех}$ , кгс/см<sup>2</sup> (отнесенное к единице площади поршня), найдем, что

$$p_{мех} = p_{тр} + p_{нас} + p_{всп} + p_{вент}, \quad (18.10)$$

где  $p_{тр}$  — потери на трение между деталями;

$p_{нас}$  — насосные потери (только у четырехтактных двигателей);

$p_{всп}$  — потери на привод вспомогательных механизмов, навешенных на двигатель;

$p_{вент}$  — вентиляционные потери между движущимися деталями и воздухом.

Тогда среднее эффективное давление  $p_e$ , кгс/см<sup>2</sup>, учитывающее кроме тепловых все механические потери, определится из выражения

$$p_e = p_i - p_{мех} = p_i - (p_{тр} + p_{всп} + p_{нас} + p_{вент}). \quad (18.10a)$$

Таким образом,  $p_e$  представляет собой условное среднее постоянное давление, действующее на поршень за рабочий процесс и совершающее работу, эквивалентную полезной эффективной работе, передаваемой че-

рез выходной фланец коленчатого вала на винт (у судового дизеля). Другими словами, среднее давление  $p_e$  представляет собой удельную эффективную работу двигателя.

Приведем краткую характеристику отдельных составляющих механических потерь двигателя. Потери на трение  $p_{тр}$  в подвижных звеньях двигателя включают работу сил трения как основных деталей механизма движения (поршень, кривошипно-шатунный механизм, коленчатый вал), так и остальных подвижных механизмов (распределительный вал, зубчатые передачи, привод клапанов и др.).

Потери на трение зависят от удельного и максимального давлений, относительной скорости перемещения звеньев, свойств материалов, качества изготовления и монтажа дизеля, а также качества смазочного масла.

При повышении частоты вращения двигателя работа трения возрастает вследствие увеличения окружных скоростей шеек коленчатого вала и сил инерции движущихся частей, вызывающих рост среднего удельного давления на подшипники.

Среди составляющих работы трения подавляющая часть приходится на поршневую группу и трение в подшипниках деталей движения: 55—65% — на трение направляющей поршня и поршневых колец и около 45—35% — на трение в подшипниках «движения».

Потери на привод вспомогательных механизмов  $p_{всп}$ , навешенных на двигатель, составляют в сумме около 1,5—3,0%  $p_i$ ; у двухтактных двигателей без наддува добавляются еще потери на привод продувочного агрегата (от 4 до 8%). При турбонадуве и балансе мощностей турбины и компрессора ( $N_t = N_k$ ) потери на привод отсутствуют или при наличии подпоршневых полостей (в двухтактных двигателях) достигают около 3%  $N_i$ .

Насосные потери  $p_{нас}$  для четырехтактных двигателей можно определить из индикаторной диаграммы или по перепаду давлений. В двигателях без наддува насосные потери при нормальных условиях выпуска не превышают 1,5—3%  $p_i$ ; при повышенном сопротивлении в выпускной системе  $p_{нас}$  могут значительно возрасти (до  $\Delta p \approx 0,5$  кгс/см<sup>2</sup>).

Вентиляционными потерями  $p_{вент}$  обычно пренебрегают, так как они составляют незначительную долю в сравнении с остальными потерями.

Рядом исследователей предложены эмпирические зависимости для определения  $p_{тр}$  и  $p_{мех}$ ; однако эти выражения чаще всего предназначены для узкого класса двигателей и в основном только при номинальном режиме, что мало пригодно для судовых дизелей, работающих в широком диапазоне частоты вращения и нагрузок. Целесообразнее исходить из кривых механических к. п. д.  $\eta_m = f(n, p_e)$ , известных для судовых дизелей из данных испытаний.

#### 18.4. МЕХАНИЧЕСКИЙ К. П. Д.

Механический к. п. д. дизеля  $\eta_m$  представляет отношение среднего эффективного давления к индикаторному

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_{мех}}{p_i} = 1 - \frac{p_{мех}}{p_i} \quad (18.11)$$

и оценивает все механические потери в двигателе, а следовательно, совершенство его конструкции и качество изготовления в целом.

Обозначив мощность механических потерь через  $N_{мех} = C n p_{мех}$  (где  $C$  — постоянная двигателя;  $n$  — частота вращения), найдем, что механический к. п. д. [см. формулу (18.11)]

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_{мех}}{N_i} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_i} \quad (18.12)$$

или

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_{\text{мех}}} = \frac{1}{1 + \frac{N_{\text{мех}}}{N_e}}. \quad (18.12a)$$

Следовательно,

$$p_e = p_i \eta_m \text{ и } N_e = N_i \eta_m. \quad (18.13)$$

При  $n = \text{const}$  (например, в вспомогательных дизель-генераторах) и  $N_{\text{мех}} = \text{const}$  со снижением нагрузки  $\eta_m$  уменьшается (см. формулу (18.12)) и на холостом ходу ( $N_{\text{мех}} = N_i$ ) становится равным нулю; другими словами, при отсутствии внешней нагрузки (холостой ход) индикаторная мощность полностью затрачивается на преодоление механических сопротивлений.

Связь между механическими потерями  $p_{\text{мех}}$  в двигателе и механическим к. п. д.  $\eta_m$  можно установить из следующих выражений:

$$p_{\text{мех}} = p_i - p_e = p_i - p_i \eta_m; \quad p_{\text{мех}} = p_i (1 - \eta_m); \quad (18.14)$$

$$p_{\text{мех}} = p_i - p_e = \frac{p_e}{\eta_m} - p_e = p_e \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right); \quad p_{\text{мех}} = p_e \frac{1 - \eta_m}{\eta_m}. \quad (18.14a)$$

Таким образом, зная  $\eta_m$  на номинальном режиме, можно определить соответствующее значение механических потерь  $p_{\text{мех}}$ .

Располагая характеристикой изменения  $\eta_m = f(n, p_e)$ , можно определить  $\eta_m$  и  $p_{\text{мех}}$  на долевых режимах скоростной характеристики.

Из опытных данных следует, что в современных судовых двухтактных МОД при среднем значении  $n = 100 \div 125$  об/мин,  $c_m = 6 \div 7$  м/с и  $p_e = 8,5 \div 12$  кгс/см<sup>2</sup> механический к. п. д. при номинальном режиме  $\eta_m = 0,88 \div 0,91$ , что соответствует  $p_{\text{мех}} \approx 1,0 \div 1,2$  кгс/см<sup>2</sup>; в четырехтактных СОД при среднем значении  $n = 400 \div 600$  об/мин,  $c_m = 6,5 \div 8,5$  м/с и  $p_e = 15 \div 20$  кгс/см<sup>2</sup>  $\eta_m \approx 0,89 \div 0,91$ , что соответствует  $p_{\text{мех}} = 1,8 \div 2,0$  кгс/см<sup>2</sup>.

Опытные значения среднего эффективного давления  $p_e$  даны ниже.

	$p_e$ , кгс/см <sup>2</sup>
Четырехтактные дизели	
без наддува . . . . .	5,0—6,0
с наддувом . . . . .	12—20
Двухтактные дизели	
без наддува с продувкой	
прямоточной . . . . .	5,0—6,5
контурной . . . . .	4,5—5,5
с наддувом . . . . .	7,5—12

В ближайшие годы предполагается повысить среднее эффективное давление  $p_e$  в четырехтактных судовых дизелях до 25—35 кгс/см<sup>2</sup>, а в двухтактных — до 15—18 кгс/см<sup>2</sup>.

Среднее эффективное давление  $p_e$  является одним из важнейших показателей рабочего цикла, характеризующих степень эффективности использования объема рабочего цилиндра, экономичность процесса сгорания топлива, уровень освоения высокого наддува и, наконец, совершенство конструкции изготовления двигателя в целом.

### 18.5. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Под эффективной мощностью дизеля  $N_e$  подразумевают полезную мощность, передаваемую гребному валопроводу СДУ через выходной соединительный фланец коленчатого вала двигателя.

Эффективная мощность, так же как и  $p_e$ , учитывает тепловые и механические потери в двигателе:

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}} = N_i - (N_{\text{тр}} + N_{\text{нас}} + N_{\text{всп}} + N_{\text{вент}}).$$

При переходе от индикаторной мощности  $N_i$  к эффективной  $N_e$  обычно используют механический к. п. д.  $\eta_m$ , величина которого известна для всех основных режимов из результатов стендовых испытаний работы двигателя,

$$N_e = N_i \eta_m.$$

Выражения для определения эффективной мощности  $N_e$  отличаются от полученных ранее для уравнений индикаторной мощности  $N_i$  только заменой  $p_i$  на  $p_e$  (рис. 18.2).

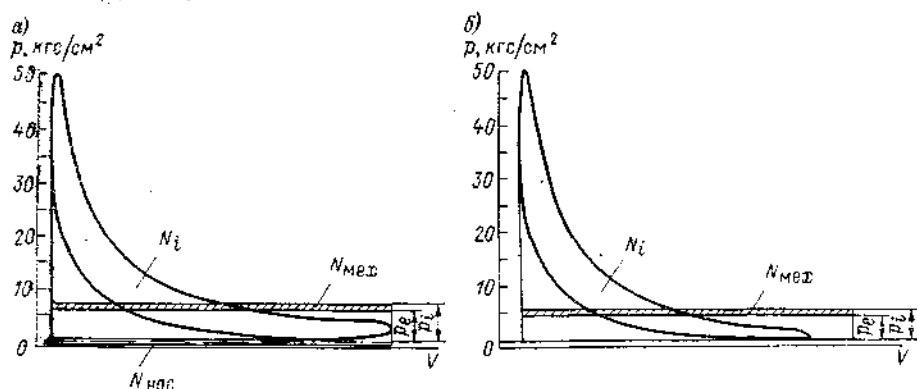


Рис. 18.2. Действительные индикаторные диаграммы четырехтактного (а) и двухтактного (б) дизелей со смешанным подводом тепла.

Общее выражение для агрегатной эффективной мощности дизеля

$$N_e = \frac{izVS}{0,45} np_i \eta_m = \frac{izVS}{0,45} np_e. \quad (18.15)$$

Эффективная мощность четырехтактного дизеля ( $z = 1/2$ )

$$N_e = \frac{iVS}{0,90} np_i \eta_m = \frac{iVS}{0,90} np_e. \quad (18.16)$$

Эффективная мощность двухтактного дизеля ( $z = 1$ )

$$N_e = \frac{iVS}{0,45} np_i \eta_m = \frac{iVS}{0,45} np_e. \quad (18.17)$$

Эффективная мощность двухтактного дизеля с ПДП (при  $S_n \neq S_b$ )

$$N_e = \frac{iF(S_n + S_b)}{0,45} np_e. \quad (18.18)$$

Эффективная мощность двухтактного дизеля ДД

$$N_e = \frac{i(2F - f_{\text{шт}})S}{0,45} np_e, \quad (18.19)$$

где  $f_{\text{шт}}$  — площадь штока.

### 18.6. ИНДИКАТОРНЫЙ К. П. Д.

#### И ИНДИКАТОРНЫЙ УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

В идеальном цикле двигателя термический к. п. д. учитывает неизбежные потери теплоты, отдаваемой холодному источнику. В действительном (реальном) рабочем цикле двигателя дополнительно учитывают

ряд потерь теплоты: в охлаждающую воду, на неполноту сгорания, диссоциацию продуктов сгорания и др.

Индикаторным к. п. д. двигателя  $\eta_i$  называется отношение теплоты, преобразованной в работу в цилиндре двигателя,  $AL_i$ , ко всему количеству теплоты  $Q$ , затраченной на получение этой работы,  $\eta_i = AL_i/Q$ .

Индикаторный к. п. д.  $\eta_i$  является, следовательно, критерием совершенства использования подведенной к цилиндру теплоты с учетом всех тепловых потерь в рабочем цикле.

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = Q_i/Q_n.$$

Заменяв в этой формуле  $Q_i$  выражением для индикаторной работы замкнутого цикла [см. формулу (16.14)], зависящей от основных параметров рабочего цикла, найдем, что

$$\eta_i = 1,986 \frac{\alpha L_0 T_k p_i}{\eta_n p_k Q_n}. \quad (18.20)$$

Можно получить другие выражения для  $\eta_i$ , базирующиеся на данных испытаний двигателя [индикаторном удельном расходе топлива  $g_i$ , кг/(л. с. · ч), и величине теплоты сгорания определенного сорта топлива  $Q_n$ , ккал/кг],

$$\eta_i = \frac{632,3}{g_i Q_n}, \quad (18.21)$$

где 632,3 — термический эквивалент 1 л. с. · ч.

Из формулы (18.21) видно, что величина  $\eta_i$  обратно пропорциональна  $g_i$ .

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{632,3}{\eta_i Q_n} = 318,4 \frac{\eta_n p_k}{\alpha L_0 T_k p_i} \text{ г/(л. с. · ч)}. \quad (18.22)$$

Выразив расход воздуха  $L'_0$  в килограммах на 1 кг топлива, получим

$$g_i = 9220 \frac{\eta_n p_k}{\alpha L_0 T_k p_i}, \quad (18.23)$$

где масса одного моля воздуха равна 28,95 кг.

В двухтактных дизелях  $\eta_n$  и  $p_i$  следует приводить к одинаковому значению хода поршня: к полному или полезному.

Индикаторный удельный расход теплоты на 1 л. с. · ч

$$q_i = \frac{632,3}{\eta_i} = g_i Q_n = 318,4 \frac{\eta_n p_k Q_n}{\alpha L_0 T_k p_i}. \quad (18.24)$$

Обозначив в уравнениях (18.20) и (18.24) постоянные (для известных  $L_0$ ,  $p_k$ , и  $T_k$ ) через

$$A = 1,986 \frac{L_0 T_k}{p_k Q_n} \approx \text{const} \text{ и } B = 318,4 \frac{p_k}{L_0 T_k} \approx \text{const},$$

получим упрощенные выражения для  $\eta_i$  и  $g_i$

$$\eta_i \approx A \frac{\alpha p_i}{\eta_n}; \quad g_i \approx B \frac{\eta_n}{\alpha p_i}. \quad (18.25)$$

Влияние переменных параметров  $\alpha$ ,  $\eta_n$  и  $p_i$  на  $\eta_i$  и  $g_i$  следует оценивать только в их взаимной связи, так как изменение одного из параметров оказывает влияние на два остальных.

Рассмотрим влияние основных факторов рабочего цикла на индикаторные показатели  $\eta_i$ ,  $g_i$ .

При увеличении степени сжатия  $\epsilon$  до 14—15 возрастание  $\eta_i$  происходит примерно по той же закономерности, что и для термического к. п. д.  $\eta_t$ ;



степень сжатия меньше 11—12 применять нежелательно во избежание падения  $\eta_i$ .

Форма камеры сгорания и способы смесеобразования оказывают значительное влияние на  $\eta_i$ ; в неразделенных камерах сгорания  $\eta_i$  обычно выше, чем в разделенных, так как потери теплоты в охлаждающую воду у первых ниже (благодаря меньшей относительной поверхности охлаждения  $F_{\text{охл}}/V_S$ ). Хорошая организация процессов смесеобразования и сгорания также способствует получению высоких значений  $\eta_i$ .

Наибольшее влияние на  $\eta_i$  оказывает коэффициент избытка воздуха при сгорании  $\alpha$ . С увеличением  $\alpha$  от 1,3 до 3,0 индикаторный к. п. д. растет (рис. 18.3), что объясняется интенсификацией сгорания, снижением теплоемкости рабочего вещества и уменьшением потери теплоты с выпускными газами. Оптимальные значения  $\alpha$  лежат в пределах от 1,4 до 2,2.

Снижение частоты вращения одновременно с нагрузкой при работе дизеля по винтовой характеристике приводит к некоторому увеличению  $\eta_i$  благодаря повышению  $\alpha$  на долевых режимах.

Оптимальный угол опережения впрыска топлива  $\theta_{\text{впр}}$ , соответствующий наибольшему значению  $\eta_i$ , определяют опытным путем. Значение  $\theta_{\text{впр}}$  зависит в основном от типа дизеля, его быстроходности, способа смесеобразования и степени наддува.

Аналогичное влияние оказывают рассмотренные факторы на индикаторный расход топлива  $g_i$ , который является функцией, обратной  $\eta_i$  ( $g_i = \frac{632,3}{\eta_i Q_H}$ , если  $Q_H = \text{const}$ ).

Опытные значения  $g_i$  и  $\eta_i$  при номинальных нагрузках и частоте вращения приведены ниже.

Дальнейшее повышение  $\eta_i$  возможно в основном за счет снижения потери теплоты в охлаждающую воду и совершенствования процессов смесеобразования и сгорания.

#### 18.7. ЭФФЕКТИВНЫЙ К. П. Д.

##### И ЭФФЕКТИВНЫЙ УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Наиболее важным комплексным показателем экономичности работы двигателя является эффективный к. п. д.  $\eta_e$ , представляющий собой отношение количества теплоты, превращенной в полезную работу, ко всей теплоте, выделенной при сгорании топлива,

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q} = \frac{Q_e}{Q_H}. \quad (18.26)$$

Эффективный к. п. д.  $\eta_e$  так же, как и  $p_e$ , учитывает тепловые и механические потери в двигателе:

$$\eta_e = 1,986 \frac{\alpha L_0 T_k p_e}{\eta_{\text{м}} p_k Q_H}. \quad (18.27)$$

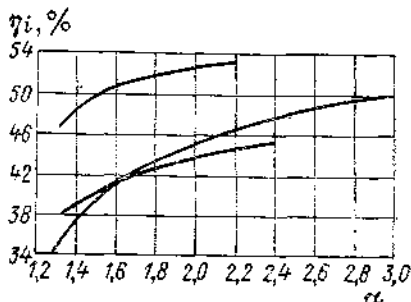


Рис. 18.3. Зависимость  $\eta_i$  от  $\alpha$  для трех различных типов дизелей.

Дизель	$g_i$ , г/(л. с. ч)	$\eta_i$ , %
Четырёх- тактный	140—125	45—50
Двухтактный	150—130	42—48,5

Эффективный к. п. д.  $\eta_e$  можно определить также по эффективному удельному расходу топлива

$$\eta_e = \frac{632,3}{g_e Q_n} \quad (18.28)$$

Так как  $g_i/g_e = \eta_e/\eta_i$ , то

$$g_e = g_i/\eta_m \text{ и } g_i = g_e \eta_m. \quad (18.29)$$

Опытные средние значения  $g_e$  и  $\eta_e$  при номинальных мощности и частоте вращения приведены ниже.

Дизель	$g_e$ , г/(л. с. ч)	$\eta_e$ , %	Дизель	$g_e$ , г/(л. с. ч)	$\eta_e$ , %
Малооборотный	160—150	40—42	Высоко- оборотный	165—155	38,5—41
Средне- оборотный	155—150	41—42	Маломощный ( $D \leq 200$ мм)	180—165	35—38,5

Снижение  $g_e$  возможно в основном за счет повышения механического к. п. д.  $\eta_m$  при увеличении степени наддува, совершенствования процессов смесеобразования и сгорания; более эффективного использования потери теплоты, отводимой с выпускными газами. Например, наименьший расход топлива  $g_e$  для СОД типа РСЗ составил около 145 г/(л. с. ч) при  $p_e \approx 20$  кгс/см<sup>2</sup> и  $p_z \approx 130$  кгс/см<sup>2</sup>.

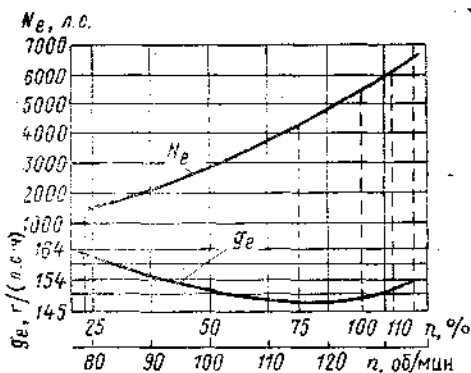


Рис. 18.4. Кривые  $N_e = f(n)$  и  $g_e = f(n)$  судового двухтактного МОД при работе по винтовой характеристике.

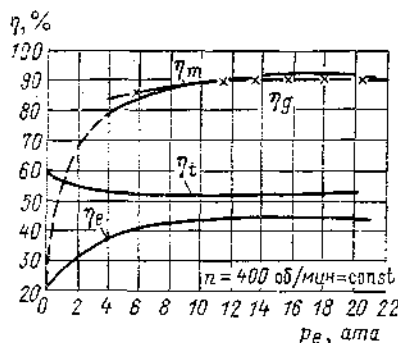


Рис. 18.5. Зависимость к. п. д. четырехтактного дизеля типа К6В 30/45 с высоким наддувом от  $p_e$ .

Для судовых дизелей особое значение имеет обеспечение низкого эффективного удельного расхода топлива не только на номинальном режиме, но и на долевых, например при работе по винтовой характеристике. Эксплуатационные данные показывают, что в диапазоне частоты вращения от 100 до 25% расход топлива  $g_e$  не превышает номинальный более чем на 10% (рис. 18.4).

Между рассмотренными к. п. д. дизелей  $\eta_i$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_e$ , а также термодинамическим  $\eta_t$  и относительным  $\eta_g$  к. п. д. цикла имеются следующие взаимосвязи:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m; \quad \eta_i = \eta_t \eta_g.$$

Таким образом, эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_t \eta_g \eta_m \quad (18.30)$$

является произведением термодинамического, относительного и механического к. п. д., характеризующих соответственно степень совершенства идеального цикла, степень приближения действительного цикла к идеальному и, наконец, степень совершенства конструкции и изготовления двигателя.

На рис. 18.5 показаны примерные зависимости рассмотренных к. п. д.  $\eta_i$ ,  $\eta_g$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_e$  от изменения  $p_e$  (при  $n = 400$  об/мин = const) для четырехтактного дизеля с наддувом.

### 18.8. УРАВНЕНИЕ МОЩНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ В ОБЩЕМ ВИДЕ

Для установления связей между мощностью судового дизеля и основными параметрами рабочего цикла используем формулу (18.20)

$$\eta_i = 1,986 \frac{\alpha L_0 T_0 p_i}{\eta_n p_0 Q_n},$$

откуда

$$p_i = 0,503 \frac{Q_n}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{p_0}{T_0} \eta_n.$$

Подставив из характеристического уравнения

$$\frac{p_0}{T_0} = \frac{R \gamma_0}{10^4} = \frac{29,3}{10^4} \gamma_0$$

и выразив теоретически необходимое количество воздуха через  $L'_0$ , кг ( $L'_0 = \mu L_0 = 28,95 L_0$ ), получим выражения для среднего индикаторного  $p_i$  и эффективного  $p_e$  давления в общем виде:

$$p_i = 0,0427 \frac{Q_n}{L'_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \gamma_0 \text{ кгс/см}^2; \quad (18.31)$$

$$p_e = 0,0427 \frac{Q_n}{L'_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \eta_m \gamma_0 \text{ кгс/см}^2. \quad (18.31a)$$

Запишем соответствующие выражения для мощности  $N_i$  и  $N_e$  в общем виде:

$$N_i = 0,095 i z n V_S \frac{Q_n}{L'_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \gamma_0 \text{ л. с.}; \quad (18.32)$$

$$N_e = 0,095 i z n V_S \frac{Q_n}{L'_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \eta_m \gamma_0 \text{ л. с.}, \quad (18.32a)$$

где для двигателей с наддувом плотность воздуха  $\gamma_0 = \gamma_k$ .

Аналогичные уравнения в общем виде можно получить и для индикаторных показателей экономичности  $g_i$ ,  $\eta_i$ , а также  $g_e$ ,  $\eta_e$ :

— индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{27 \eta_n \gamma_0}{\alpha L'_0 p_i} \text{ г/(л. с. ч)}; \quad (18.33)$$

— индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{23,4 \alpha L'_0 p_i}{\eta_n Q_n \gamma_0}. \quad (18.34)$$

Для нахождения эффективных показателей экономичности в формулах (18.33) и (18.34)  $p_i$  заменяют на  $p_e$ .

Полученные выражения используют при исследовании эксплуатационных характеристик судовых дизелей.

# 18.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ РАБОЧЕГО ЦИЛИНДРА

Диаметр  $D$ , м, и ход поршня  $S$ , м, можно определить, зная агрегатную мощность двигателя  $N_e$ , частоту вращения  $n$  и среднее эффективное давление  $p_e$ , кгс/см<sup>2</sup>, которое определяют по среднему индикаторному давлению  $p_i$ , полученному в результате расчета рабочего цикла и механического к. п. д.  $\eta_m$  для данного типа судового дизеля:

$$p_e = p_i \eta_m.$$

Цилиндровая мощность

$$N_{eu} = \frac{z V_S n p_e}{0,45} = z \frac{\pi D^2 S n p_e}{4 \cdot 0,45} = 1,745 z D^2 S n p_e \text{ л. с.},$$

где  $z = 1$  для двухтактных дизелей и  $z = 1/2$  для четырехтактных.

Диаметр цилиндра  $D$  удобнее всего определять из следующих выражений для цилиндрической мощности  $N_{eu}$ :

— четырехтактные дизели простого действия

$$N_{eu} = 0,8725 D^2 S n p_e;$$

— двухтактные дизели простого действия

$$N_{eu} = 1,745 D^2 S n p_e;$$

— двухтактные дизели с ПДП

$$N_{eu} = 1,745 D^2 (S_n + S_b) n p_e;$$

— двухтактные дизели двойного действия

$$N_{eu} = 3,298 D^2 S n p_e,$$

где  $S_n$  и  $S_b$  — ход нижнего и верхнего поршней;

3,298 — постоянная, учитывающая уменьшение площади поршня  $F_n$  нижней полости (примерно на 11%) из-за наличия штока (при использовании защитного кожуха  $f_{з.к} \approx 16\%$  от  $F_n$ ).

Из приведенных формул для  $N_{eu}$  находим диаметр цилиндра  $D$ , м, для различных типов судовых дизелей:

— четырехтактных простого действия

$$D = 1,07 \sqrt{N_{eu}/S n p_e};$$

— двухтактных простого действия

$$D = 0,76 \sqrt{N_{eu}/S n p_e};$$

— двухтактных с ПДП

$$D = 0,76 \sqrt{N_{eu}/(S_n + S_b) n p_e};$$

— двухтактных двойного действия

$$D = 0,551 \sqrt{N_{eu}/S n p_e}.$$

Уравнения для мощности, включающие степень форсировки дизелей различных типов ( $c_m p_e$ ), имеют следующий вид:

— четырехтактных простого действия

$$N_{eu} = 26,17 D^2 c_m p_e;$$

— двухтактных простого действия

$$N_{eu} = 52,35 D^2 c_m p_e;$$

— двухтактных с ПДП

$$N_{\text{ед}} = 52,35 D^2 (c_{\text{тн}} + c_{\text{тв}}) p_e;$$

— двухтактных двойного действия

$$N_{\text{ед}} = 98,94 D^2 c_{\text{тв}} p_e.$$

В этом случае диаметр цилиндра  $D$ , м, дизелей составит:

— четырехтактных простого действия

$$D \approx 0,1955 \sqrt{N_{\text{ед}}/c_{\text{тв}} p_e};$$

— двухтактных простого действия

$$D \approx 0,1382 \sqrt{N_{\text{ед}}/c_{\text{тв}} p_e};$$

— двухтактных с ПДП

$$D \approx 0,1382 \sqrt{N_{\text{ед}}/(c_{\text{тн}} + c_{\text{тв}}) p_e};$$

— двухтактных двойного действия

$$D \approx 0,1005 \sqrt{N_{\text{ед}}/c_{\text{тв}} p_e};$$

где  $c_{\text{тн}}$  и  $c_{\text{тв}}$  — соответственно скорость нижнего и верхнего поршней.

Пр и м е р. Определим диаметр  $D$  и ход поршня  $S$  двухтактного МОД с газотурбинным наддувом и прямоточно-клапанной продувкой при  $N_e = 13\,500$  л. с. и  $n = 115$  об/мин.

Подсчитаем ряд значений  $S$ , соответствующих изменению  $c_{\text{тн}}$  от 5,8 до 6,85 м/с, по формуле

$$S = \frac{30 c_{\text{тн}}}{n} \approx 0,261 c_{\text{тн}} \text{ м.}$$

Исходя из расчетного  $p_e = p_{\text{атм}} = 9,45 \cdot 0,9 = 8,5$  кгс/см<sup>2</sup>, находим  $N_{\text{ед}}$  и  $D$  для дизелей с импульсным ГТН:

— при  $i = 8$

$$N_{\text{ед}} = 1690 \text{ л. с.}; \quad D \approx 0,76 \sqrt{1690/115 \cdot S \cdot 8,5} \approx 1,0/\sqrt{S};$$

— при  $i = 9$

$$N_{\text{ед}} = 1500 \text{ л. с.}; \quad D \approx 0,76 \sqrt{1500/115 \cdot S \cdot 8,5} \approx 0,94/\sqrt{S};$$

— при  $i = 10$

$$N_{\text{ед}} = 1350 \text{ л. с.}; \quad D \approx 0,76 \sqrt{1350/115 \cdot S \cdot 8,5} \approx 0,89/\sqrt{S}.$$

Результаты расчетов сведем в таблицу.

$c_{\text{тн}}$ , м/с	$S = 0,261 c_{\text{тн}}$ , м	$i = 8$		$i = 9$		$i = 10$	
		$D = 1,0/\sqrt{S}$ , м	$S/D$	$D = 0,94/\sqrt{S}$ , м	$S/D$	$D = 0,89/\sqrt{S}$ , м	$S/D$
5,8	1,51	0,815	1,85	0,765	1,97	0,725	2,08
6,15	1,60	0,790	2,02	0,740	2,16	0,705	2,28
6,5	1,70	0,770	2,21	0,725	2,34	0,690	2,46
6,85	1,79	0,745	2,4	0,700	2,55	0,670	2,67

При отношении  $S/D \approx 2,1 \div 2,2$  (для данного класса МОД с прямоточно-клапанной продувкой) и умеренной средней скорости поршня  $c_{\text{тн}} \approx 6$  м/с, а также девятицилиндровом выполнении (при котором наиболее эффективно используется импульсная энергия выпускных газов), после округления основных размеров получим оптимальный вариант параметров проектируемого судового МОД с цилиндровой мощностью  $N_e = 1500$  л. с. и агрегатной мощностью  $N_{\text{ед}} = 13\,500$  л. с. при  $i = 9$ ,  $D \approx 740$  мм,  $S = 1600$  мм,  $S/D = 2,16$ ,  $n = 115$  об/мин,  $p_e = 8,5$  кгс/см<sup>2</sup> и  $c_{\text{тн}} = 6,15$  м/с.

При форсировании мощности дизеля по наддуву на 20% ( $p_e = 10,2$  кгс/см<sup>2</sup>) соответствующие мощности возрастут до  $N_{\text{ед}} = 1800$  л. с. и  $N_e = 16\,200$  л. с.

Располагаемую теплоту  $q_t$ , выделяющуюся при сжигании топлива, можно преобразовать в эффективную работу только частично (35—42%); остальное составляют *тепловые потери* (в охлаждающую воду и с выпускными газами).

Распределение располагаемой теплоты  $q_t$  по отдельным составляющим, включая потери, характеризуется внешним тепловым балансом судового дизеля, который определяется обычно экспериментальным путем.

Внешний тепловой баланс оценивает характер и величину потерь теплоты в дизеле на эксплуатационных режимах работы и дает возможность: принять необходимые меры для снижения отдельных составляющих потерь теплоты; оценить теплонапряженность наиболее нагретых узлов и деталей; установить целесообразность использования теряемой теплоты в целях повышения к. п. д. дизельной установки.

Тепловой баланс выражают в абсолютных единицах  $Q$ , ккал/ч, удельных  $q$ , ккал/(л. с. · ч), либо относительных (в процентах к количеству подводимой теплоты). На практике чаще всего пользуются удельным и относительным балансами теплоты.

Запишем уравнение удельного теплового баланса

$$q_t = q_e + q_{охл} + q_g + q_{ост}, \quad (18.35)$$

где  $q_t$  — располагаемая теплота сгоревшего топлива;  
 $q_e$  — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя;  
 $q_{охл}$  — теплота, отводимая в охлаждающую среду;  
 $q_g$  — теплота, отводимая с выпускными газами;  
 $q_{ост}$  — остаточный член баланса (невязка баланса), равный сумме неучтенных при испытаниях потерь.

Располагаемую теплоту  $q_t$  определяют по эффективному удельному расходу топлива  $g_e$ , кг/(л. с. · ч), и низшей теплоте сгорания топлива  $Q_n$ , ккал/кг,

$$q_t = q_e Q_n.$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе,

$$q_e = \frac{75 \cdot 3600}{427} = 632,3 \text{ ккал/(л. с. · ч)}.$$

Отношение  $q_e/q_t$  равно, очевидно, эффективному к. п. д.  $\eta_e$  дизеля.

Теплота, отводимая в охлаждающую среду,

$$q_{охл} = q_v + q_m = \frac{G_{охл}}{N_e} (t_2 - t_1) c,$$

где  $q_v$  — теплота, отводимая в воду;  
 $q_m$  — теплота, отводимая в масло;  
 $G_{охл}$  — расход жидкости, кг/ч;  
 $t_2 - t_1$  — разность температур;  
 $c$  — теплоемкость жидкости, ккал/(кг · °С).

Теплота, отводимая в охлаждающую среду (воду и масло), состоит из теплоты, отданной рабочим телом, и теплоты, эквивалентной работе трения двигателя.

Обычно вода, охлаждающая рабочий цилиндр, используется и для охлаждения крышек, поступая в последние через переливные патрубки. Поршни охлаждаются маслом или водой (только в МОД). При проведении теплорасчетных испытаний рекомендуется отдельно определять теплоту, отводимую через цилиндр, крышку и поршень, а также теплоту трения, отводимую в масло.

Теплота, израсходованная на потери трения, переходит в основном в охлаждающую жидкость: теплота трения поршня и поршневых колец отводится через втулку цилиндра в воду, а теплота трения подшипников уносится маслом. Теплоту трения не включают в тепловой баланс, кроме доли теплоты трения, не перешедшей в охлаждающую среду (учитывается остаточным членом баланса).

Теплота, отводимая выпускными газами,  $q_r$ , определяется как разность энтальпий газов и поступающего в цилиндр свежего заряда

$$q_r = Mg\bar{c}_p T_r - Lg\bar{c}_p T_0, \quad (18.36)$$

где  $T_r$  и  $T_0$  — температура газов за выпускным коллектором и свежего заряда, поступающего в цилиндр.

Принимая в первом приближении

$$M \approx L \text{ и } \bar{c}_p \approx \bar{c}_p,$$

получаем

$$q_r = Mg\bar{c}_p (T_r - T_0).$$

Потери теплоты из-за неполного сгорания топлива незначительны и включаются в остаточный член теплового баланса.

Остаточный член теплового баланса  $q_{ост}$  определяется как разность

$$q_{ост} = q_t - (q_e + q_{охл} + q_r)$$

и включает потери теплоты, эквивалентные неполному сгоранию топлива  $q_{н.сг}$ , потерям трения, неперешедшим в охлаждающую среду, кинетической энергии газов  $q_{к.э}$  (если она не используется), лучеиспусканию двигателя в окружающую среду  $q_{л}$ , сумме ошибок от неточностей измерения и неучтенных потерь теплоты.

Распределение потери теплоты в дизелях показано на схеме теплового баланса (рис. 18.6).

В зависимости от типа дизеля и удельного расхода топлива количество теплоты  $q_{охл}$ , отводимой системой охлаждения, изменяется от 100 до 700 ккал/(э. л. с · ч). При повышении степени наддува относительное количество теплоты, отводимой в охлаждающую воду, уменьшается (при сохранении температуры выпускных газов постоянной).

Возрастание температуры охлаждающей воды до 75—85° С в замкнутых системах охлаждения пресной водой позволяет поддерживать небольшую разность температур  $\Delta t \approx 10 \div 15^\circ \text{С}$  между выходящей и входящей водой и обеспечивает снижение теплоотдачи в воду (примерно на 4—5% на каждые 10° повышения температуры), т. е. увеличение индикаторного к. п. д., и уменьшение работы трения поршневой группы и втулки цилиндра в связи со снижением вязкости масла, а следовательно, и коэффициента трения. В то же время повышение температуры охлаждающей воды сопровождается снижением коэффициента наполнения и увеличением теплонапряженности крышки рабочего цилиндра.

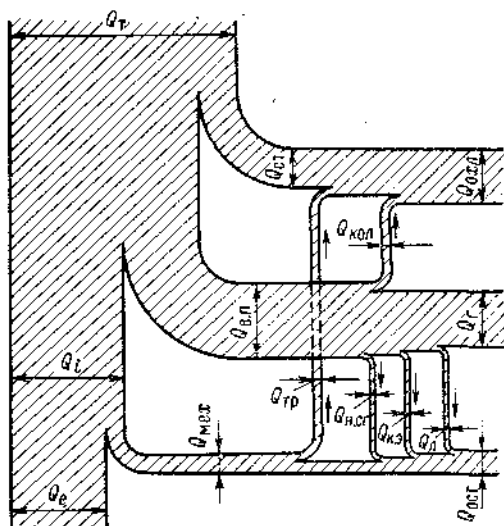


Рис. 18.6. Схема теплового баланса дизеля.

$Q_{ст}$  — потери теплоты в стенки;  $Q_{кол}$  — потери теплоты из выпускного коллектора в охлаждающую среду;  $Q_{в.п}$  — теплота, отводимая с газами в выпускном патрубке;  $Q_{мех}$  — механические потери теплоты;  $Q_{тр}$  — теплота, израсходованная на потери трения поршня и колец.

При форсировании двигателей по наддуву одновременно с уменьшением относительной теплоотдачи в охлаждающую воду (до 15—10%) увеличивается количество теплоты, отводимой с выпускными газами (до 40%), т. е. происходит перераспределение тепловых потерь, позволяющее повысить мощность агрегата наддува.

Ниже приведены средние значения потери теплоты, отводимой в охлаждающую среду, полученные на основе экспериментальных данных по теплообмену в судовых дизелях.

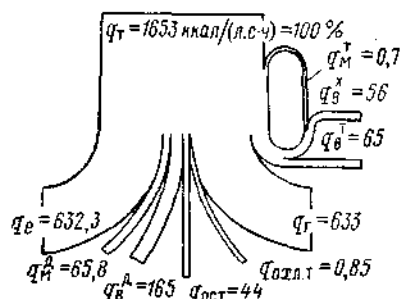


Рис. 18.7. Тепловой баланс МОД типа 5ДКРН 74/160 при работе на номинальном режиме.

	$q_{охл.т} \%$
<b>Двухтактные МОД</b>	
без наддува . . . . .	20—15
с наддувом . . . . .	16—12
<b>Двух- и четырехтактные СОД</b>	
без наддува . . . . .	25—18
с наддувом . . . . .	18—10
<b>Четырехтактные ВОД (маломощные)</b>	
без наддува . . . . .	35—25
с наддувом . . . . .	25—20

В маломощных судовых дизелях с большими основными размерами ( $D = 10 \div 20$  см) в связи с увеличением относительной поверхности охлаждения  $q_{охл.т}$  достигает наибольших значений (до 35%).

Из таблицы тепловых балансов судовых МОД следует, что значения отдельных статей баланса дизелей различных конструкций изменяются в узких пределах.

Тепловые балансы судовых МОД [12]

Таблица

Основные статьи теплового баланса	Тип дизеля (фирма-изготовитель)				
	5ДКРН 74/160	RD90 (Зульцер)	KZ 84/160 (M. A. N.)	SW 175/150 (Сторк)	ЦЕТ 52/65 (Мицубиси)
Располагаемая теплота $q_T$ , %	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
Теплота, эквивалентная эффективной работе дизеля, $q_B$ , %	38,2	40,8	41,5	43,3	38,4
Теплота, отводимая с выпускными газами, $q_T$ , %	38,3	33,8	36,1	35,3	42,0
Теплота, отводимая в охлаждающую воду, $q_B$ , %	16,7	20,8	17,9	17,5	15,2
Теплота, отводимая в масло, $q_M$ , %	4,1	5,1	4,5	3,7	4,0
Остаточный член баланса (небаланс) $q_{ост}$ , %	+2,7	-0,5	—	+0,2	+0,4

Тепловой баланс МОД типа 5ДКРН 74/160 при работе на номинальном режиме приведен на рис. 18.7.

На рисунке приняты следующие обозначения:  $q_M^T$  и  $q_B^T$  — теплота, отводимая соответственно в масло и воду от турбокомпрессора;  $q_B^T$  — теплота, отводимая в воду из водовоздушных охладителей;  $q_{охл.т}$  — теплота, отводимая с топливом, охлаждающим форсунку;  $q_B^A$  и  $q_M^A$  — теплота, отводимая соответственно в охлаждающую воду и масло дизеля.



Внешний тепловой баланс показывает, что при работе судовых дизелей неизбежны значительные потери теплоты (в основном в охлаждающую воду и с выпускными газами). При рациональном использовании теряемой теплоты можно значительно повысить общий к. п. д. СДУ.

Теплота, уносимая охлаждающей забортной водой (при проточной системе охлаждения), легче всего поддается использованию; однако во избежание выделения соли на горячих охлаждаемых стенках втулок и крышек температура охлаждающей забортной воды не должна превышать  $45-55^{\circ}\text{C}$ , что ограничивает возможности ее эффективного применения.

Повышение температуры воды до  $75-85^{\circ}\text{C}$  в замкнутых системах охлаждения пресной водой положительно влияет на показатели рабочего цикла дизеля. Однако горячая вода охлаждения, находящаяся в постоянной циркуляции в замкнутом контуре, может быть использована только в качестве греющей среды для испарителей низкого давления, опреснителей, а также для судовых бытовых нужд.

Использование теплоты выпускных газов дизелей ( $q_r \approx 30-40\%$ ) значительно эффективнее использования теплоты охлаждающей воды благодаря относительно высокой температуре выпускных газов и возможности (при установке утилизационных парогенераторов) получать горячую воду или пар низкого давления, например для привода вспомогательных турбогенераторов.

Согласно эксплуатационным данным располагаемая температура выпускных газов в  $t_r$  при номинальном режиме принимает следующие значения:

	$t_r, ^{\circ}\text{C}$
Двухтактные МОД . . . . .	250—400
Четырехтактные СОД . . . . .	400—500

Отметим ряд отличительных особенностей утилизационных парогенераторов (УПГ), применяемых в СДУ. Температура выпускных газов, поступающих в парогенератор, относительно невысока, в связи с чем теплоотдача в УПГ происходит только путем конвекции. Температура газов за УПГ должна превышать температуру теплоносителя не менее чем на  $50^{\circ}\text{C}$  (чтобы не увеличивать поверхности нагрева); кроме того на долевых режимах она должна быть не ниже  $160-170^{\circ}\text{C}$  во избежание конденсации паров воды и возможности образования серной кислоты (при работе на сернистых сортах топлива), вызывающей коррозию выпускного трубопровода. Падение температуры газов на пути от изолированного выпускного трубопровода до УПГ составляет около  $1,5^{\circ}$  на 1 м; во избежание нарушения нормальной работы наибольшее допустимое газовое сопротивление УПГ в двухтактных дизелях не должно превышать 250 мм вод. ст., а в четырехтактных 400 мм вод. ст.

С уменьшением скорости судна снижается нагрузка двигателя, а следовательно, количество и температура выпускных газов, что ограничивает возможность использования УПГ при средних и малых нагрузках; минимально допустимая температура выпускных газов перед УПГ составляет около  $200-250^{\circ}\text{C}$ .

На судах применяют УПГ с одной или двумя ступенями давления. Утилизационный парогенератор с одной ступенью вырабатывает пар только относительно низкого давления  $p_{н.д} = 3-7$  ата, а с двумя ступенями — пар низкого  $p_{н.д} = 1,5-3$  ата (ступень I) и высокого давления  $p_{в.д} = 8-12$  ата (ступень II); при этом пар низкого давления используют только для бытовых нужд, а пар высокого давления — для привода паротурбогенераторов.

Схемы утилизации теплоты выпускных газов и охлаждающей воды весьма разнообразны и подробно освещены в литературе. Наибольшую экономию топлива дают комбинированные схемы, использующие теплоту как выпускных газов, так и охлаждающей воды и дающие возможность повысить общий к. п. д. СДУ на 6—8%.

В последнее время уделяется внимание возможности применения так называемого высокотемпературного охлаждения двигателей (при температуре воды до 110—130° С); в этом случае индикаторный к. п. д. цикла растет и обеспечивается стабильное состояние двигателя при малой разности температур охлаждающей воды, кроме того, повышается общий к. п. д. СДУ (на 10—12% и более).

Комбинированные высокотемпературные утилизационные установки работают надежно и при этом детали цилиндропоршневой группы изнашиваются не более чем при обычном замкнутом охлаждении двигателей пресной водой.

Для приближенных расчетов УПГ можно исходить из следующих формул и опытных данных.

Количество теплоты, отводимой с выпускными газами,

$$Q_r = q_r Q_T = q_r g_c N_e Q_n, \quad (18.37)$$

где  $q_r$  — доля теплоты, отводимой с выпускными газами, для данного типа дизеля.

Если пренебречь относительно небольшой величиной температуры окружающей среды  $t_0$  и незначительной разницей между объемами выпускных газов и поступающего воздуха, то уравнение для количества теплоты, которое может быть использовано в УПГ, примет следующий вид:

$$Q = Q_r \left( 1 - \frac{t'_2}{t_2} \right),$$

где  $t_2$  и  $t'_2$  — температура газов перед и за УПГ, °С.

Количество пара  $G_{упг}$ , которое можно получить при использовании теплоты выпускных газов, определяют из уравнения теплового баланса

$$G_{упг} = (i_n - c_p t_{п.в}) = q_r Q_T \left( 1 - \frac{t'_2}{t_2} \right), \quad (18.38)$$

где  $G_{упг}$  — часовая производительность УПГ, кг/ч;

$i_n$  — энтальпия пара, ккал/кг;

$c_p$ ,  $t_{п.в}$  — соответственно теплоемкость и температура питательной воды, ккал/(кг·°С) и °С.

Принимая во внимание, что

$$Q_T = g_c N_e Q_n = \frac{632,3}{\eta_e} N_e,$$

получаем удельную паропроизводительность УПГ

$$\frac{G_{упг}}{N_e} = \frac{632,3 q_r}{(i_n - i_{п.в}) \eta_e} \left( 1 - \frac{t'_2}{t_2} \right) \text{ кг/(л. с. ч)}. \quad (18.39)$$

Из формулы (18.39) видно, что чем выше температура выпускных газов перед УПГ  $t_2$ , тем лучше используется теплота выпускных газов (так как температура газов за УПГ практически остается постоянной). Коэффициент полезного действия УПГ

$$\eta_{упг} = (1 - \beta) \left( 1 - \frac{t'_2}{t_2} \right), \quad (18.40)$$

где  $\beta = 0,02 \div 0,06$  — доля потери теплоты в окружающую среду, зависящая от качества изоляции УПГ.

Согласно опытным данным отношение  $G_{\text{упг}}/N_e = \nu$  в судовых дизелях составляет:

	$\nu$ , кг/(э. л. с·ч)
Четырехтактных (при $t_r = 320 \div 400^\circ \text{C}$ ) . . . . .	0,4—0,45
Двухтактных (при $t_r = 280 \div 300^\circ \text{C}$ ) . . . . .	0,25—0,30

Примерная необходимая поверхность нагрева УПГ  $F_{\text{упг}}$  в зависимости от тактности дизелей принимает следующие значения:

	$F_{\text{упг}}$ , м <sup>2</sup> /(э. л. с·ч)
Четырехтактных . . . . .	0,06—0,10
Двухтактных . . . . .	0,02—0,04

Ниже приведено примерное количество выпускных газов в дизелях.

	$V$ , м <sup>3</sup> /(э. л. с·ч)
Четырехтактных (при $t_r \approx 400^\circ \text{C}$ ) . . . . .	4—5
Двухтактных (при $t_r \approx 250^\circ \text{C}$ ) . . . . .	7—8

Располагаемое удельное количество теплоты выпускных газов при среднем условном  $g_e = 155$  г/(л. с·ч) и  $q_r = 0,35 \div 0,40$

$$Q_r/N_e \approx 560 \div 640 \text{ ккал/(л. с·ч)}.$$

## Глава 19

# ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

## 19.1. РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Условия протекания рабочего процесса называют режимом работы дизеля. Режимы характеризуются совокупностью основных параметров рабочего процесса ( $p_e$ ,  $N_e$ ,  $M$ ,  $n$  и др.). При эксплуатации дизелей различают установившиеся и неуставившиеся режимы работы. Под установившимся режимом подразумевают такой, при котором основные параметры рабочего процесса остаются постоянными и не зависят от времени. Неуставившимся режимом принято считать такой, при котором дизель при данной нагрузке дает либо недостаточное, либо избыточное количество энергии, в связи с чем частота вращения и остальные параметры изменяются во времени. Таким образом, неуставившиеся режимы являются переходными от одного из установившихся режимов к другому.

Поле возможных режимов работы дизелей различного назначения показано на рис. 19.1. Стационарные условия работы дизелей, работающих при  $n = \text{const}$  (например, судовых дизель-генераторов), изображают вертикалью  $I$  между точками  $c$  и  $a$ , соответствующими номинальным частоте вращения  $\bar{n}_{\text{ном}}$  и мощности дизеля  $\bar{N}_{e \text{ ном}}$ . Для стационарных дизелей обычно предусматривают возможность изменения нагрузки от холостого хода (точка  $c$ ) при  $N_e = 0$  до перегрузки на 10—15% (точка  $a'$ ).

Судовые главные дизели, работающие при переменной частоте вращения ( $n = \text{var}$ ), могут передавать мощность непосредственно на винт фиксированного шага (ВФШ) или винт регулируемого шага (ВРШ), а также через редукторную передачу или электропередачу. При ВФШ все основные режимы работы двигателя располагаются на характеристике

винта 2, тогда как при остальных типах передач диапазон мощности расширяется (например, семейство кривых мощности ВРШ).

Возможные режимы работы транспортных дизелей ограничиваются заштрихованной площадью под кривой 3 наибольшей мощности при данной частоте вращения, т. е.  $\bar{N}_{e \max} = f(\bar{n})$ , осью абсцисс, максимально допустимым  $\bar{n}_{\max}$  (точка *d*) и минимально устойчивым  $\bar{n}_{\min}$  (точка *b*).

Рассмотренные выше основные стационарные режимы работы дизелей не исчерпывают все возможные режимы, которые определяются особенностями эксплуатации. У судовых дизелей весьма важными и ответственными являются такие неустановившиеся режимы работы, как, например, пуск, реверс и остановка (при маневрировании), а также резкие увеличения или уменьшения нагрузки.

Для оценки режима работы главных судовых дизелей могут быть использованы следующие градации мощности:

— максимальная мощность  $N_{e \max}$  — наибольшая эффективная мощность (при  $n_{\max}$  и положении рейки топливного насоса на упоре), которую дизель может развивать ограниченное время (не более 1—2 ч);

— полная мощность (номинальная)  $N_{e \text{ ном}}$ , соответствующая полной (номинальной) частоте вращения  $n_{\text{ном}}$ , которую дизель может развивать длительное время (в зависимости от типа дизеля);

— эксплуатационная мощность  $N_{e \text{ экс}}$ , составляющая примерно (0,85÷0,9)  $N_{e \text{ ном}}$  при соответствующей частоте вращения  $n_{\text{экс}}$ ; продолжительность работы дизеля на этой мощности не ограничивается;

— экономическая мощность  $N_{e \text{ эк}}$  — мощность, развиваемая дизелем длительное время при наименьшем эффективном удельном расходе топлива (на единицу мощности или на одну милю хода судна);

— минимальная мощность  $N_{e \min}$ , устойчиво развиваемая дизелем при минимально устойчивой частоте вращения  $n_{\min}$  (самый малый ход судна).

Приведенная градация мощности является примерной и невсеобъемлющей. За рубежом обычно применяются два вида длительной мощности: номинальная и максимальная, превышающая  $N_{e \text{ ном}}$  примерно на 10%.

Режим работы судового дизеля (работающего на винт) определяется мощностью, поглощаемой гребным винтом, независимо от скорости судна.

Вспомогательные дизель-генераторы (а иногда и главные) при электропередаче работают в широком диапазоне изменения мощности (от 25 до 100%) с постоянной частотой вращения ( $n = \text{const}$ ).

Мощность, поглощаемая гребным винтом, зависит не только от скорости судна, но и от ряда внешних факторов: состояния моря, направления и силы ветра, глубины фарватера, степени обрастания подводной части судна, температуры и влажности воздуха и др.

Для оценки технико-экономических показателей судовых дизелей, работающих при переменных частоте вращения и нагрузке, используют характеристики, устанавливающие функциональные связи между основными параметрами дизелей и факторами, влияющими на их эксплуатацию.

К основным характеристикам относятся *скоростные* и *нагрузочные*. При скоростных характеристиках независимой переменной является частота вращения дизеля  $n$ , а при нагрузочных — параметры  $p_e$ ,  $N_e$ ,  $M_{кр}$  и др.

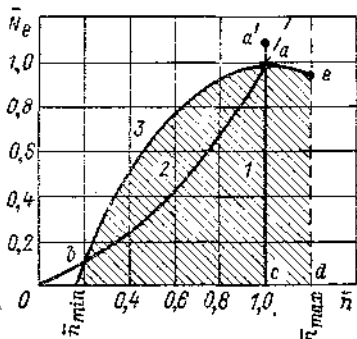


Рис. 19.1. Поле возможных режимов работы судовых дизелей различного назначения.

## 19.2. ВНЕШНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Различают два вида скоростных характеристик: внешние и винтовые.

Под внешними характеристиками подразумевают зависимость между основными параметрами рабочего цикла ( $N_e$ ,  $M_{кр}$ ,  $p_e$ ,  $g_e$  и др.) и частотой вращения дизеля  $n$  при некотором определенном и неизменном положении дозирующих органов топливной аппаратуры, т. е. при постоянной цикловой подаче топлива ( $g_{цикл} = \text{const}$ ).

Внешней характеристикой предельной мощности, или абсолютной внешней характеристикой (кривая 1 на рис. 19.2), называют зависимость предельно достижимой агрегатной мощности от частоты вращения дизеля. Кратковременная работа на стенде по этой характеристике вызывает дымный выпуск, высокую температуру выпускных газов, нарушение теплового состояния деталей дизеля и т. д. В связи с этим использование предельной внешней характеристики в эксплуатационных условиях совершенно недопустимо.

Рассмотрим внешние характеристики эксплуатационной мощности.

Внешнюю характеристику максимальной мощности  $N_{e \max} = f(n)$  снимают непосредственно с работающего дизеля при положении дозирующих органов, соответствующем ограниченной по времени (не более 1—2 ч) максимально допустимой мощности при данной частоте вращения (кривая 2). Так как топливные насосы рассчитывают обычно с большим запасом, то у судовых дизелей часто ограничивают возможность изменения хода рейки насоса в сторону увеличения цикловой подачи с помощью особого упора, препятствующего превышению максимально допустимой мощности.

Внешнюю характеристику полной (номинальной) мощности  $N_{e \text{ ном}} = f(n)$  (кривая 3) снимают при положении дозирующих органов, соответствующем  $N_{e \text{ ном}}$  и  $n_{\text{ном}}$ . Данная характеристика является основной внешней характеристикой дизеля, гарантированной заводами-изготовителями по всем основным технико-эксплуатационным показателям.

Внешнюю характеристику эксплуатационной мощности  $N_{e \text{ экс}} = f(n)$  (кривая 4) снимают при положении дозирующих органов, соответствующем параметрам  $N_{e \text{ экс}}$  и  $n_{\text{экс}}$ , значения которых несколько ниже номинальных. Внешняя характеристика эксплуатационной мощности должна обеспечивать надежную, долговременную и экономичную работу дизеля. При выбранном снижении  $n_{\text{экс}}$  номинальная мощность  $N_{e \text{ ном}}$ , однако, должна точно соответствовать номинальной частоте вращения  $n_{\text{ном}}$ .

Внешние характеристики долевых мощностей (кривые 5) осуществляются при уменьшенных цикловых подачах топлива.

Характер протекания различных внешних характеристик примерно одинаков. В связи с этим внешние характеристики обычно представляют собой семейство кривых (для данного типа дизеля); площади, расположен-

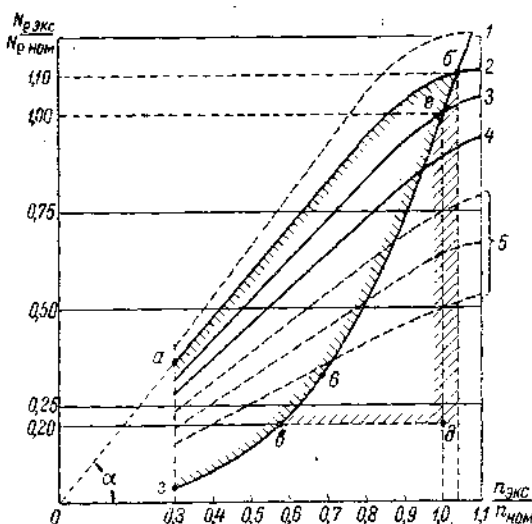


Рис. 19.2. Скоростные характеристики.

ные под кривыми, соответствуют точкам всех располагаемых в эксплуатации мощностей при данной частоте вращения.

Работа судового дизеля по номинальной внешней характеристике и при пониженной частоте вращения с увеличением сопротивления судна (например, при волнении, обрастании корпуса) может привести к превышению допустимых механических и тепловых нагрузок дизеля. Поэтому в эксплуатации кроме рассмотренных выше характеристик используют так называемые ограничительные характеристики, которые должны ограждать двигатель от возможных перегрузок (рис. 19.3).

Ограничительным критерием чаще всего является постоянство крутящего момента  $M_{кр}$ ,  $p_e$ ,  $\alpha$  и др.

Скоростная ограничительная характеристика по моменту  $M_{кр} = \text{const}$  имеет прямолинейный характер (например, кривая 3) и позволяет сохранять неизменным наибольшее допустимое значение  $p_e = \text{const}$  для всего интервала рабочей частоты вращения  $n$ .

Скоростная ограничительная характеристика по насосу определяет зависимость  $\bar{N}_e = f(\bar{n})$  при постоянном наибольшем допустимом ходе плунжера топливного насоса, ограниченном упором на насосу.

Рис. 19.3. Ограничительные характеристики.

1 — внешняя; 2 — ограничительная по насосу; 3 — ограничительная по моменту.

Количество подаваемого насосом топлива за один цикл  $g_{\text{цикл}}$  при постоянном положении органа, управляющего подачей топлива, не остается постоянным, так как изменение  $n$  дизеля обычно влияет на коэффициент подачи топливного насоса  $\eta_{т.н.}$ .

У насосов золотникового типа  $\eta_{т.н.}$  несколько возрастает с увеличением  $n$ , что объясняется уменьшением влияния утечки топлива через неплотности и возрастанием дросселирования во всасывающих и выпускных окнах насоса в начале и конце нагнетания. У насосов с клапанным распределением с возрастанием частоты вращения  $\eta_{т.н.}$  падает. Для осуществления повышенных крутящих моментов  $M_{кр}$  (на 10—25%) при пониженной  $n$  у насосов золотникового типа желательно предусматривать особые корригирующие устройства (рис. 19.4).

Внешние характеристики обычно снимают непосредственно с работающими двигателями, поскольку их расчетное построение связано со значительными трудностями.

При анализе внешних характеристик двигателей используют следующие формулы:

$$N_i = c n p_i;$$

$$N_e = c n p_e;$$

$$p_i = \frac{27}{632,3} \frac{Q_n}{L'_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \eta_n \approx B \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \eta_n; \quad (19.1)$$

$$p_e = p_i \eta_m \approx B \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \eta_n \eta_m; \quad (19.1a)$$

где  $c$  — постоянная дизеля;

$Q_n$  — низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг;

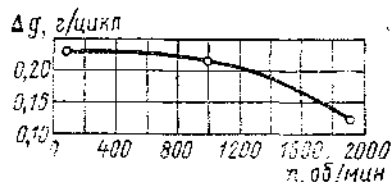


Рис. 19.4. Корригированная характеристика топливного насоса.

$L'_0 = 28,95L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг;

$B = \frac{27Q_H}{632,3L'_0}$  — величина, постоянная для данного состава топлива.

Принимая во внимание сложность определения в эксплуатационных условиях коэффициентов  $\alpha$  и  $\eta_H$  (особенно в двухтактных дизелях), целесообразно заменить отношение  $\eta_H/\alpha$  на  $\Phi_k/\alpha_\Sigma$ ; в этом случае при анализе внешних характеристик можно использовать также следующие формулы:

$$p_i = B \frac{\eta_i}{\alpha_\Sigma} \Phi_k \gamma_k; \quad (19.2)$$

$$p_e = B \frac{\eta_i}{\alpha_\Sigma} \Phi_k \gamma_k \eta_m, \quad (19.2a)$$

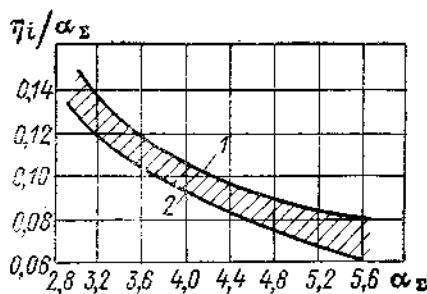


Рис. 19.5. Поле возможных значений  $\eta_i/\alpha_\Sigma$  для двухтактных дизелей.

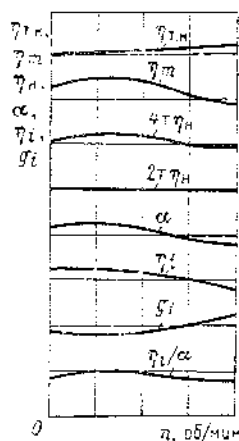


Рис. 19.6. Изменение параметров рабочего цикла при работе по внешней характеристике.

где  $\Phi_k$  и  $\alpha_\Sigma$  — коэффициент избытка продувочного воздуха и суммарный коэффициент избытка воздуха;

$\Phi_k \gamma_k$  (или  $\Phi_0 \gamma_0$ ) — удельный расход воздуха за цикл.

Поле возможных значений  $\eta_i/\alpha_\Sigma$  для двухтактных дизелей различных типов (при работе на номинальном режиме и по винтовой характеристике) ограничивается (рис. 19.5) кривой 1 для судовых дизелей большой мощности (МОД) и кривой 2 для двухтактных ВОД с прямооточной и контурной продувкой [5]. Если принять при номинальном режиме  $\alpha_\Sigma = 3,0$ , то среднее значение  $\eta_i/\alpha_\Sigma$  для двухтактных МОД большой мощности составит примерно 0,150, для ВОД с прямооточно-клапанной продувкой 0,135.

Примерное изменение основных параметров рабочего цикла при работе дизеля по внешней характеристике показано на рис. 19.6.

Коэффициент наполнения  $\eta_H = f(n)$  в четырехтактных дизелях снижается с ростом  $n$  вследствие увеличения гидравлических сопротивлений во впускной системе; некоторое падение  $\eta_H$  при малой частоте вращения объясняется несоответствием между фазами газораспределения данным скоростным режимом. В двухтактных дизелях  $\eta_H$  с ростом  $n$  почти не изменяется и зависит в основном от системы продувки, типа нагнетателя, а также параметров  $p_k$  и  $T_k$  продувочно-наддувочного воздуха.

Коэффициент избытка воздуха при сгорании  $\alpha = f(n)$  зависит от характеристик  $\eta_H = f(n)$  и  $\eta_{T,H} = f(n)$ . При использовании насоса золотникового типа с ростом  $n$  коэффициент  $\alpha$  уменьшается вследствие снижения  $\eta_H$  и увеличения  $\eta_{T,H}$ ; при постоянной подаче топлива за цикл характеристика  $\alpha = f(n)$  аналогична кривой  $\eta_H = f(n)$ .

Индикаторный удельный расход топлива  $g_i = f(n)$  с ростом  $n$  повышается вследствие снижения  $\alpha$ ; для  $\eta_i$  характерна обратная зависимость.

Механический к. п. д.  $\eta_m = f(n)$  зависит в основном от механических сопротивлений  $p_{\text{мех}}$  и среднего  $p_i \left( \eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_{\text{мех}}}{p_i} \right)$ ; с увеличением  $n$  сопротивление  $p_{\text{мех}}$  растет, а  $p_i$  изменяется мало, следовательно, с ростом  $n$  величина  $\eta_m$  должна уменьшаться.

Эффективный удельный расход топлива  $g_e = f(n)$  можно определить из уравнения

$$g_e = \frac{632,3}{\eta_e Q_H} = \frac{632,3}{\eta_i \eta_m Q_H} = \frac{k}{\eta_i \eta_m} \text{ кг/(л. с. ч.)},$$

т. е.  $g_e$  обратно пропорционален произведению  $\eta/\eta_m$ .

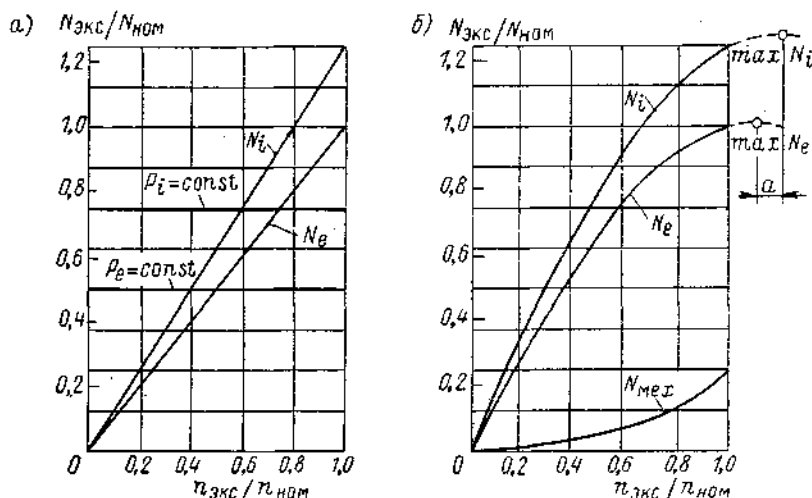


Рис. 19.7. Изменение  $N_i$  и  $N_e$  по внешней характеристике при  $p_i = \text{const}$ ,  $p_e = \text{const}$  (а) и  $N_{\text{мех}} = Bn^2$  (б).

Внешнюю характеристику эффективной мощности  $N_e = f(n)$  можно получить из выражений  $N_e = N_i \eta_m$  или  $N_e = N_i - N_{\text{мех}}$ . Мощность сопротивления механических потерь в первом приближении

$$N_{\text{мех}} = Bn^m, \quad (19.3)$$

где  $B$  — постоянная, зависящая от типа, тактности и конструкции дизеля;  $m$  — показатель, изменяющийся для многоцилиндровых двигателей в пределах от 1,5 до 2,0.

На рис. 19.7, б внешняя скоростная характеристика эффективной мощности построена как разность между кривыми  $N_i = f(n)$  и  $N_{\text{мех}} = Bn^m$ , причём показатель  $m = 2$ . Сдвиг по фазе  $a$  максимальных значений  $N_i$  и  $N_e$  объясняется снижением  $\eta_m$  с ростом частоты вращения.

Если принять в первом приближении средние давления  $p_i$  и  $p_e$  постоянными и не зависящими от  $n$  (при постоянной цикловой подаче топлива  $g_{\text{цикл}} = \text{const}$ ), то индикаторная и эффективная мощности будут прямо пропорциональны  $n$ , т. е. в этом случае внешние характеристики будут представлять собой прямые (рис. 19.7, а).

Крутящий момент  $M_{\text{кр}}$  и среднее эффективное давление  $p_e$  изменяются в функции от  $n$  по одному и тому же закону:

$$M_{\text{кр}} = 716,2 \frac{N_e}{n} = k_1 \frac{N_e}{n};$$

$$p_e = \frac{900}{zV_S} \frac{N_e}{n} = k_2 \frac{N_e}{n}.$$



Частоту вращения, при которой достигается наибольшее значение  $M_{кр \max}$ , можно получить, проведя из начала координат касательную  $OA$  к кривой мощности, как это следует из выражения

$$M_{кр \max} = 716,2 \operatorname{tg} \alpha.$$

### 19.3. ВИНТОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Винтовая характеристика судового дизеля, непосредственно соединенного с гребным винтом, является одновременно характеристикой потребителя энергии (гребной винт и корпус судна), а также самого двигателя. Судовой дизель на всем диапазоне изменения частоты вращения должен обеспечить мощность, поглощаемую винтом, с учетом всех потерь при передаче энергии от дизеля до гребного винта.

Необходимую мощность гребного винта устанавливают расчетным путем или на основании буксировочных испытаний модели в опытовом бассейне. Для водоизмещающих судов в первом приближении обычно принимают, что мощность, поглощаемая винтом, пропорциональна кубу частоты вращения дизеля

$$N_e = cn^3,$$

где  $c$  — коэффициент пропорциональности.

В действительности для некоторых видов судов зависимость поглощаемой винтом мощности от частоты вращения отличается от кубической параболы. Например, для быстроходных судов и катеров с полуглиссирующими и глиссирующими обводами (рис. 19.8)

$$N_e' = c'n^m.$$

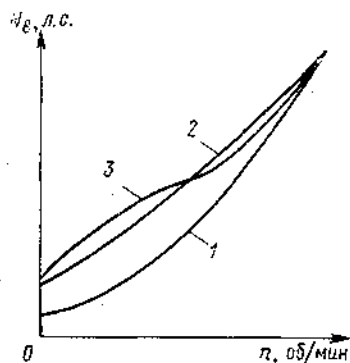


Рис. 19.8. Характеристики быстроходных катеров.

Для водоизмещающих катеров  $N_e$  примерно пропорциональна  $n^3$  (кривая 1); для полуглиссирующих катеров (кривая 2) показатель  $m \approx 1,8 \div 2,2$  (в период глиссирования); для глиссирующих катеров  $m \approx 1,6 \div 1,8$  (кривая 3).

Таким образом, у некоторых судов закон изменения мощности, поглощаемой винтом, может быть ближе к квадратичной параболе и даже к прямолинейной зависимости.

Работу дизеля по винтовой характеристике можно осуществить в том случае, если вместо постоянной подачи топлива за цикл обеспечить частичную подачу в соответствии с точками заданной кривой мощности винта для всего диапазона изменения частоты вращения.

Поэтому при построении винтовой характеристики, следует исходить из номинальных мощности  $N_{e \text{ ном}}$  и частоты вращения  $n_{\text{ном}}$  дизеля. В этом случае выражения для эксплуатационных мощности, частоты вращения и крутящего момента примут следующий вид:

$$N_{e \text{ экс}} = N_{e \text{ ном}} \left( \frac{n_{\text{экс}}}{n_{\text{ном}}} \right)^3;$$

$$n_{\text{экс}} = n_{\text{ном}} \sqrt[3]{\frac{N_{e \text{ экс}}}{N_{e \text{ ном}}}};$$

$$M_{\text{экс}} = M_{\text{ном}} \sqrt[3]{\left( \frac{N_{e \text{ экс}}}{N_{e \text{ ном}}} \right)^2} = M_{\text{ном}} \left( \frac{n_{\text{экс}}}{n_{\text{ном}}} \right)^2.$$

Обозначив отношения параметров  $\frac{N_{e \text{ ЭКС}}}{N_{e \text{ НОМ}}}$  и  $\frac{n_{\text{ЭКС}}}{n_{\text{НОМ}}}$  через  $\bar{N}_{e \text{ ЭКС}}$  и  $\bar{n}_{\text{ЭКС}}$ , получим

$$\bar{N}_{e \text{ ЭКС}} = N_{e \text{ НОМ}} \bar{n}_{\text{ЭКС}}^3; \quad \bar{n}_{\text{ЭКС}} = n_{\text{НОМ}} \sqrt[3]{\bar{N}_{e \text{ ЭКС}}};$$

$$M_{\text{ЭКС}} = M_{\text{НОМ}} \sqrt[3]{\bar{N}_{e \text{ ЭКС}}} = M_{\text{НОМ}} \bar{n}_{\text{ЭКС}}^2.$$

Ниже приведена таблица основных режимов работы дизеля.

Параметры	Числовые значения				
	$\bar{N}_{e \text{ ЭКС}} = 1,10, \bar{n}_{\text{ЭКС}} = 1,10$	$\bar{N}_{e \text{ ЭКС}} = 1,00, \bar{n}_{\text{ЭКС}} = 1,00$	$\bar{N}_{e \text{ ЭКС}} = 0,75, \bar{n}_{\text{ЭКС}} = 0,75$	$\bar{N}_{e \text{ ЭКС}} = 0,50, \bar{n}_{\text{ЭКС}} = 0,50$	$\bar{N}_{e \text{ ЭКС}} = 0,25, \bar{n}_{\text{ЭКС}} = 0,25$
$N_{e \text{ ЭКС}} = N_{e \text{ НОМ}} \bar{n}_{\text{ЭКС}}^3$	1,33	1,00	0,421	0,125	0,0156
$M_{\text{ЭКС}} = M_{\text{НОМ}} \bar{n}_{\text{ЭКС}}^2$	1,21	1,00	0,526	0,25	0,0625
$n_{\text{ЭКС}} = n_{\text{НОМ}} \sqrt[3]{\bar{N}_{e \text{ ЭКС}}}$	1,032	1,00	0,908	0,793	0,629
$M_{\text{ЭКС}} = M_{\text{НОМ}} \sqrt[3]{\bar{N}_{e \text{ ЭКС}}^2}$	1,065	1,00	0,824	0,63	0,396

Наибольшая мощность дизеля (110%) достигается при максимально допустимой частоте вращения  $n$  (103%). Дальнейшее увеличение мощности (при данном винте) за счет повышения  $n$  осуществлять нельзя, так как мощность винта растет по кубической параболе, а мощность дизеля (при  $p_e = \text{const}$ ) прямо пропорциональна  $n$ . Если, например, увеличить  $n$  на 10%, то мощность возрастет на 33% (1,331), что совершенно недопустимо.

На эксплуатационной частоте вращения, меньшей  $n_{\text{НОМ}}$ , мощность, потребляемая винтом, ниже  $N_e$  (соответствующей полной подаче топлива); следовательно, дизель будет работать с недогрузкой (в точках пересечения частичных внешних характеристик с винтовой, см. рис. 19.2).

Предел минимально устойчивой в эксплуатации частоты вращения  $n_{\text{мин}}$  зависит в основном от типа дизеля, стабильности регулировки топливоподающей аппаратуры, удельной нагрузки цилиндров, давления распыливания топлива, а также от условий, обеспечивающих устойчивое протекание рабочего процесса в цилиндре.

При  $n$ , равной 25% номинальной, нагрузка составляет всего 1,56% номинальной, т. е. двигатель фактически работает на холостом ходу. В связи с этим возникают трудности осуществления длительного нормального процесса смесеобразования и сгорания.

По техническим условиям обычно требуется, чтобы в судовых дизелях были обеспечены устойчивые режимы малых ходов, составляющих примерно 1/3—1/4 номинальных (от 33 до 25%); однако в МОД нередко удается снижать  $n_{\text{мин}}$  до (1/5÷1/6)  $n_{\text{НОМ}}$  (т. е. примерно на 20—16,5%). Например, для дизелей типа ДКРН 74/160 фирмы Бурмейстер и Вайн минимально устойчивая частота вращения  $n_{\text{мин}} = 24,5$  об/мин при  $n_{\text{НОМ}} = 115$  об/мин (т. е. около 21%); при этом режиме имеет место резкое снижение  $p_e$  (до 1,6 кгс/см<sup>2</sup>),  $p_z$  (до 19 кгс/см<sup>2</sup>) и  $p_f$  (до 200 кгс/см<sup>2</sup>).

Поддерживать длительную работу дизеля на малых ходах при указанных выше параметрах затруднительно; поэтому продолжительность работы дизеля при минимально устойчивой частоте вращения ограничивают обычно от 30 до 60 мин.

Примерное изменение параметров рабочего процесса при работе дизеля по винтовой характеристике показано на рис. 19.9.

Отметим некоторые характерные особенности протекания рабочего цикла дизеля при  $N_e = c_1 n^3$ .

Среднее эффективное давление  $p_e$  изменяется пропорционально  $n^2$ , так как

$$p_e = \frac{N_e}{c_1 n}, \text{ а } N_e = c_2 n^3, \text{ то } p_e = c_3 n^2.$$

Цикловая подача топлива  $g_{\text{цикл}}$  так же, как и  $p_e$ , изменяется пропорционально  $n^2$ , т. е.  $g_{\text{цикл}} = c_4 n^2$ .

Часовой расход топлива  $G_T$ , кг/ч, очевидно, будет изменяться по кубической зависимости

$$G_T = C_5 n^3.$$

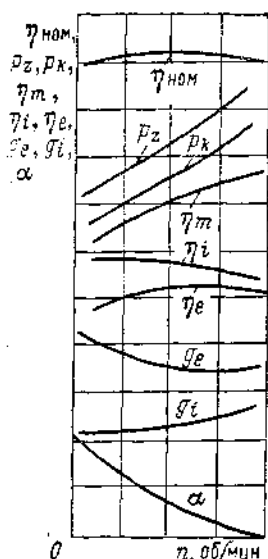


Рис. 19.9. Изменение параметров рабочего цикла при работе по винтовой характеристике.

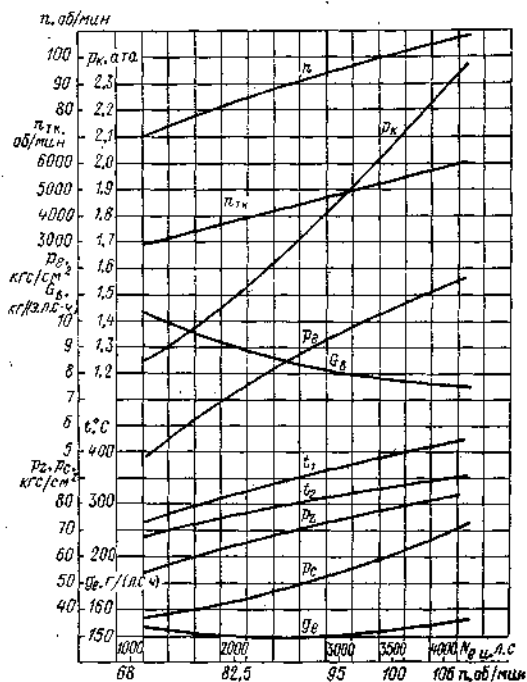


Рис. 19.10. Результаты испытаний судового МОД типа 7K98FF при работе по винтовой характеристике.

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  с уменьшением  $n$  растет пропорционально  $n^3$ , что приводит к большому избытку воздуха на долевых режимах. В связи с этим индикаторный удельный расход топлива  $g_i$  с увеличением  $n$  возрастает; эффективный удельный расход топлива  $g_e$ , зависящий от совместного характера параметров  $g_i$  и  $\eta_m$ , достигает обычно своего минимального значения при  $n \approx (0,8 \div 0,9) n_{\text{ном}}$ .

На рис. 19.10 приведены результаты испытаний двухтактного МОД типа 7K98FF фирмы Бурмейстер и Вайн при работе дизеля по винтовой характеристике.

Дизель имеет импульсную систему наддува и развивает номинальную мощность в цилиндре  $N_{\text{ци}} = 3500$  л. с. при 100 об/мин и среднем  $p_e = 10,5$  кгс/см<sup>2</sup> (третья степень наддува). Основные параметры наддува при  $n = 100$  об/мин: давление наддува  $p_k \approx 2,05$  ата; давление конца

сжатия  $p_c = 60$  кгс/см<sup>2</sup>; давление сгорания  $p_z = 78$  кгс/см<sup>2</sup>; расход воздуха  $G_b = 7,8$  кг/(э. л. с. ч); частота вращения ТК  $n_{TK} = 5000$  об/мин; температура газов за выпускным клапаном  $t_1 = 400^\circ$  С; за турбиной  $t_2 = 325^\circ$  С; удельный расход топлива  $g_e = 152$  г/(э. л. с. ч). Максимальная длительная мощность цилиндра  $N_{ec} = 4000$  л. с. при 106 об/мин и  $p_e = 11,3$  кгс/см<sup>2</sup>.

Сопоставление внешних и винтовых характеристик (с ВФШ) показывает, что зона возможной эксплуатационной мощности главных судовых дизелей лежит между внешней и винтовой характеристиками (см. рис. 19.1).

Однако при непосредственной работе одного дизеля на винт фиксированного шага СДУ имеют значительные мощностные резервы, которые не могут быть использованы в эксплуатации. Действительно, в этом случае полная потенциальная мощность дизеля используется только в точке пересечения внешней и винтовой характеристик ( $N_{e\text{ном}}$ ), тогда как для всех долевых режимов характерна недогрузка двигателя (см. площадь *абевга* на рис. 19.2).

Потенциальную мощность дизелей можно использовать значительно эффективнее в СДУ многовальных, дизель-редукторных и, особенно, с винтом регулируемого шага.

#### 19.4. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА ВИНТ РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА (ВРШ)

Судовые установки с ВРШ открывают широкие возможности для использования всей потенциальной мощности дизелей, т. е. позволяют работать не только по винтовому, но и по внешним характеристикам при наиболее экономичных режимах во всем диапазоне рабочей частоты вращения двигателя.

На рис. 19.11 показано семейство кривых мощности  $\bar{N}_{\text{экс}} = f(\bar{n}_{\text{экс}}, H/D)$  СДУ с ВРШ при различных шаговых отношениях  $H/D$  и частоте вращения  $n$ . Из рисунка видно, что с ростом отношения  $H/D$  мощность при одной и той же  $n$  быстро возрастает, кривые мощности становятся более крутыми, а винты — «тяжелее»; при уменьшении отношения  $H/D$  кривые мощности становятся более пологими, а винты — «легче».

Таким образом, каждая из кривых при постоянном отношении  $H/D$  представляет собой винтовую характеристику, по которой судовой дизель может работать от минимально устойчивой частоты вращения до  $n_{\text{ном}}$  соот-

ветствующей внешней характеристике двигателя.

Например, при  $\bar{n}_{\text{экс}} = 0,55$  вместо  $\bar{N}_{e\text{экс}} = 0,25$  (при работе с ВФШ) можно получить  $\bar{N}_{e\text{экс}} = 0,80$  (при работе с ВРШ) и т. д. При переходе на меньшую  $n$  к. п. д. гребного винта несколько повышается.

Основные преимущества гребных винтов регулируемого шага заключаются в возможностях:

— изменения и регулирования шага винта при вращающемся валопроводе;

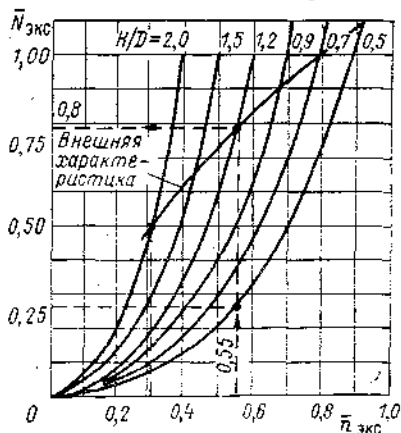


Рис. 19.11. Семейство кривых мощности СДУ с ВРШ при различных  $H/D$ .

- замены целого семейства гребных ВФШ одним ВРШ;
- работы не только по винтовой, но и по внешней характеристике (т. е. с использованием мощностных ресурсов двигателя);
- осуществления самой малой скорости судна при любой рабочей частоте вращения за счет соответствующего изменения шага винта;
- изменения направления движения судна посредством гребного винта, что упрощает конструкцию дизеля;
- повышения экономичности и дальности плавания судов при оптимальном сочетании режимов работы дизеля и гребного винта;
- запусков главного дизеля при отсутствии нагрузки со стороны гребного винта;
- обеспечения полной мощности дизеля на переднем и заднем ходах;
- эксплуатации на швартовных режимах при требуемых для данного дизеля частоте вращения и нагрузке;
- использования автоматического регулирования для поддержания постоянной  $n$  или осуществления оптимального режима работы дизеля.

Винты регулируемого шага нашли широкое применение в СДУ при использовании современных СОД с непосредственной или редукторной передачами на винт.

### 19.5. НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вспомогательные дизели судовой электростанции, дизель-компрессоры, а также главные дизели при электропередаче работают обычно с постоянной частотой вращения ( $n = \text{const}$ ), поэтому оценку работы этих дизелей производят, обычно, исходя из *нагрузочных характеристик*, под которыми подразумевают изменение ряда основных параметров дизеля в функции от нагрузки ( $p_e$  или  $N_e$ ).

Нагрузочные характеристики снимают при переменных цикловых подачах топлива. Ряд нагрузочных характеристик, снятых при различной, но постоянной  $n$  (например, 25, 50, 75 и 100% номинальной), дает возможность построить по ним как внешние, так и винтовые скоростные характеристики.

Изменение основных параметров рабочего цикла дизеля при работе по нагрузочной характеристике показано на рис. 19.12.

Механический к. п. д.  $\eta_m$  с увеличением нагрузки сначала возрастает быстро, а затем медленнее. Характер возрастания  $\eta_m$  в первом приближении можно определить, если известен  $\eta_{m \text{ ном}}$  при номинальной нагрузке и если принять для упрощения, что мощность механических потерь  $N_{\text{мех}}$  не зависит от нагрузки (у дизелей без наддува). Тогда механический к. п. д. при номинальной нагрузке

$$\eta_{m \text{ ном}} = \frac{N_{e \text{ ном}}}{N_{i \text{ ном}}} = \frac{N_{e \text{ ном}}}{N_{e \text{ ном}} + N_{\text{мех}}} = \frac{1}{1 + \frac{N_{\text{мех}}}{N_{e \text{ ном}}}}. \quad (19.4)$$

Если относительная мощность механических потерь

$$\delta_{e \text{ мех}} = \frac{N_{\text{мех}}}{N_{e \text{ ном}}},$$

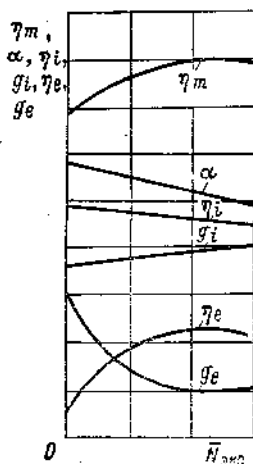


Рис. 19.12. Изменение параметров цикла при работе по нагрузочной характеристике.

то искомое значение  $\eta_m$  при  $n = \text{const}$  и переменной нагрузке

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{N_{\text{мех}}}{N_{e \text{ ном}}}} = \frac{1}{1 + \delta_{e \text{ мех}} \frac{N_{e \text{ ном}}}{N_{e \text{ экс}}}}$$

Например, при  $\eta_{m \text{ ном}} \approx 0,80$  и нагрузке, равной 25% номинальной,  $\eta_m$  снизится до 0,60; при отсутствии нагрузки (холостой ход) вся мощность дизеля тратится на преодоление внутренних сопротивлений, т. е.

$$N_i = N_{\text{мех}}.$$

Если принять при  $n = \text{const}$  коэффициент  $\eta_n$  постоянным, то коэффициент  $\alpha$  будет, очевидно, изменяться обратно пропорционально  $\bar{N}_{e \text{ экс}}$ .

Экспериментальные данные показывают, что при росте нагрузки (от  $1/4$  до  $1/1$ ) индикаторный удельный расход топлива  $g_i$  увеличивается на 10—15% по закону, близкому к прямолинейному; например, при росте нагрузки от 25 до 100%  $g_i$  возрастает от 125 до 140 г/(л.с.ч).

Используя зависимости  $g_i = f(N_e)$  и  $\eta = f(N_e)$ , можно построить кривые  $g_e = f(N_e)$  и  $\eta_e = f(N_e)$ , характеризующие экономичность дизеля.

Результаты испытаний двухтактного СОД с ПДП типа 9Д100 с двухступенчатым наддувом при  $N_e = 3000$  л. с. и  $n = 810$  об/мин  $= \text{const}$  представлены на рис. 19.13. Как видно, большая часть кривых имеет прямолинейный характер. При увеличении нагрузки от 1400 до 3000 э. л. с. (в 2,15 раза)

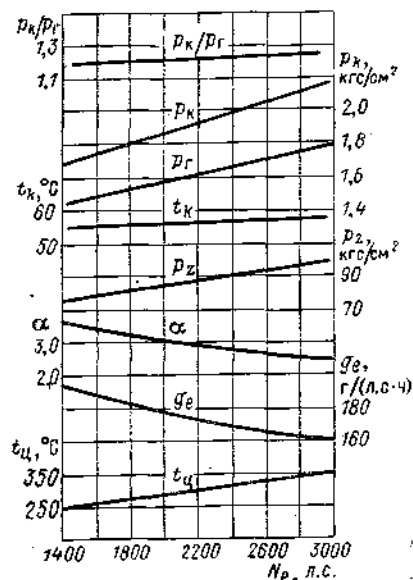


Рис. 19.13. Нагрузочные характеристики дизеля типа 9Д100 при  $n = 810$  об/мин  $= \text{const}$ .

основные параметры рабочего цикла дизеля при  $n = \text{const}$  изменяются следующим образом: давление наддува  $p_k$  увеличивается от 1,7 до 2,15 ата, т. е. на 25%; температура  $t_k$  остается постоянной и равной 55° С; давление  $p_r$  возрастает от 75 до 100 кгс/см², т. е. на 35%; эффективный удельный расход топлива  $g_e$  снижается от 177 до 160 г/(л.с.ч), т. е. на 10%; температура газов  $t_c$  повышается от 250 до 350° С, т. е. на 40%.

## 19.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ, РЕГУЛЯТОРНЫЕ И СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ

Для оценки технико-эксплуатационных показателей судовых дизелей при работе на переменных режимах в различных эксплуатационных условиях используют универсальные характеристики, представляющие собой систему кривых постоянных параметров ( $g_e$ ,  $t_2$  и др.) в координатах  $N_e - n$  или  $p_e - n$ .

Например, из универсальной характеристики СОД, представленной на рис. 19.14, следует, что минимальный удельный расход топлива  $g_e = 156$  г/(л. с.ч) можно получить при частоте вращения 750—950 об/мин и  $p_e = 9-12$  кгс/см². Удельный расход топлива на всех возможных режимах изменяется в узких пределах: от 156 до 160 г/(л. с.ч). Наиболее

высокая температура выпускных газов ( $t_r = 450^\circ\text{C}$ ) наблюдается в диапазоне  $n$  от 700 до 1050 об/мин и  $p_e$  от 13 до 14 кгс/см<sup>2</sup>.

Несколько другой вид имеет универсальная характеристика (рис. 19.15) двухтактного СОД типа 12ДН 23/30 (40ДМ) мощностью 2200 э. л. с. при 750 об/мин, на которой кроме двух основных переменных параметров  $p_e$  и  $n$  нанесены кривые постоянных параметров  $N_e$  и  $g_e$ . На графике показаны винтовая I, ограничительная II и экономическая III характеристики (последняя повторяет с некоторым приближением винтовую характеристику).

Для построения универсальных характеристик необходимо располагать серийной нагрузочной характеристикой. Замкнутые кривые можно получить только при тщательном проведении экспериментов.

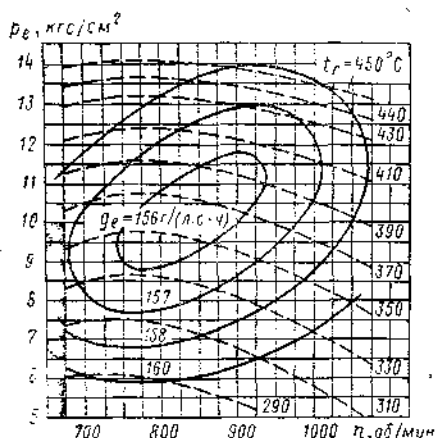


Рис. 19.14. Универсальная характеристика СОД.

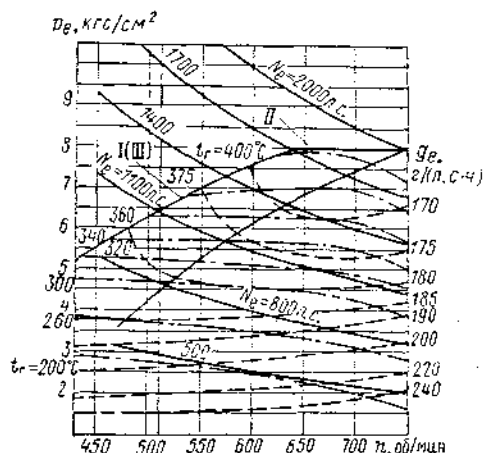


Рис. 19.15. Универсальная характеристика СОД типа 12ДН 23/30 (40ДМ).

Регуляторные характеристики представляют собой зависимость основных показателей работы двигателя от частоты вращения  $n$  при различной настройке регулятора и, таким образом, дополняют и уточняют скоростные характеристики. Регуляторные характеристики могут быть заданы в виде зависимостей  $M = f(n)$  и  $N_e = f(n)$ .

Если при эксплуатации требуется ограничить только максимально допустимую (предельную) частоту вращения, то на двигателе можно установить предельный регулятор. Предельный регулятор служит для ограничения  $n$  при внезапном уменьшении внешней нагрузки (например, при оголении или потере гребного винта) или выходе из строя основного регулятора (например, двух- или всережимного).

Двигатели с предельными регуляторами имеют только одну ветвь регуляторной характеристики.

Однорежимные регуляторы, применяемые главным образом во вспомогательных дизелях, работающих по нагрузочной характеристике, предусматривают возможность некоторого смещения регуляторной характеристики; диапазон смещения составляет  $(0,9 \div 1,1) n_{\text{ном}}$ .

Двухрежимные регуляторы устанавливаются на двигателях при необходимости обеспечения устойчивой работы на двух крайних режимах, отвечающих максимальной и минимальной частоте вращения.

Всережимные регуляторы служат для автоматического поддержания стабильной частоты вращения при всех режимах работы двигателя.

На рис. 19.16, а приведены внешняя (1), частичные (2, 3, 4) и регуляторные (5—8 для максимальной частоты вращения и 9—11 для ми

нимальной) характеристики дизеля, имеющего двухрежимный регулятор.

На рис. 19.16, б приведены внешняя (1) и регуляторные (2—5) характеристики двигателя при работе со всережимным регулятором.

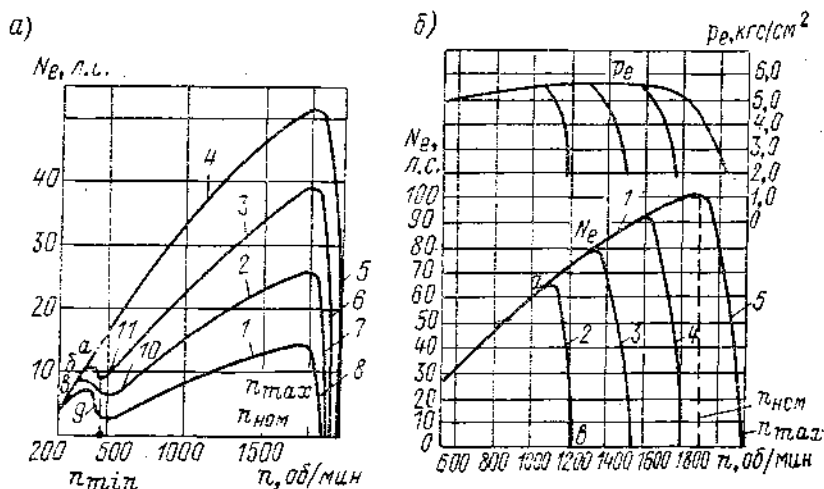


Рис. 19.16. Внешние и регуляторные характеристики при работе с двухрежимным (а) и всережимным (б) регуляторами.

Протекание регуляторных характеристик зависит в основном от параметров регулятора, топливоподающей аппаратуры и двигателя.

При испытаниях и доводке двигателей используют *регулирующие характеристики*, позволяющие уточнить влияние фаз газораспределения

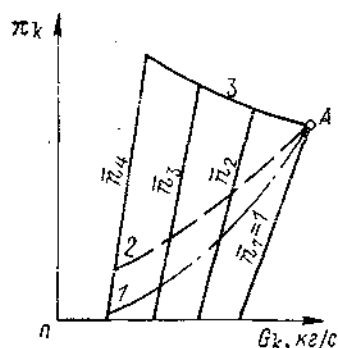


Рис. 19.17. Примерный вид гидравлических характеристик дизеля.

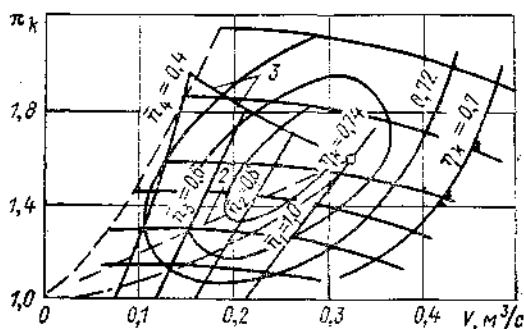


Рис. 19.18. Совмещение гидравлической характеристики дизеля с характеристикой ТК.

на  $N_e$  (или  $p_e$ ) и эффективный удельный расход топлива. По регулировочным характеристикам можно выяснить, например, зависимость  $p_e$  или  $g_e$  от угла опережения, продолжительности и давления впрыска, от температуры охлаждающей среды и других факторов.

При доводке дизелей с ГТН приходится тщательно согласовывать характеристики турбокомпрессора с расходной характеристикой дизеля. В этом случае обычно используют *гидравлическую характеристику* дизеля, представляющую собой зависимость расхода воздуха  $Q$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , подаваемого компрессором, от степени повышения давления  $\pi_k$  в ТК (при работе дизеля по винтовой или внешней характеристике).



Примерный вид гидравлических характеристик дизелей с наддувом показан на рис. 19.17. Номинальный режим работы характеризуется точкой А. Работе дизеля при постоянной мощности ( $N_e = \text{const}$ ) в скоростном диапазоне  $n_4 - n_1$  соответствует характеристика 3 (для транспортных установок). На рисунке, кроме того, представлены винтовая 1, внешняя 2 и нагрузочные  $n_1 - n_4$  характеристики.

В зависимости от конструктивных особенностей дизеля с ГТН характеристики дизеля приходится совмещать с характеристиками различных типов компрессоров (например, объемного или центробежного).

Характеристиками совместной работы дизеля и компрессора называют соответствие показателей компрессора характеристикам дизеля (при требуемых расходе и давлении воздуха) на заданном диапазоне эксплуатационных режимов.

Для судовых дизелей с ГТН чаще всего используют центробежные ТК, приводимые в действие газовыми турбинами.

На рис. 19.18 показана типичная диаграмма совмещения гидравлической характеристики судового дизеля с характеристикой центробежного ТК с безлопаточным диффузором. Такой ТК полностью соответствует дизелю при работе его по винтовой, внешней и нагрузочной характеристикам в диапазоне изменения  $n \approx (0,4 + 1,0) n_{\text{ном}}$ .

Достаточно хорошее согласование характеристик получается также и при работе дизеля с ТК, имеющим лопаточный диффузор.

## Глава 20

### РАСПЫЛИВАНИЕ, СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И СГОРАНИЕ ТОПЛИВА

Главная особенность рабочего цикла дизелей заключается в том, что процессы смесеобразования, воспламенения и сгорания происходят внутри цилиндра двигателя.

Жидкое топливо впрыскивается в камеру сгорания под высоким давлением ( $200 - 1500 \text{ кгс/см}^2$ ) в сжатый воздушный заряд с давлением  $30 - 60 \text{ кгс/см}^2$  и выше и температурой около  $600 - 800^\circ \text{C}$ .

Промежуток времени, отводимый на процессы смесеобразования и сгорания, весьма ограничен (от 0,05 до 0,005 с). Конструктивные оформления камер сгорания чрезвычайно разнообразны и зависят от типа дизелей и систем смесеобразования.

Высококачественное осуществление процессов смесеобразования и сгорания представляет собой сложную задачу, от успешного решения которой зависит получение наиболее эффективных показателей работы судовых дизелей в сложных условиях эксплуатации.

#### 20.1. РАСПАД ТОПЛИВНОЙ СТРУИ; РАСПЫЛИВАНИЕ ТОПЛИВА

При впрыскивании топлива в пространство сжатия происходит распад топливной струи. Характер распада зависит в основном от скорости истечения топлива, плотности воздушного заряда и, кроме того, от воздействия аэродинамических сил сопротивления воздуха, поверхностного натяжения, внутреннего сцепления топлива и внутренних сил начальных возмущений, возникающих при истечении топлива.

Аэродинамические силы сопротивления воздуха затормаживают проникновение струи в камеру сгорания, отделяют от поверхности струи отдельные капли топлива, стремятся раздробить лобовую поверхность струи. Силы сопротивления воздуха возрастают с увеличением скорости вырыска, плотности воздуха и лобовой поверхности струи.

Силы поверхностного натяжения и внутреннего сцепления топлива способствуют сохранению целостности струи.

Начальные возмущения на поверхности струи возникают в результате турбулентного движения топлива в сопловом отверстии, неточности изготовления кромок отверстий, шероховатости стенок отверстий, сжимаемости топлива, выделения газовых пузырьков, вибрации сопла и др. Начальные возмущения ускоряют распад струи с увеличением скорости

ее истечения и усиления противодействия окружающей среды, так как приближают начало распада к кромке выходного отверстия сопла.

В результате воздействия указанных факторов топливная струя распадается на отдельные капли на определенном расстоянии от соплового отверстия.

Опыты показывают, что при впрыске топлива наблюдается образование следующих основных форм распада струи.

При относительно малой скорости истечения на поверхности струи возникают осесимметричные колебания, возрастание амплитуд которых приводит к образованию отдельных капель

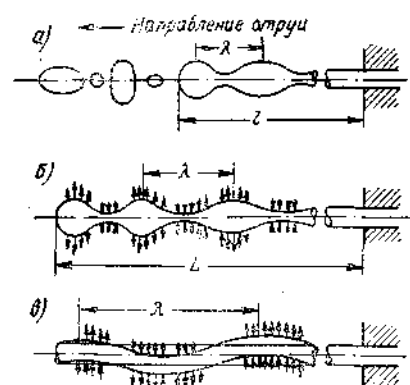


Рис. 20.1. Формы распада топливной струи.

топлива (рис. 20.1, а). Эта форма распада наблюдается при воздействии начальных продольных возмущений и сил поверхностного натяжения.

При увеличении скорости истечения топлива распад струи происходит от указанных колебаний и сил, а также дополнительного воздействия сопротивления воздуха (рис. 20.1, б).

С дальнейшим увеличением скорости истечения под влиянием окружающей среды появляются односторонние волнообразные деформации поверхности струи (рис. 20.1, в), стремящиеся изогнуть струю, что приводит к так называемому *волновому распаду*. Наконец, при истечении струи с еще большими скоростями распад струи начинается непосредственно около соплового отверстия. Вначале образуются нити и крупные капли, которые затем под влиянием сил сопротивления и поверхностного натяжения дробятся на более мелкие капли.

Нормальный процесс распыливания топлива наступает обычно при полном распаде топливной струи и раздроблении ее на большое количество отдельных капель различных размеров.

*Степень распыливания*, или *дисперсность струи* топлива, характеризуется значением среднего диаметра большей части капель, образующихся при распыливании.

Согласно опытным данным струя распыленного топлива состоит из многих миллионов капель, средний диаметр которых составляет у МОД примерно 15—25 мкм и у ВОД 5—10 мкм. На рис. 20.2 показана микрофотография капель топлива в цилиндре дизеля непосредственно перед воспламенением (капли наибольшего размера имеют  $d_k = 60$  мкм).

Требования, предъявляемые к мелкои и однородности распыливания, возрастают с увеличением частоты вращения и степени форсирования

дизеля. Наиболее высокого качества распыливания требуют однополостные камеры сгорания с объемным смесеобразованием. Хорошее смесеобразование обеспечивается при скорости впрыскивания топлива  $w$  от 150 до 400 м/с (при работе дизеля на номинальном режиме).

Наиболее распространенным и простым методом экспериментального определения мелкости распыливания топлива является метод улавливания каплей на закопченную пластину, устанавливаемую перпендикулярно оси струи. Пластины с каплями либо исследуют под микроскопом, либо фотографируют и по микрофотографии отдельных участков определяют качество распыливания. Обработка микрофотографии сложна и трудоемка. Указанный метод позволяет исследовать размеры капель только в отдельных участках струи; поэтому трудно получить общую картину распределения каплей топлива для всей дозы впрыснутого топлива.

Для определения мелкости и однородности распыливания используют характеристики распыливания или средний диаметр каплей (арифметический, поверхностный, объемный и массовый).

Основываясь на опытных данных по мелкости распыла топлива всю совокупность каплей от  $z_{\min}$  до  $z_{\max}$ , разбивают на группы с интервалом  $\Delta z$ . Капли, находящиеся в пределах от  $z_1 - \frac{\Delta z}{2}$  до  $z_1 + \frac{\Delta z}{2}$ , образуют группу со средним диаметром  $z_1$ . Количество каплей этой группы откладывают как ординату. Нанося значения количества каплей для всех групп и проводя по вершинам ординат осредняющую линию, получают кривую распределения каплей по размерам. Если провести последовательное сложение каплей во всех группах и на ординатах провести осредняющую линию, то можно получить кривую сумм каплей.

Общее уравнение кривой распределения каплей по размерам (кривая частот) имеет вид [13]

$$R_p = \frac{di/dz \cdot z^p}{\int_{z_{\min}}^{z_{\max}} di/dz \cdot z^p dz} \quad (20.1)$$

Из данного уравнения в зависимости от значения параметра  $p$  получим относительные кривые частот: количественную  $R_0$  (при  $p = 0$ ), поверхностную  $R_2$  (при  $p = 2$ ) и объемную  $R_3$  (при  $p = 3$ ).

Запишем уравнение относительной суммарной кривой распределения каплей

$$S_p = \frac{\int_0^z di/dz \cdot z^p dz}{\int_{z_{\min}}^{z_{\max}} di/dz \cdot z^p dz} \quad (20.2)$$

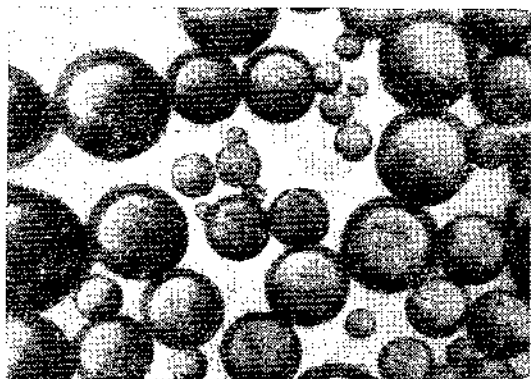


Рис. 20.2. Микрофотография распыленных каплей топлива.

отсюда находим относительные суммарные кривые: количественную  $S_0$  (при  $p = 0$ ), поверхностную  $S_2$  (при  $p = 2$ ) и объемную  $S_3$  (при  $p = 3$ ).

На рис. 20.3 показаны относительные характеристики распыливания дизельного топлива с плотностью  $d = 0,852 \text{ г/см}^3$  и коэффициентом

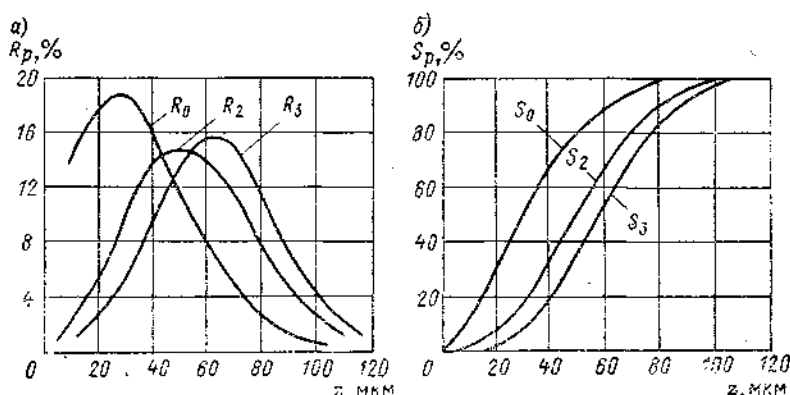


Рис. 20.3. Относительные характеристики распыливания топлива: а — кривые частот; б — кривые сумм капель.

кинематической вязкости  $\nu_1 = 0,079 \text{ см}^2/\text{с}$  при диаметре сопла  $d_c = 0,25 \text{ мм}$ , противодавлении  $p_2 = 13 \text{ кгс/см}^2$  и давлении впрыска  $p_1 = 197 \text{ кгс/см}^2$ .

## 20.2 МЕХАНИЗМ РАЗВИТИЯ И ДАЛЬНОБОЙНОСТЬ ТОПЛИВНОГО ФАКЕЛА

Распределение топлива по всему объему камеры сгорания происходит под действием кинетической энергии впрыскиваемых в цилиндр струй топлива и газовых потоков в камере.

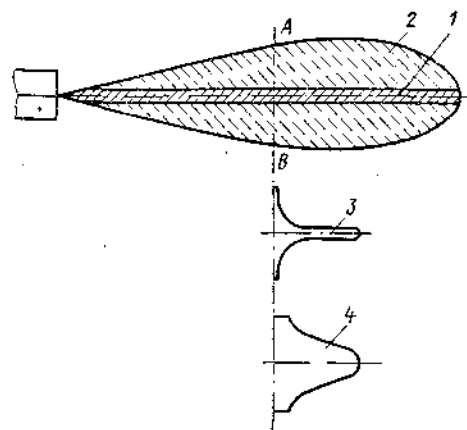


Рис. 20.4. Конфигурация топливного факела.

1 — ядро; 2 — оболочка; 3 — количественное распределение капель; 4 — кривая скоростей.

От степени совершенства процесса смесеобразования, т. е. взаимодействия капле топлива с воздухом в камере сгорания данной конфигурации, зависит эффективность процесса сгорания.

Топливный факел (струя) состоит из ядра 1, или стержня, включающего большое количество расходящихся лучей и грубораспыленных частиц топлива, и оболочки, содержащей распыленные капли различных размеров (рис. 20.4). Компактная стержневая часть струи обладает большой скоростью и энергией. По мере приближения к периферии (оболочке) струи скорость капель падает; наиболее мелкие капли обычно располагаются на поверхности оболочки 2 струи.

Рассмотрим механизм развития топливного факела. Впрыск топлива в дизелях, как известно, происходит периодически; давление топлива вначале возрастает до максимума, а затем снижается. В соответствии с характеристиками впрыска топлива меняется скорость истечения топлива

из соплового отверстия. Формирующийся по мере впрыска топлива факел состоит из совокупности капель, образующихся при распаде струи. При сопловом распылителе факел топлива напоминает конус с вершиной в устье сопла. Направление отдельных струй топлива определяется направлением осей сопловых отверстий.

Движение капель топлива носит струйный характер, так как за быстро перемещающимися каплями образуется зона пониженного давления; наличие этой зоны способствует, во-первых, увлечению последующих капель на ту же траекторию и, во-вторых, подосу воздуха из окружающей среды внутрь факела.

Капли топлива движутся по расходящимся траекториям (близким к лучевым) с примерно постоянной скоростью вплоть до достижения фронта факела. Мелкие капли (в особенности находящиеся в наружной оболочке факела) быстро затормаживаются, а крупные проникают в наиболее удаленные части камеры сгорания.

В зоне, близкой к оболочке факела, физические условия окружающей среды меняются: повышается температура, уменьшается насыщенность парами топлива, навстречу каплям движется воздух и др. Эти факторы способствуют быстрому торможению и прогреву капель топлива.

Таким образом, процесс смесеобразования в факеле состоит из двух последовательных фаз. Первая фаза определяется характеристикой подачи топлива, развитием факела (или факелов) в объеме камеры сгорания, мелкоствью и однородностью капель и др. Вторая фаза включает процессы теплообмена, испарения и смешения паров топлива с воздухом.

Экспериментальные исследования по изучению объемного распределения капель в струе топлива представляют большие трудности и обычно базируются на методике улавливания частиц топлива или капель с помощью особой гребенки или других устройств. На рис. 20.5 показана так называемая условная плотность струи  $d$  в мм<sup>3</sup> топлива на каждый мм<sup>2</sup> различных сечений струи (для одного цикла).

На рис. 20.5, а, в показано распределение топлива на различных расстояниях от сопла (20, 40, 60, 80 и 100 мм); на рис. 20.5, б изображен продольный разрез струи, полученный путем замены площадей, образованных замкнутыми кривыми, равновеликими площадями окружностей.

Для получения кривых распределения капель в струе топлива в зависимости от их размеров капли улавливают при однократном впрыске на пластину, покрытую глицерином, затем измеряют под микроскопом и подразделяют по величине на группы. На рис. 20.6, а показаны кривые распределения количества капель в струе топлива, аналогичные кривые получают для общей поверхности (рис. 20.6, б) и объема (рис. 20.6, в) капель. Опыты проводили при диаметре сопла  $d_c = 0,4$  мм, длине сопла  $l_c = 1,6$  мм,  $l_c/d_c = 4$ , давлении впрыска  $p_f = 280$  кгс/см<sup>2</sup>, противодействии в цилиндре  $p_{пр} = 10$  кгс/см<sup>2</sup> и цикловой подаче топлива  $g_{цикл} = 45$  мм<sup>3</sup>.

Одним из основных факторов, влияющих на эффективность рабочего цикла дизеля, является совершенство смесеобразования, которое в значительной степени зависит от дальнобойности факела (струи), под которой понимают скорость продвижения вершины (лобовой части) факела в функции от времени. К остальным параметрам, определяющим особенности развития факела, следует отнести угол конуса распыливания (телесный угол) факела  $\psi$  и скорость  $w$  продвижения фронта факела в зависимости от времени.

Примерная картина развития топливного факела при  $d_c = 0,38$  мм,  $p_f = 560$  кгс/см<sup>2</sup> и  $p_{пр} = 21$  кгс/см<sup>2</sup> показана на рис. 20.7.

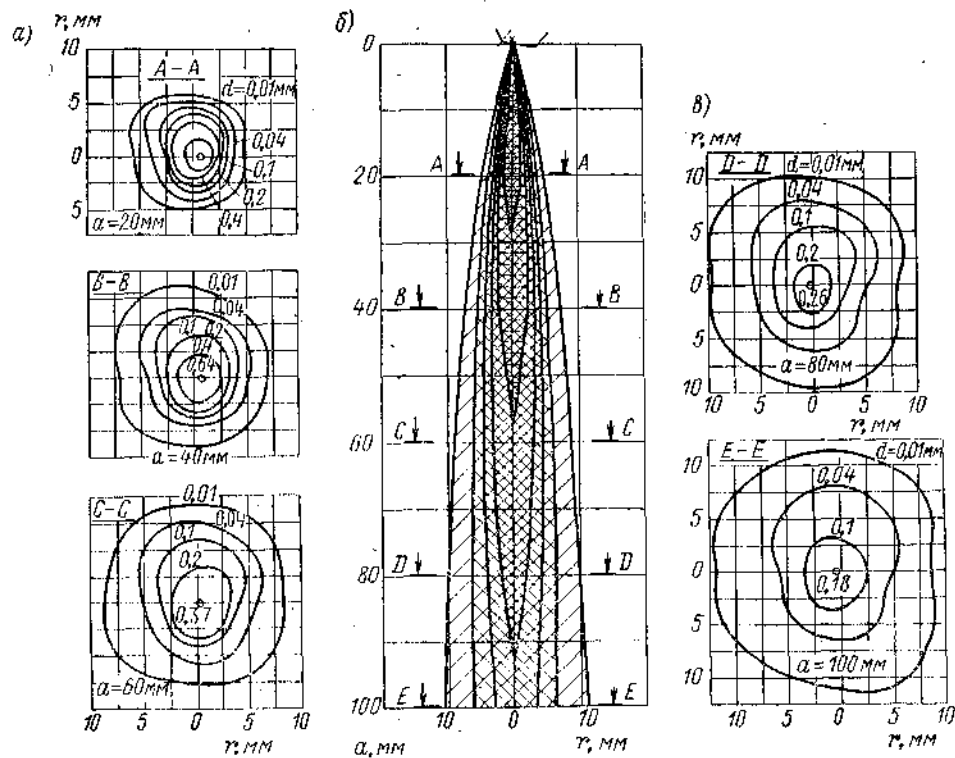


Рис. 20.5. Примерное распределение топлива в струе.

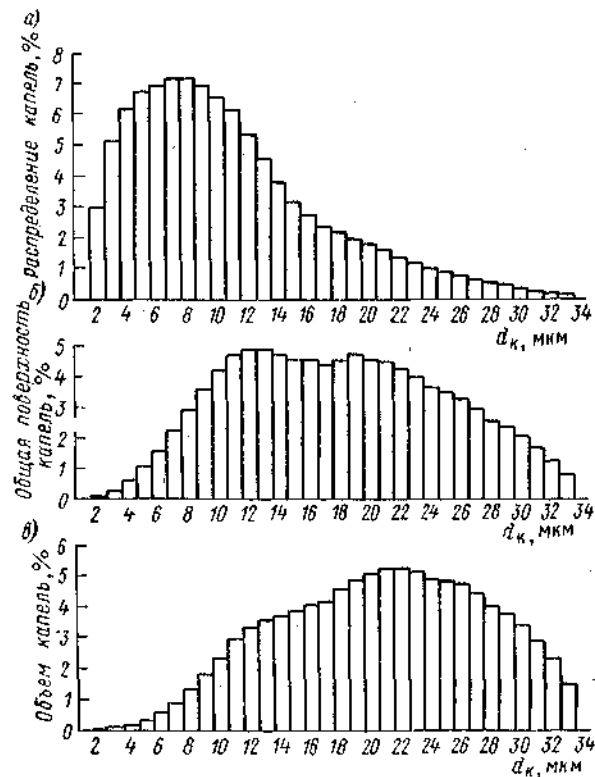


Рис. 20.6. Распределение капель в струе.

При организации процесса объемного смесеобразования нередко приходится «вписывать» конфигурацию отдельных струй в различные конструктивные оформления камер сгорания. В этом случае получение оптимальной дальности<sup>1</sup> отдельных струй представляет одну из важных задач при доводке процесса смесеобразования.

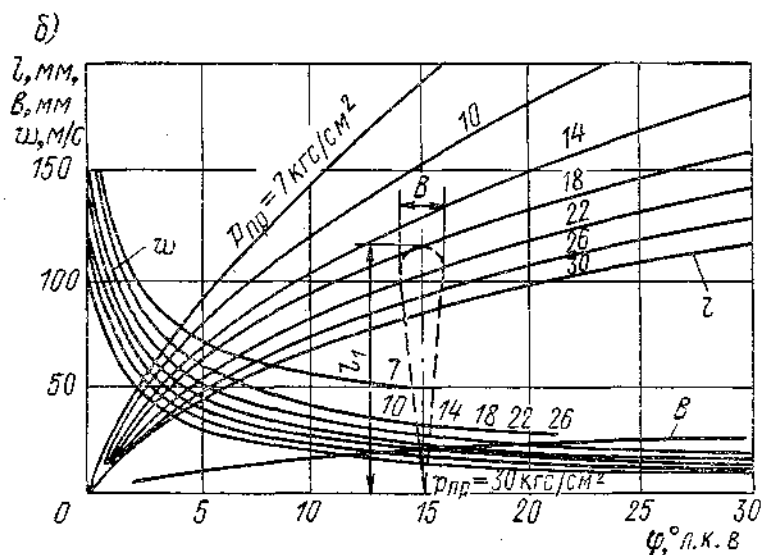


Рис. 20.7. Развитие топливного факела (а) и кривые дальности  $L$ , скорости фронта  $w$  и ширины конуса  $B$  факела (б).

Из зависимости дальности  $L$ , скорости фронта факела  $w$  и ширины конуса распыливания  $B$  от угла п. к. в. (за время развития факела) следует, что начальная скорость фронта факела  $w$  (125—150 м/с) под влиянием сопротивления воздуха быстро снижается (примерно до 25 м/с), с увеличением угла поворота топливного кулака (т. е. с развитием факела) дальность соответственно растет и достигает в конце впрыска 120 см (при противодавлении  $p_{пр} = 26$  кгс/см<sup>2</sup>), с повышением противодавления  $p_{пр}$  (от 7 до 30 кгс/см<sup>2</sup>) дальность и скорость фронта факела падают. По мере развития факела ширина конуса распыливания  $B$  растет примерно от 5 до 25°.

<sup>1</sup> Имеется в виду дальность за период  $\tau_t$ , т. е. до момента воспламенения топлива.

Указанные результаты получены при  $n = 1000$  об/мин,  $d_c$  однодырчатого сопла 0,6 мм и давлении впрыска 150 кгс/см<sup>2</sup>.

Отметим наиболее важные факторы, оказывающие влияние на дальность бойности факела:

— при  $p_{гр} = \text{const}$  и  $p_{впр} = \text{const}$  (т. е. при  $w = \text{const}$ ) рост диаметра соплового отверстия  $d_c$  приводит к увеличению дальности бойности вследствие уплотнения ядра факела;

— с увеличением суммарной площади сопловых отверстий дальность бойности уменьшается из-за снижения давления распыливания;

— с повышением плотности топлива кинетическая энергия факела и дальность бойности возрастают вследствие более грубого распыливания.

Значительное влияние на дальность бойности оказывает конструкция и технология обработки сопловых отверстий; для струйных форсунок чаще всего применяют сопла с цилиндрическими отверстиями и отношением  $l/d_c = 3 \div 4$ . Особое внимание обращают на точность изготовления сопла и чистоту его обработки.

Сокращение продолжительности подачи (впрыска) топлива и большие давления распыливания при крутых кулачных шайбах приводят к ускоренному продвижению фронта факела и более глубокому его проникновению.

Соответствующий выбор конструктивных элементов и параметров топливоподающей системы позволяет получить нужную характеристику факела, обеспечивающую эффективность процесса сгорания топлива.

Наиболее надежные данные по дальности бойности факела топлива различных типов дизелей получают экспериментальным путем. Предложены также расчетные формулы для определения дальности бойности факела, например формула ЦНИДИ [8]

$$l = \left( t v_0 \frac{d_c}{1g \alpha} \right)^{0,5} \left( \mu \frac{\rho_r}{\rho_v} \right)^{0,25}, \quad (20.3)$$

где  $t$  — время, с;  
 $v_0$  — начальная скорость истечения, м/с;  
 $\alpha$  — угол распыливания;  
 $\mu$  — коэффициент истечения;  
 $\rho_r, \rho_v$  — плотность топлива и воздуха.

Вследствие непрерывного изменения давления распыливания  $p_r$  при впрыске скорость  $v_0$  и угол конуса  $\alpha$  являются функциями времени. Поэтому при оценке  $l$  по формуле (20.3) следует использовать средние значения  $p_r$  и  $v_0$  для всего периода впрыска.

### 20.3. ИСПАРЕНИЕ РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА

Самовоспламенению топлива предшествует процесс испарения распыленного топлива. К моменту воспламенения обычно успевает испариться большая часть впрыснутого топлива.

Подготовительные процессы нагрева и испарения топлива зависят от размеров и скорости движения капель относительно воздушного заряда, температуры и давления в камере сгорания и физических характеристик самого топлива.

Суммарное время, необходимо для испарения капли,

$$\tau_{\Sigma} = \tau_1 + \tau_2,$$

где  $\tau_1$  — время предварительного подогрева капли от начальной температуры в камере сгорания  $t_0$  до температуры изотермического равновес-



ного испарения  $t_p$ ;  $\tau_2$  — время равновесного изотермического испарения (при  $t_p = \text{const}$ ).

Как видно из графика на рис. 20.8, время подогрева капли зависит в основном от температуры среды  $t_n$  и диаметра капли  $d_k$ . Например, при  $t_n = 600^\circ \text{C}$  и  $d_k = 10 \text{ мкм}$   $\tau$  составляет около 0,5 м·с, а при  $d_k = 25 \text{ мкм}$  — примерно 1,2 м·с.

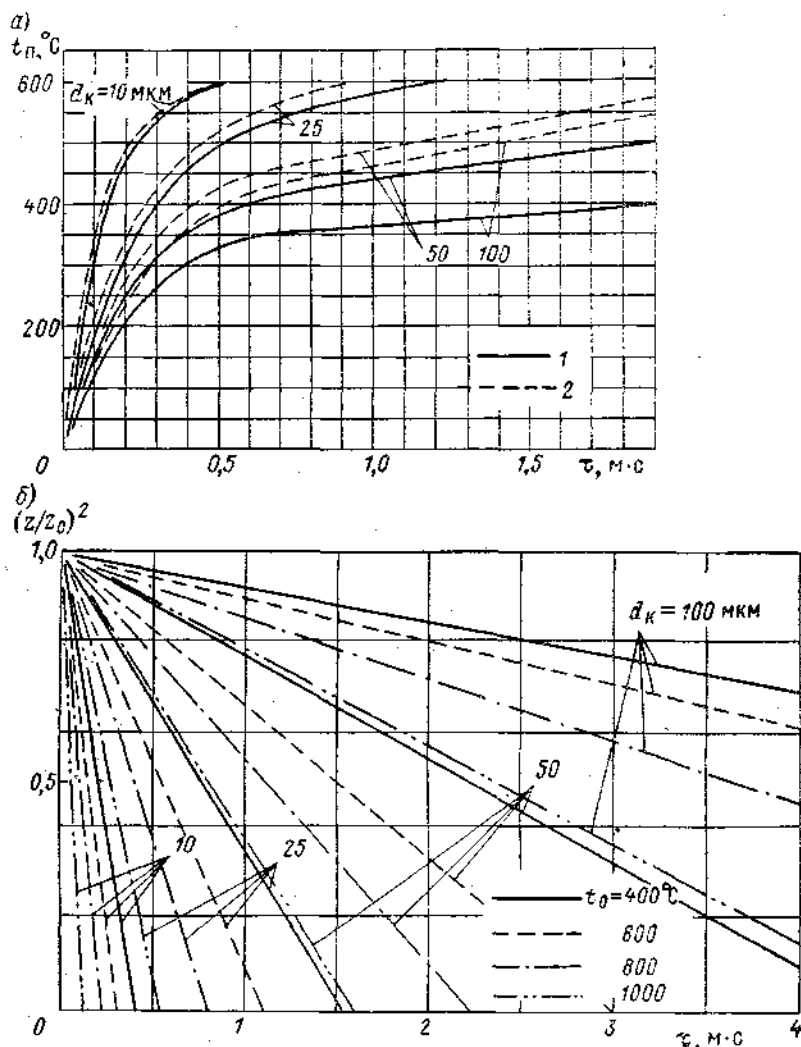


Рис. 20.8. Нагрев (а) и испарение (б) движущихся капель.

1 — дизельное топливо; 2 — бензин.

При температуре окружающей среды  $t_{cp} \approx 600^\circ \text{C}$  температура равновесного испарения дизельного топлива составляет приблизительно 280—320° С. Обычно в расчетах предполагают (для упрощения), что испарения не происходит, пока температура на поверхности капли не достигнет  $t_p$ .

На основе выражения для скорости испарения топлива ( $dG/dt$ ) и в результате совместного решения уравнений тепло- и массообмена на

поверхности неподвижной капли приходят к зависимости, определяющей скорость испарения капли [8],

$$x_0^2 - x_t^2 = kt, \quad (20.4)$$

где  $x_0$  и  $x_t$  — диаметр капли соответственно в начальный момент и после испарения за время  $t$ .

Константа испарения  $k$  характеризует скорость уменьшения поверхности капли. Согласно опытным данным для типичных углеводородных сортов топлива (горящих в неподвижном воздухе)  $k$  лежит в пределах  $7,4 \cdot 10^{-3} - 9,3 \cdot 10^{-3}$  см<sup>2</sup>/с.

Принимая в уравнении (20.4)  $x_t = 0$ , получаем время полного испарения капли

$$t_0 = \frac{x_0^2}{k}. \quad (20.5)$$

Формула (20.5) дает возможность оценить изменение размеров капли в зависимости от времени, параметров окружающей среды и физических свойств топлива с учетом относительного движения капель. Некоторые исследователи рекомендуют аналогичные формулы с заменой показателя степени 2 на 1,5.

Из графика на рис. 20.8, построенного на основании расчетов по уравнению (20.4) при  $d_k = 10; 25; 50$  и  $100$  мкм и  $t_0 = 400; 600; 800$  и  $1000^\circ \text{C}$ , следует, что за период задержки воспламенения  $\tau_i$  (от 1 до 3 м·с) при характерных параметрах состояния заряда в конце сжатия ( $p_c = 30 \div 40$  кгс/см<sup>2</sup> и  $t_c = 500 \div 700^\circ \text{C}$ ) успевают испариться полностью только капли достаточно мелких размеров. Линейная зависимость  $x = f(t)$  подтверждается опытными данными по скорости испарения капель различных сортов топлива.

Испарение совокупности огромного количества капель топлива различных размеров в факеле распыленного топлива существенно отличается от испарения единичных капель и зависит в основном от характеристик распыливания; проблема эта очень сложна и находится в стадии разрешения.

#### 20.4. СПОСОБЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И КАМЕРЫ СГОРАНИЯ (КС)

Основными способами смесеобразования являются следующие:

— объемное, происходящее в объеме воздушного заряда, расположенного в КС;

— объемно-пленочное, при котором значительная часть топлива (до 40—50%) попадает в виде пленки на горячие стенки КС, а остальная часть топлива (объемная) распыливается в воздушном заряде;

— пленочное, отличающееся от предыдущего способа тем, что до 85—90% топлива наносится на горячие стенки в виде пленки, а остальные 10—15% распыливаются в воздушном заряде.

В зависимости от конструктивного выполнения КС могут быть *неразделенными*, *полуразделенными* и *разделенными*.

Неразделенные КС характеризуются тем, что все пространство сжатия представляет собой единый объем (однополостные), ограниченный днищами поршня, крышки и стенками цилиндра.

В полуразделенных КС большая часть воздушного заряда (до 80—85%) размещается либо в поршневой головке (в четырехтактных дизелях), либо в крышке (в двухтактных дизелях); при этом камеры в поршне (или крышке) соединяются с главной КС горловинами относительно большого диаметра ( $d_j/D \approx 0,7 \div 0,3$ ).

В разделенных КС помимо главной камеры имеются одна или несколько дополнительных камер, в которых осуществляется впрыск топлива; объем дополнительной камеры в вихрекамерных дизелях составляет от 60 до 80% общего объема заряда воздуха, а в предкамерных — от 30 до 20%.

В дизелях с неразделенными КС требуемое качество объемного смесеобразования и сгорания достигается за счет тщательного согласования формы, направления, распределения и дальности отделимых факелов с конфигурацией КС. При этом обычно стремятся к тому, чтобы горящие факелы не соприкасались с поверхностями, образующими КС.

Для равномерного распределения топлива по всему объему камеры применяют многодырчатые распылители, число которых достигает десяти (и более). Высококачественное распыливание топлива обеспечивается относительно высоким давлением впрыска (от 200 до 1500 кгс/см<sup>2</sup>). Качество смесеобразования можно значительно повысить при наличии организованного вихреобразования потоков воздушного заряда.

Организованное завихрение заряда в двухтактных дизелях с прямоточно-клапанной продувкой обеспечивается за счет тангенциального направления продувочных окон (в плане).

В четырехтактных дизелях завихрение заряда достигают с помощью экрана, устанавливаемого на впускном клапане, или специально спрофилированного впускного канала (в крышке).

Примерный характер распределения окружной скорости движения воздуха применительно к цилиндрической камере в поршне и объемному смесеобразованию показан на рис. 20.9.

В соответствии с опытными данными распределение окружных скоростей в ядре вихревого потока, диаметр которого (при положении поршня в в. м. т.) близок к диаметру горловины камеры, подчиняется закону твердого тела, а в кольцевом пространстве над днищем поршня вследствие затормаживающего действия стенок цилиндра — закону потенциального вихря.

В случае отсутствия начального вихря при перетекании заряда за счет вытеснения воздуха из кольцевого надпоршневого пространства возникают только радиальные вихри, например в камере сгорания в поршне типа ЦНИДИ.

К достоинствам однополостных камер с объемным смесеобразованием следует отнести простую конфигурацию камеры, небольшую величину относительной поверхности охлаждения, хорошие пусковые качества (благодаря непосредственному впрыску топлива в основную массу сжатого воздуха), конфигурацию камеры, обеспечивающую хорошую очистку объема пространства сжатия в двухтактных дизелях с контурной продувкой.

Широкое использование объемного смесеобразования в однополостных КС судовых дизелей различной быстроходности объясняется хорошей организацией процессов смесеобразования и сгорания и высокой экономичностью работы дизелей [ $g_e = 160 \div 150$  г/(л. с. ч)].

Недостатками однополостных камер с объемным смесеобразованием являются необходимость увеличения значения  $\alpha$  до 2,2 для обеспечения хорошего процесса сгорания, повышенная жесткость работы, ухудшение качества распыливания топлива при работе на долевых режимах и др.

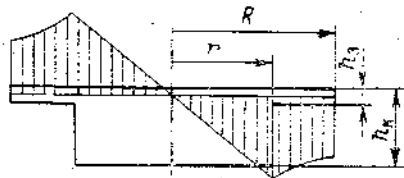


Рис. 20.9. Схема распределения окружной скорости движения воздуха в дизелях с камерой сгорания в поршне.  $r$  — радиус камеры,  $h_k$  — высота камеры,  $h_n$  — высота надпоршневого зазора.

В зависимости от размещения основного заряда конструктивные схемы типичных однополостных (неразделенных) КС (рис. 20.10) можно разделить на четыре группы:

— камеры группы *I* с размещением основной части заряда в головке поршня (1, 2, 3) применяют в основном для дизелей, имеющих крышки с плоским днищем (четырёхтактных, а также двухтактных с прямоточно-клапанной продувкой);

— камеры группы *II* с зарядом, расположенным в крышке (4, 5, 6), используют, как правило, в двухтактных дизелях с контурной продувкой;

— камеры группы *III* с расположением заряда между крышкой и головкой поршня (7, 8, 9) находят применение в основном для двухтактных дизелей;

— камеры группы *IV* с расположением заряда между головками поршней приемлемы только для двухтактных дизелей с противоположно движущимися поршнями (10, 11, 12).

К числу КС, в которых лучше организован процесс смесеобразования и достигнуты высокие показатели по экономичности, можно отнести камеру *I* (2) типа Гессельмана, у которой конфигурация днища поршня полностью согласована с конфигурацией топливных факелов, камеру *II* (5) шатрового типа и новую камеру *II* (4) дискообразной формы (фирмы Зульцер), камеру *III* (8) чечевицеобразного типа (фирмы Фиат), у которой форма углублений в днищах крышки и поршня полностью соответствует конфигурации факелов, камеру *IV* (11) шарообразного типа (фирмы Доксфорд).

Дизели с полуразделенными КС, основной объем которых размещен в поршне, а диаметр соединительной горловины с надпоршневым пространством составляет от 0,7 до 0,3 диаметра цилиндра, получили значительное распространение в ВОД с небольшими диаметрами цилиндра (менее 200 мм).

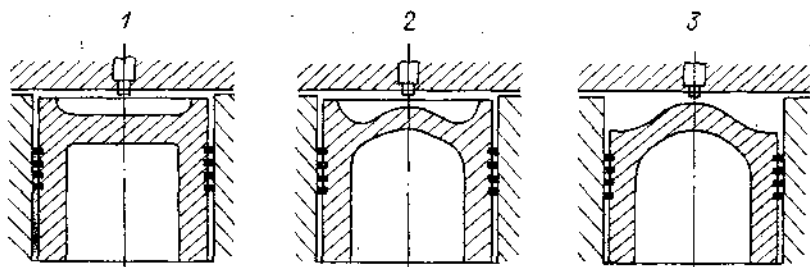
Дизели этого типа имеют в основном объемное смесеобразование; впрыск топлива осуществляется с помощью многодырчатых распылителей. Для интенсификации процессов смесеобразования и сгорания для большей части дизелей предусматривают организованное вращательное тангенциальное движение воздуха в цилиндре. В конце процесса сжатия, кроме того, образуется радиальное перетекание потоков воздуха за счет вытеснения воздуха из кольцевого надпоршневого пространства; эти потоки усиливают действие основного тангенциального потока.

В некоторых дизелях с полуразделенными КС осуществляется также и объемно-пленочное смесеобразование, при котором часть топлива (до 40% и более) наносится на горячие стенки КС в виде пристеночного слоя (или пленки), испаряется и смешивается с зарядом, находящимся в интенсивном движении. Остальное топливо распыливается обычным способом, что обеспечивает своевременное образование очагов воспламенения, являющихся источником зажигания топлива, испарившегося со стенок КС.

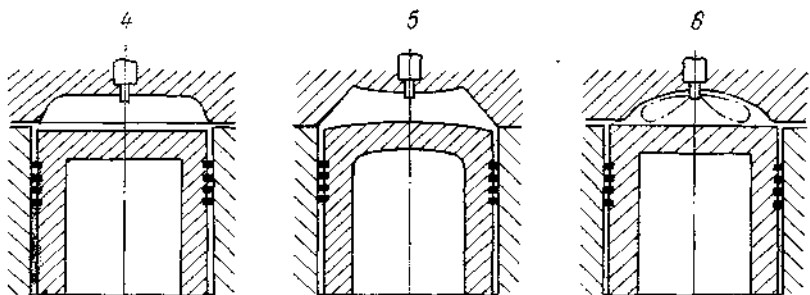
Типичная камера со смешанным объемно-пленочным смесеобразованием представлена на схеме 1 рис. 20.11 (так называемая камера в поршне ЦНИДИ). Особенностью этой камеры является отсутствие необходимости в организации закручивания входящего воздушного потока, так как образующиеся радиальные вихри полностью обеспечивают необходимую скорость движения заряда относительно стенок КС.

В камерах фирм Заурер (схема 2) и М. Т. У. (схема 3) в большей степени осуществляется объемное смесеобразование и в меньшей — пленочное; используется как закручивание входящего потока воздуха, так и перетекание воздуха из надпоршневого пространства.

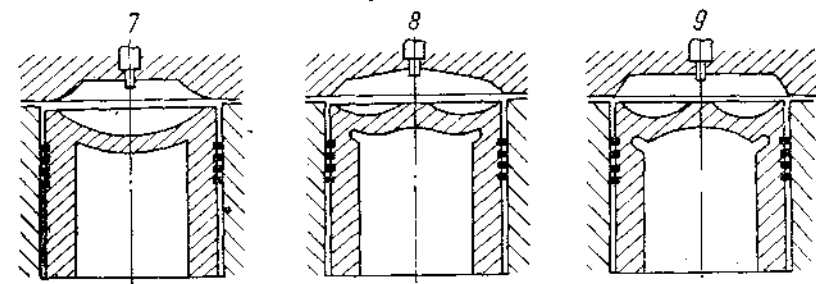
Группа I



Группа II



Группа III



Группа IV

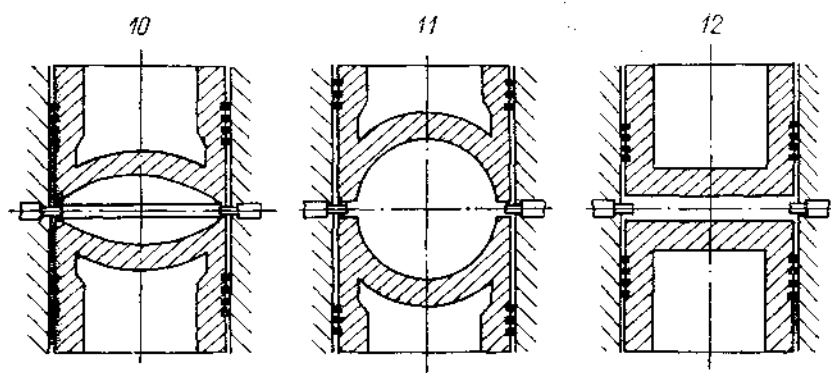


Рис. 20.10. Схемы неразделенных камер сгорания.

Камера ЦНИДИ (рис. 20.12) дельтовидной формы имеет боковую поверхность в виде усеченного конуса; оптимальные размеры диаметра горловины камеры  $(0,35 \div 0,37) D$ ; топливные струи направляются на кромку горловины и внутреннюю стенку у горловины; оптимальное расположение форсунки — центральное. Основными достоинствами дизелей

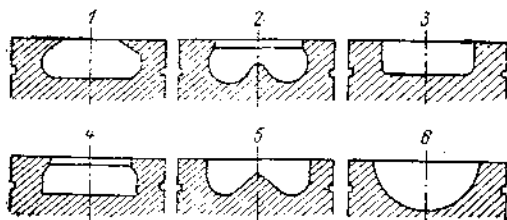


Рис. 20.11. Схемы полуразделенных камер сгорания (1—6).

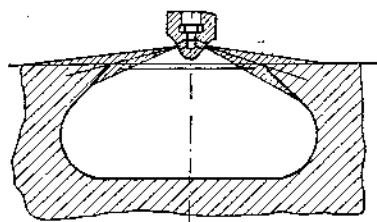


Рис. 20.12. Камера сгорания в поршне ЦНИДИ с объемно-пленочным смесеобразованием.

с камерами ЦНИДИ являются хорошие пусковые качества, мягкая работа, снижение  $p_z$ , высокая экономичность благодаря интенсификации процесса сгорания.

К камерам полуразделенного типа следует отнести также КС фирмы М. А. Н. (рис. 20.13), предназначенную для дизелей с относительно небольшими размерами ( $D < 130$  мм) и при диаметре горловины  $d_0 = (0,28 \div 0,32) D$ .

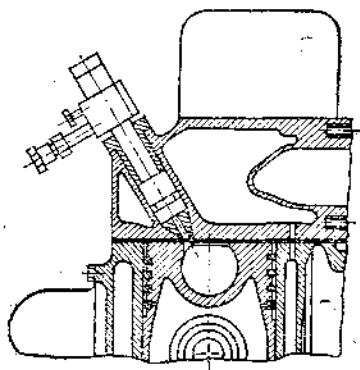


Рис. 20.13. Камера сгорания фирмы М. А. Н. с пленочным смесеобразованием.

В камере осуществляется пленочное смесеобразование с М-процессом (разработанным Мейером). Для М-процесса характерно сокращение до минимума (около 5%) «объемной» доли топлива, необходимой для начального воспламенения; нанесение большей части топлива (95%) на поверхность камеры в виде тонкой пленки; испарение пленки и быстрое перемешивание топливных паров с закрученным потоком воздуха; поступление образующейся однородной паровоздушной смеси в зону горения, ее воспламенение и горение.

Для М-процесса характерны умеренные значения давления сгорания  $p_z \approx$

$\approx 55 \div 60$  кгс/см<sup>2</sup>, небольшая скорость нарастания давления  $\Delta p / \Delta \phi \approx \approx 2,5 \div 4,0$  кгс/(см<sup>2</sup>·°), умеренный удельный расход дизельного топлива  $g_e \approx 170 \div 180$  г/(л. с·ч), низкий коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,2 \div 1,25$ , шумность не выше 100—150 дБ, многотопливность, т. е. возможность работать на различных сортах топлива, например бензине, керосине.

Модификацией М-процесса является FM-процесс, расширяющий свойство многотопливности двигателя. В связи с тем, что при М-процессе не обеспечивается устойчивое воспламенение топлива в двигателях с высокой частотой вращения ( $n = 2000$  об/мин и выше) при работе на высокооктановых бензинах (О.ч. = 100), было введено принудительное зажигание (свеча). Основными преимуществами дизелей с FM-процессом являются: снижение  $\epsilon$  до 14—17; меньшие шумность и дымность; возможность увеличения  $n$  при работе на высокооктановом бензине до уровня карбюраторных двигателей и др.

В дизелях с небольшим диаметром цилиндров (до 180 мм) обеспечение совершенного смесеобразования встречает большие затруднения, так как для нормального развития топливных факелов в камере мало места и, кроме того, для создания требуемого давления распыливания необходимо, чтобы диаметр сопловых отверстий был минимальным ( $d_c = 0,15 \div 0,20$  мм).

Переход на разделенные КС (предкамеры или вихревые) дает возможность осуществлять хорошее смесеобразование при относительно низких давлениях распыливания ( $p_f = 90 \div 120$  кгс/см<sup>2</sup>) и однодырчатых штифтовых распылителях.

Общее пространство сжатия вихревых КС (рис. 20.14) делится на две части: основную, расположенную в надпоршневом пространстве, и дополнительную — вихревую, соединенные между собой одним или несколькими каналами относительно большого сечения. Вихревые камеры выполняют шарообразными, сферoidalными и цилиндрическими. Объем камеры содержит от 50 до 80% всего объема заряда воздуха. Соединительные каналы направляются тангенциально к шаровой камере и под некоторым углом к днищу поршня. Топливо впрыскивается непосредственно в вихревую камеру, причем направление струи топлива должно совпадать с направлением движения воздуха.

За время процесса сжатия воздух из цилиндра перетекает через канал в вихревую камеру и создает в ней интенсивное вихревое (вращательное) движение, способствующее быстрому перемешиванию топлива с воздухом. Давление в камере при сгорании возрастает и за счет образовавшегося перепада давлений продукты неполного сгорания вместе с воздухом и несгоревшей частью топлива устремляются в цилиндр.

Важным элементом некоторых вихревых камер является неохлаждаемая вставка из жаростойкой стали, играющая роль теплового аккумулятора, воспринимающего теплоту при сгорании и отдающего ее в процессе сжатия. Благодаря нагреву вставки повышается температура конца сжатия и сокращается период задержки, что обеспечивает стабильность рабочего процесса при переменных частоте вращения и нагрузке.

Хорошее смесеобразование в вихревых камерах дает возможность снизить  $\alpha$  до 1,4—1,3 и повысить среднее  $p_e$  до 6—7 кгс/см<sup>2</sup> (при бездымном выпуске); при этом обеспечиваются невысокие значения  $p_z$  (65—80 кгс/см<sup>2</sup>) и мягкая работа двигателя.

Эффективный удельный расход топлива вихрекамерных двигателей составляет около 185—200 г/(л. с. ч) (в зависимости от цилиндровой мощности), повышенный расход топлива по сравнению с дизелями непосредственного впрыска объясняется дополнительными потерями в вихревой камере (из-за большой относительной поверхности охлаждения) и гидравлическими потерями на перетекание газов из вихревой камеры и обратно.

Для интенсификации последнего периода сгорания днища поршня снабжают специальными выточками, способствующими образованию дополнительных вихревых движений в основной камере дизеля.

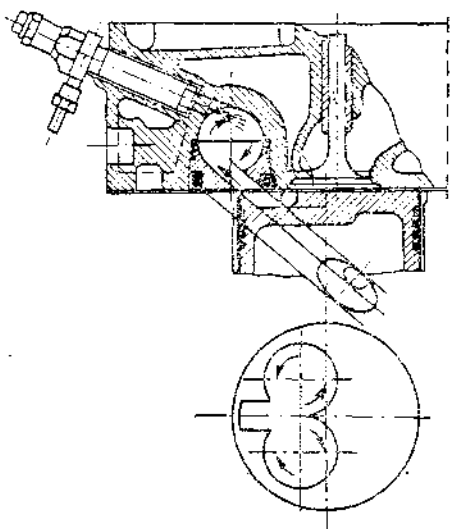


Рис. 20.14. Вихревая камера сгорания типа Комет III.

Об интенсивности вихреобразования судят по значению *вихревого отношения*  $\Omega = \omega_{к.с} / \omega_{к.в.}$ , равного частному от деления  $\omega_{к.с}$  на  $\omega_{к.в.}$ . Опытные данные показывают, что оптимальные значения  $\Omega$  лежат в пределах от 30 до 40.

Вихрекамерные дизели применяют в главных и вспомогательных судовых двигателях небольшой мощности (от 6 до 100 л. с. в агрегате при 1500 об/мин).

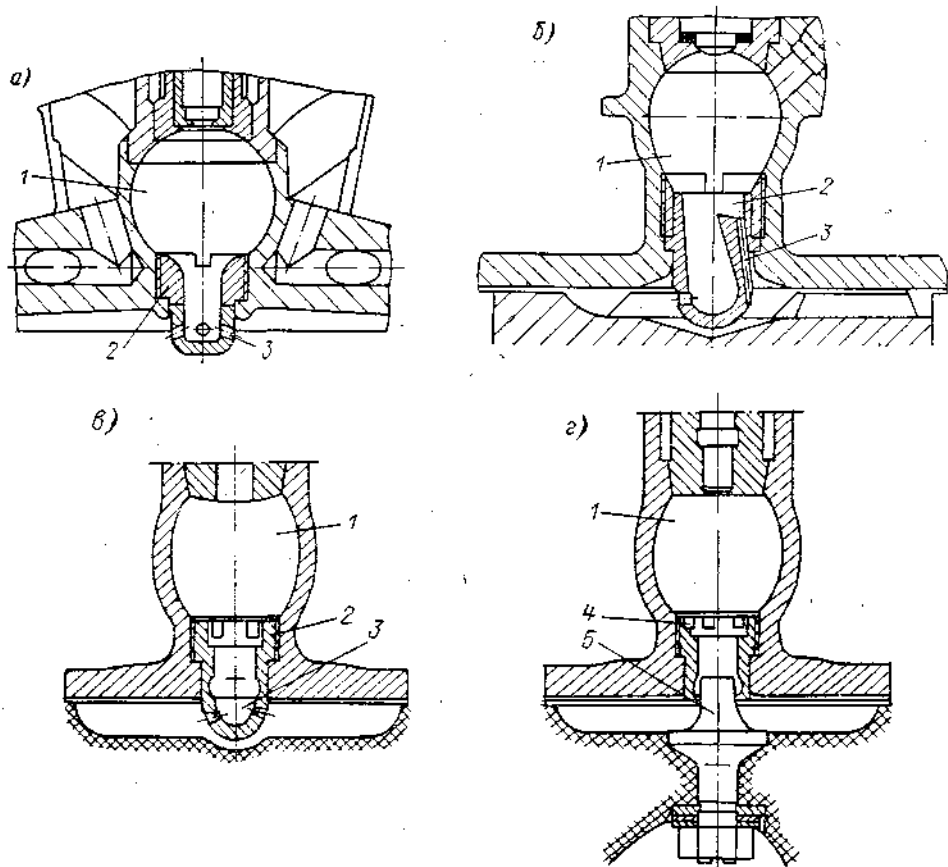


Рис. 20.15. Предкамеры различной конструкции.

а — типичная предкамера М. Т. У.

1 — предкамера; 2 — распылитель; 3 — соединительное отверстие.

б — новая предкамера фирмы М. А. N.

1 — предкамера; 2 — распылитель; 3 — косой канал.

в и г — штатная и новая предкамеры фирмы С. Е. М. Т.

1 — предкамера; 2 — распылитель; 3 — сопловое отверстие; 4 — сопловой канал; 5 — аставка.

Предкамерные дизели так же, как и вихрекамерные, имеют разделенную КС, состоящую из предкамеры 1 (рис. 20.15, а) в крышке ( $V_{к.с} / V_{с.в.} \approx 0,10 \div 0,20$ ), сообщаемой с основной камерой (надпоршневое пространство) соединительными отверстиями 3. Конфигурации предкамер весьма разнообразны; в основном преобладают шарообразные и овальные камеры.

Рабочий процесс в предкамере протекает следующим образом. В период сжатия давление в основной камере нарастает быстрее, чем в предкамере, из-за сопротивления в соединительных каналах; выравнивание давления между камерами происходит около в. м. т. Перепад давлений между ци-



линдом и предкамерой (от 3 до 8 кгс/см<sup>2</sup>) вызывает перетекание воздуха в предкамеру и интенсивную турбулизацию заряда. Топливо, впрыскиваемое в распылитель 2 предкамеры (под давлением 80—150 кгс/см<sup>2</sup>), из-за недостатка кислорода в камере сгорает только частично; остальное топливо вместе с продуктами неполного сгорания поступает в основную камеру через соединительные отверстия. Благодаря повышенному перепаду давлений и большой скорости истечения горячая смесь интенсивно перемешивается с основной массой заряда и сгорает.

Для снижения гидравлических и тепловых потерь при перетекании, а также более эффективного использования надпоршневого пространства значительно увеличивают относительную величину проходных сечений соединительных каналов и снабжают днище поршня специальными выемками.

Использование компактных неохлаждаемых вставок, температура которых достигает 750° С, позволяет сжигать тяжелые сорта топлива.

Предкамерное смесеобразование нашло применение не только в вспомогательных дизелях малой мощности, но и в главных судовых дизелях средней и большой мощности (до 4500 л. с. в агрегате).

Новая предкамера фирмы М. А. Н. (рис. 20.15, б) характеризуется следующими особенностями: воздух, поступающий через косой канал 3 распылителя в предкамеру 1, вызывает сильное завихрение заряда; струя топлива из форсунки направляется под углом 15° непосредственно на особый уступ у выхода косого канала; объем предкамеры снижен до 20% общего объема КС. В результате удалось повысить нагрузочную способность предкамеры на 20% и снизить удельный расход топлива от 3 до 6 г/(л. с. ч).

В новой предкамере фирмы С. Е. М. Т. вместо обычного распылителя 2 применен открытый сопловой канал 4, перекрываемый в конце процесса сжатия (примерно 17° до в. м. т.) особым коническим выступом на поршне; благодаря этому при ходе поршня изменяется проходное сечение кольцевого отверстия сопла. Предкамера с переменной геометрией обеспечивает повышение скорости поступления воздуха в предкамеру в период сгорания (до 300 м/с), снижение  $p_2$  до 110 кгс/см<sup>2</sup> и уменьшение  $g_e$  со 169 до 161 г/(л. с. ч).

Ниже приведены значения основных параметров предкамерных ВОД.

Тип предкамерного ВОД (фирма-изготовитель)	Предкамера	$n$ , об/мин	$D$ , см	$S$ , см	$N_{вщ}$ , л. с.	$c_m$ , м/с	$p_e$ , кгс/см <sup>2</sup>	$p_2$ , кгс/см <sup>2</sup>	$g_e$ , г/(л. с. ч)
MD20 538 (М.Т.У.)	Штатная	1900	18,5	20	225	12,7	19,8	105	162—152
VV 16/18TL (М.А.Н.)	Новая	1800	16	18	110	10,8	15,4	110	160
РА4-185 (С.Е.М.Т.)	Штатная	1500	18,5	21	150	10,5	16	115	169
	Опытная	1500	18,5	21	166	10,5	16	110	161

К достоинствам предкамерных ВОД (по сравнению с дизелями непосредственного впрыска) относятся:

- снижение  $p_2$  примерно на 30% при высоком форсировании ( $p_e \approx 20$  кгс/см<sup>2</sup>), позволяющее уменьшить удельную массу двигателей;
- повышение наддува при меньших значениях  $p_2$  (например,  $p_e = 25$  кгс/см<sup>2</sup> при  $p_2 \leq 130$  кгс/см<sup>2</sup>);

— обеспечение при указанных выше параметрах наддува и степени быстроходности ( $c_m \approx 10+12$  м/с), высокой экономичности рабочего цикла при  $g_e \approx 160$  г/(л. с. ч) и ниже;

— получение значительной агрегатной мощности (до 4500 э. л. с.), например в дизелях фирмы М. Т. У, при  $D = 18,5$  см,  $n = 1900$  об/мин,  $t = 20$ ,  $p_e = 19,8$  кгс/см<sup>2</sup> и удельной массе 2 кг/э. л. с.

## 20.5. ОСНОВЫ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ И СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Прежде чем перейти к рассмотрению процесса сгорания в цилиндре дизеля, остановимся вкратце на его основных физико-химических параметрах.

Как известно, сгорание представляет собой процесс преобразования химической энергии топлива в тепловую, происходящий в результате реакций окисления топлива.

При смесеобразовании в двигателях происходит образование однородных и неоднородных смесей топлива с воздухом.

Под *однородной*, или *гомогенной*, *смесью* подразумевают такую, у которой топливо распределено в воздухе настолько равномерно, что вблизи каждой молекулы топлива находится одинаковое количество молекул кислорода; подобную смесь можно получить в том случае, если компоненты находятся в одинаковом агрегатном состоянии.

Смесь, близкую к однородной, получают в двигателе с внешним смесеобразованием (карбюраторных), в которых осуществляется предварительное испарение топлива.

В дизелях смешивание топлива с воздухом происходит за счет распыливания топлива в объеме КС, в результате которого получается неоднородная (по агрегатному состоянию), или гетерогенная, двухфазная смесь, переменная по составу и объему КС.

Вопросы, касающиеся скорости протекания химической реакции, а также зависимости этой скорости от различных факторов рассматриваются в химической кинетике.

Под *скоростью химической реакции* понимают скорость изменения концентрации реагирующих веществ. Химические реакции классифицируют по признакам молекулярности и порядка реакции.

*Молекулярность реакции* определяется числом молекул, одновременным взаимодействием которых осуществляются химические превращения: мономолекулярные; бимолекулярные; тримолекулярные. Чаще всего происходят двойные соударения молекул. За меру скорости реакции можно принять изменение концентрации любого из исходных веществ (или продуктов реакции). Если мерой скорости реакции является уменьшение концентрации какого-либо из исходных веществ, то скорость реакции  $\omega$ , кмоль/(м<sup>3</sup>·с), в рассматриваемый момент времени

$$\omega = -dc/dt,$$

где  $c$  — концентрация вещества, или число молекул в единице объема (1 м<sup>3</sup>); знак минус означает, что концентрация вещества  $c$  убывает.

При исследовании процесса сгорания мерой скорости реакции обычно считают скорость расщепления топлива, принимая ее пропорциональной скорости тепловыделения.

С ростом концентрации реагирующих веществ увеличивается количество взаимных соударений молекул; применительно к бимолекулярной реакции (когда реагируют молекулы двух веществ)

$$\omega = -kc_1c_2, \quad (20.6)$$

де  $k$  — константа скорости данной реакции, зависящая от температуры;

$c_T$  и  $c_{O_2}$  — мгновенные значения концентрации топлива и кислорода в смеси.

Скорость реакции с увеличением температуры повышается, что объясняется ростом константы  $k$ ; на концентрацию реагирующих веществ температура не влияет.

Аррениус из опытных данных нашел, что для константы скорости реакций справедливо уравнение

$$k = k_0 e^{-\frac{E}{RT}}, \quad (20.7)$$

где  $k_0$  — предэкспоненциальный множитель;

$E$  — энергия активации, ккал/моль;

$R$  — универсальная газовая постоянная, ккал/(кг·моль).

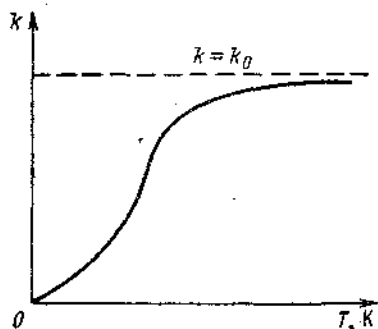


Рис. 20.16. Зависимость константы скорости реакции от температуры.

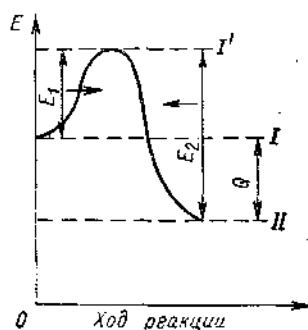


Рис. 20.17. Энергия активации в зависимости от хода реакции.

Графическое изображение уравнения (20.7) показано на рис. 20.16. Резкое возрастание  $k$  при увеличении  $T$  наблюдается примерно до 10 000 K, затем рост  $k$  замедляется и константа асимптотически приближается к прямой  $k = k_0$ .

Физический смысл энергии активации  $E$  [см. уравнение (20.7)] заключается в следующем. Предполагается, что, несмотря на весьма значительное число столкновений молекул газа, к химическому взаимодействию приводит лишь небольшая часть столкновений. Эффективными оказываются лишь те столкновения между молекулами, которые в этот момент обладают повышенной внутренней энергией по сравнению со средним значением этой величины при данной температуре. Такие молекулы принято считать активными, а тот минимальный избыток энергии над ее средним значением (при данной температуре), который активизирует молекулы, называют энергией активации  $E$ . Из рис. 20.17 видно, что протекание экзотермической реакции сопровождается переходом системы на более низкий уровень (с I-го на II-й); при этом тепловой эффект реакции  $Q$  равен разности уровней I и II. Наименьший запас энергии  $E_1$ , необходимый для осуществления химического взаимодействия, определяется уровнем I. Следовательно, для перехода системы в другие состояния она должна преодолеть энергетический барьер, измеряемый величиной энергии активации  $E_1$ .

**Окисление углеводородов.** В развитии современной цепной теории окисления углеводородов существенную роль сыграли гидроксильная и особенно перекисная теория окисления.

Согласно перекисной теории А. Н. Баха окисление углеводов происходит через промежуточное образование перекисей, представляющих собой неустойчивые первичные продукты окисления. Цепная теория окисления приписывает решающую роль в осуществлении процесса свободным радикалам и атомам.

Окисление углеводов характерно, как известно, наличием периода задержки самовоспламенения  $\tau_i$  и возникновением *холодного пламени* при низкотемпературном окислении паров топлива. Холодное пламя при окислении нефтепродуктов появляется при температуре около 250—300° С.

Установлено, что холодное пламя возникает при накоплении в реагирующей смеси определенной критической концентрации перекисей.

Процесс окисления в холодном пламени оканчивается на стадии образования продуктов неполного окисления: альдегидов, перексидов, кислот и спиртов и др.

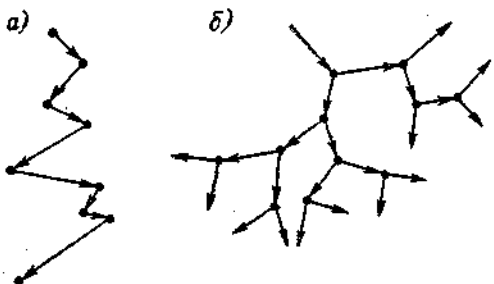


Рис. 20.18. Схема образования цепных реакций.

Н. Н. Семенов и его сотрудники впервые применили цепные представления к анализу явлений воспламенения и сгорания. Разработанная ими цепная теория процесса сгорания явилась новым этапом в развитии кинетики химических реакций. В основе цепной теории лежит анализ сложного механизма реакции, включающей в качестве элементарных промежуточных стадий реакции образование промежуточных продуктов, которые осуществляют переход реагирующей системы от исходного состояния к конечным продуктам превращения. В качестве промежуточных продуктов могут образовываться как устойчивые химические соединения, так и неустойчивые осколки молекул: атомы Н и О и свободные радикалы. Интересно отметить, что многие газовые реакции значительно легче протекают через ряд промежуточных реакций с образованием промежуточных продуктов. Таким образом, реакции, протекая окольными путями, минуя высокий энергетический барьер, характерный для реакций с исходными продуктами.

Особенно активны промежуточные продукты, называемые *активными центрами реакции*. При взаимодействии активных центров с исходными веществами наряду с образованием конечных продуктов образуются новые активные промежуточные продукты (вместо израсходованных), что обеспечивает непрерывную цепь превращений, т. е. дальнейшее протекание реакции.

Реакции с подобным механизмом называют *цепными*. Процесс образования активных центров носит название *з а р о ж д е н и я ц е п е й*. Процесс гибели активных центров при их столкновении со стенками, друг с другом или с газовыми молекулами инертных веществ принято считать *процессом обрыва цепей*.

Схема образования цепных реакций показана на рис. 20.18. Реакции, у которых один активный центр, реагируя с исходными веществами, образует конечные продукты и один новый активный центр, называют реакциями с неразветвленными цепями (рис. 20.18, а), а реакции, у которых один центр, вступая в реакцию, образует два или более активных центров, — *реакциями с разветвленными цепями* (рис. 20.18, б).

**Процессы самовоспламенения; период задержки воспламенения.** Реакции окисления углеводородов, происходящие за время, непосредственно предшествующее самовоспламенению, называют подготовительными или *предпламенными*. Эти реакции представляют собой процесс относительно медленного сгорания без видимого появления пламени или повышения давления, сопровождающийся выделением теплоты; причем часть теплоты нагревает рабочую смесь, а другая часть отводится в стенки.

Нагрев смеси ускоряет протекание реакции, благодаря чему количество выделяемой теплоты увеличивается, а это приводит к дальнейшему ускорению реакции окисления. Таким образом, происходит прогрессивное саморазогревание смеси и самоускорение реакции. При определенных условиях количество выделяющейся теплоты становится равным количеству отводимой теплоты, т. е. наступает тепловое равновесие, соответствующее критической температуре, называемой *температурой самовоспламенения смеси*  $T_v$ . Тепловое равновесие при дальнейшем разогреве смеси легко нарушается вследствие повышения давления и температуры, что приводит в конечном счете к самовоспламенению смеси.

Подобное самовоспламенение и горение называют *тепловым*. Тепловое горение наблюдается при любой экзотермической реакции, скорость которой достаточно быстро возрастает с повышением температуры.

Самовоспламенение и горение, являющиеся результатом развития автокаталитических реакций, называют *цепными* (или *диффузионными*).

Если самоускорение химических реакций определяется одновременно обоими факторами, то такой процесс самовоспламенения и горения принято считать *цепочно-тепловым*. В дизелях трудно разграничить цепное самовоспламенение и горение от теплового; по-видимому, цепным реакциям окисления сопутствуют тепловые.

На базе теории теплового воспламенения Н. Н. Семеновым разработана *цепная теория самовоспламенения*. Согласно этой теории повышение начальной температуры реагирующей смеси приводит к увеличению образующихся активных центров цепной реакции. При вполне определенной температуре  $T_v$  число разветвлений цепей больше числа обрывов, т. е. реакция становится автокаталитической и в результате изотермического саморазгона достигает скорости, при которой наступает тепловой взрыв (самовоспламенение) и сгорание смеси. Ограничиваясь рассмотрением только начальных (чисто цепных) стадий реакции, Н. Н. Семенов получил уравнение

$$\tau_i p^n e^{-\frac{E}{RT}} = \text{const}, \quad (20.8)$$

из которого видно, что с повышением давления  $p$  и температуры  $T$   $\tau_i$  сокращается.

Обозначив в уравнении (20.8) постоянную (правую) часть через  $c$ , а  $E/R$  через  $\gamma$  (так называемый температурный коэффициент), получим выражение для периода задержки воспламенения (периода индукции):

$$\tau_i = \frac{c}{p^n} e^{\gamma/T} \cdot 10^{-3} \text{ с}, \quad (20.9)$$

где  $c$ ,  $n$  и  $\gamma$  — постоянные коэффициенты;

$p$  — давление воздуха, кгс/см<sup>2</sup>;

$T$  — температура воздуха, К.

**Цепочно-тепловая теория самовоспламенения.** Н. Н. Семеновым было установлено, что для случая задержки воспламенения характерно цепочно-тепловое самовоспламенение.

Согласно теории Н. Н. Семенова сравнительно медленное образование разветвленной цепной реакции объясняется тем, что разветвление цепи

происходит не через активные центры, а в результате распада относительно устойчивого промежуточного продукта. Образующиеся при распаде свободные радикалы начинают новые цепи, обеспечивая их разветвление тем медленнее, чем устойчивее промежуточный продукт.

Такие медленно развивающиеся цепи Н. Н. Семенов назвал *вырожденными разветвлениями*.

В результате медленно нарастающей скорости цепного процесса скорость тепловыделения может настолько превысить скорость теплоотдачи в окружающую среду, что станет возможным прогрессивный саморазогрев смеси и дальнейшее ускорение реакции уже не от разветвления цепи, а от самого повышения температуры, т. е. произойдет *тепловой взрыв* (самовоспламенение). Таким образом, цепное ускорение реакции с вырожденными разветвлениями играет роль предварительного процесса, создающего необходимые условия для теплового взрыва.

Цепочно-тепловая теория определяет два возможных кинетических вида развития объемной реакции (рис. 20.19). При первом виде реакции

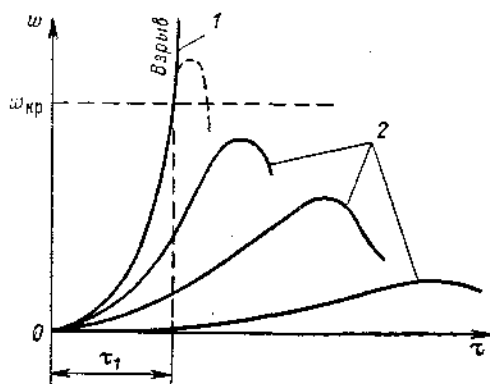


Рис. 20.19. Два возможных вида развития объемной реакции.

при первом виде реакции (кривые 2) скорость цепной реакции переходит через максимум и начинает снижаться из-за израсходования более половины исходного вещества; в этом случае реакция не завершается воспламенением. При втором виде реакции (кривая 1) возрастание скорости цепной реакции сопровождается таким увеличением скорости тепловыделения, при котором нарушается тепловое равновесие и начинается прогрессивный саморазгон скорости реакции, завершающийся самовоспламенением. Условием самовоспламенения является достижение некоторой критической скорости реакции  $w_{кр}$ , при которой скорость тепловыделения обеспечивает возникновение теплового взрыва.

**Физико-химический механизм воспламенения и сгорания топлива.** Вопрос о физико-химической природе воспламенения в двигателях весьма сложен и до настоящего времени полностью не решен.

Работы Н. Н. Семенова и его школы позволили А. С. Соколику предложить описанный ниже физико-химический механизм воспламенения топлива в двигателях.

Возникновение пламени в двигателе происходит в результате одного из двух кинетических типов воспламенения: высоко- или низкотемпературного.

Высокотемпературное воспламенение представляет собой наиболее естественный способ возникновения пламени в результате прогрессивного самоускорения экзотермической реакции. При высокой температуре становится возможным образование свободных радикалов, являющихся теми начальными активными центрами, от которых получает развитие цепная реакция, ускоряющаяся по закону (рис. 20.20)

$$w = w_0 e^{\varphi \tau},$$

где  $\varphi = p^n e^{-\frac{E}{RT}}$  — функция температуры и давления.

По мере ускорения цепной реакции возрастает и скорость тепловыделения.

Таким образом, высокотемпературное воспламенение можно охарактеризовать как непрерывный переход самоускорения реакции, обусловливаемый в начале развитием цепного процесса, в самоускорение реакции, вызванное в основном прогрессирующим разогревом смеси. Следовательно, предпламенный процесс высокотемпературного воспламенения является одностадийным.

Низкотемпературное самовоспламенение представляет собой процесс, состоящий из ряда последовательно протекающих стадий накопления перекисей и взрывного их распада с образованием холодного пламени и теплового взрыва (рис. 20.21).

При холодно-пламенной стадии в течение периода задержки воспламенения  $\tau_1$  повышение давле-

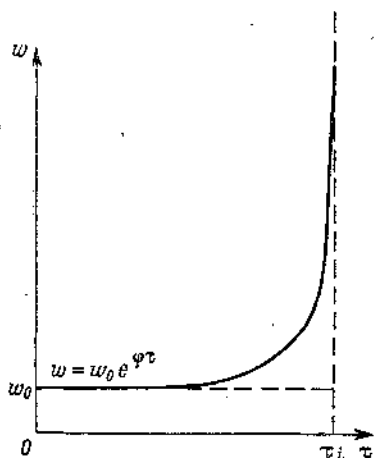


Рис. 20.20. Характер изменения скорости реакции.

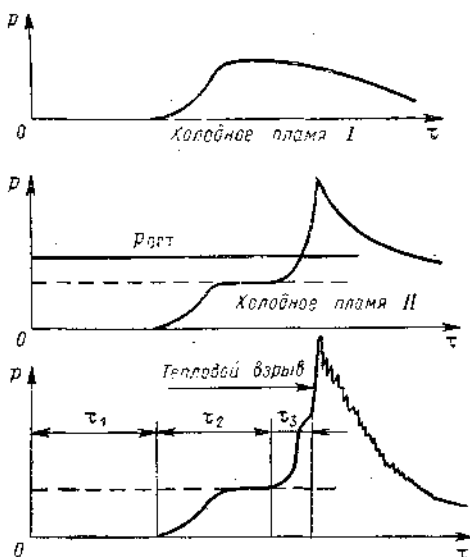


Рис. 20.21. Характеристики низкотемпературного самовоспламенения топлива.

ния газов в цилиндре отсутствует вследствие незначительного роста температуры. После первой стадии образуются в основном альдегиды, СО и продукты распада перекисей. Существенной частью второй стадии является, по-видимому, окисление уксусного альдегида и накопление нового типа перекисей, завершающееся их распадом при достижении критической концентрации. Наконец, третьей стадией  $\tau_3$ , или так называемым вторичным холодным пламенем, завершаются предпламенные процессы и наступает тепловой взрыв, сопровождаемый полным выделением энергии и быстрым ее распространением по объему цилиндра.

При повышении давления первая и третья стадии процесса резко сокращаются, однако и в этом случае природа начальных стадий предпламенного процесса остается неизменной.

Низкотемпературное многостадийное самовоспламенение охватывает некоторый объем заряда, создавая один или несколько очагов пламени (при объемном смесеобразовании). Скорость распространения фронтов пламени составляет от 10 до 25 м/с.

## ПОВЫШЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 21.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Агрегатную эффективную мощность судовых двигателей  $N_e$  можно повысить за счет проведения конструктивных мероприятий и улучшения параметров рабочего процесса, что видно из ряда выражений для  $N_e$ , л. с.:

$$N_e = 1,745 i z D^2 S n p_e;$$

$$N_e = 52,35 i z D^2 c_m p_e;$$

$$N_e = 0,095 i n z V_s \frac{Q_n}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \eta_m \eta_k.$$

Конструктивные мероприятия, направленные на повышение  $N_{ec}$ , уже в значительной степени использованы. Действительно, диаметр цилиндра мощных МОД достиг, по-видимому, своего верхнего предела ( $D \leq 105 \div 106$  см). Дальнейшее увеличение  $D$  нецелесообразно по ряду причин, связанных с изготовлением, монтажом и эксплуатацией дизелей, имеющих чрезмерные габариты и массу. Согласно опубликованным данным фирма Бурмейстер и Вайн разрабатывает новый МОД типа L94NF с цилиндровой мощностью  $N_{ec} = 5500$  л. с. при  $n = 83$  об/мин и  $p_e = 17$  кгс/см<sup>2</sup>. Параметры дизеля:  $D = 94$  см;  $S = 250$  см;  $S/D = 2,65$ ; расстояние между цилиндрами  $l_c = 1725$  мм и  $H = 12$  м. Выпуск нового мощностного ряда намечен на 1978 г.

Количество цилиндров  $i$  доведено в МОД до 12, в СОД до 18 и ВОД до 42 и вряд ли подвергнется дальнейшему увеличению в связи с усложнением конструкции двигателей. Форсирование показателя быстроходности  $c_m$  сверх достигнутых значений (14—15 м/с в ВОД) нецелесообразно, так как приведет к снижению ресурса двигателей.

Таким образом, единственным конструктивным мероприятием для повышения удельной мощности двигателей является расширение области применения дизелей двухтактного типа ( $z = 1$ ), имеющих большие возможности по дальнейшему снижению удельных габаритов и массы, чем четырехтактные.

Наиболее целесообразным и эффективным способом увеличения удельной мощности судовых двигателей является повышение среднего эффективного давления  $p_e$  за счет увеличения плотности воздуха, вводимого в цилиндр. Этот способ, получивший наименование наддува двигателя, заключается в том, что в цилиндры вводится воздух повышенного давления  $p_k$ , предварительно сжатый в особом нагнетателе.

Использование наддува дает возможность в несколько раз (до 4—5) увеличить удельную мощность двигателей (без изменения их основных размеров) за счет соответствующего повышения давления наддува  $p_k$  и надлежащего охлаждения наддувочного воздуха.

Критерием относительного увеличения мощности двигателя при введении наддува может служить *степень наддува*  $\lambda_n$ , представляющая отношение среднего эффективного давления (при номинальном режиме), полученного после введения наддува  $p_{en}$ , к среднему эффективному давлению до наддува  $p_e$ ,

$$\lambda_n = p_{en}/p_e.$$



Например, если в четырехтактном двигателе без наддува  $p_e = 6$  кгс/см<sup>2</sup>, а при наддуве возросло до  $p_{en} = 18$  кгс/см<sup>2</sup>, то  $\lambda_n = 3,0$ , т. е. удельная мощность двигателя увеличилась в три раза.

К основным способам увеличения массового заряда воздуха относятся повышение плотности заряда за счет возрастания давления (наддув), плотности воздуха в результате снижения его температуры (после компрессора) и коэффициента наполнения за счет продувки камеры сгорания и дозарядки цилиндра.

Первый способ (наддув) является основным и наиболее эффективным, второй и третий — дополнительными; охлаждение воздуха применяется почти во всех типах двигателей, а дозарядка — главным образом в ВОД.

Если исходить из основных направлений развития дизелестроения, то можно установить следующие три категории наддува:

Первые две категории уже освоены промышленностью, а третья находится в стадии освоения. Во всех категориях наддува применяют промежуточное охлаждение воздуха с целью увеличения его плотности и снижения средней температуры рабочего цикла.

Основными способами осуществления наддува являются *механический, инерционный, газотурбинный и комбинированный*.

При механическом наддуве наддувочный агрегат ротативного или центробежного типа приводится в действие от коленчатого вала через зубчатую передачу. Эту систему наддува используют главным образом в составе комбинированных систем наддува в качестве первой или второй ступени наддува. Как самостоятельная система она нерентабельна, так как при давлении наддува  $p_k$ , превышающем 1,6—1,7 кгс/см<sup>2</sup>, мощность, затрачиваемая на привод наддувочного агрегата, достигает около 10%  $N_e$ , что приводит к соответствующему падению  $\eta_m$ , а следовательно, и к значительному возрастанию удельного эффективного расхода топлива.

Инерционный наддув, т. е. использование скоростного напора потока воздуха, поступающего в двигатель, с целью повысить конечное давление  $p_a$  (выше атмосферного), применяется редко (на маломощных двигателях). Основными причинами малой распространенности этого способа являются ограничение степени наддува ( $\lambda_n \leq 1,4+1,5$ ), а также усложнение систем впускного тракта и газораспределения для создания организованного повышенного разрежения во впускном тракте.

Наибольшее распространение в настоящее время получили системы газотурбинного наддува (ГТН), а также комбинированные системы наддува.

Система ГТН в простейшем ее конструктивном исполнении состоит из дизеля, турбины и центробежного компрессора. Турбина и компрессор установлены на общем валу и представляют собой единый автономный агрегат, называемый *турбокомпрессором* (ТК). Агрегаты наддува, приводимые в действие энергией выпускных газов, обеспечивают воздухообеспечение двигателя с наддувом. Совместная работа дизеля с ТК осуществляется следующим образом. Отработавшие в дизеле 1 (рис. 21.1) газы поступают из выпускного коллектора в турбину 2 и приводят ее во вращение. Воздух, засасываемый из окружающей среды, сжимается в компрессоре 3 до требуемого давления наддува  $p_k$ , затем направляется в ресивер наддувочного воздуха и далее к впускному клапану 4 двигателя.

Категория	Среднее эффективное давление дизелей $p_e$ , кгс/см <sup>2</sup>	
	четырехтактных	двухтактных
I (умеренная)	7—12	6—8
II (повышенная)	13—20	9—12
III (высокая)	21—30	14—16

Таким образом, у рассмотренной простейшей схемы наддува между дизелем и агрегатом наддува имеется только газовая связь, которая автоматически изменяет параметры турбины, а следовательно, и турбокомпрессора при изменении мощности дизеля.

Турбины бывают двух типов — *осевые* и *центростремительные (радиальные)*. В зависимости от характера изменения давления газов перед турбиной различают *турбины постоянного* ( $p = \text{const}$ ) и *турбины переменного давления* ( $p = \text{var}$ ), или *импульсные* (ИГТ).

Осевые турбины обычно выпускают с одной ступенью давления и скорости (принимая во внимание небольшие перепады давления). Однако при высоких степенях наддува могут быть использованы турбины с несколькими ступенями давления. Частота вращения турбины изменяется от 5 до 50 000 об/мин в зависимости от мощности и быстроходности двигателя. Температура газов перед турбиной составляет от 400 до 600° С; давление перед турбиной зависит от  $\lambda_n$  и изменяется в пределах  $p_k = 1,5 \div 4,0$  кгс/см<sup>2</sup>.

Центростремительные (радиальные) турбины получили широкое распространение для дизелей с небольшой мощностью благодаря более высокому к. п. д. при относительно малом расходе газа (менее 120 м<sup>3</sup>/мин); несколько большему срабатываемому теплоперепаду (особенно в одноступенчатых турбинах); более простому в изготовлении и надежному рабочему колесу (вследствие возможности точного литья колес).

Компрессоры (К) как правило выполняют центробежными одноступенчатыми (для степени повышения давления не выше 3,5—4,0). При высокой степени наддува используют двухступенчатые К.

Как указывалось, турбина и компрессор представляют единый комплектный агрегат ТК, параметры которого должны быть тщательно согласованы с параметрами дизеля.

Рис. 21.1. Схема газотурбинного наддува четырехтактного дизеля.

Газотурбинный наддув можно применять при любой степени наддува. Основными ограничениями при переходе на высокую степень наддува являются высокое давление сгорания  $p_z$  (до 140—150 кгс/см<sup>2</sup> при  $p_z = 25 \div 30$  кгс/см<sup>2</sup>), приводящее к высоким механическим напряжениям и увеличенной работе трения, а также к повышению уровня теплонапряженности цилиндра и поршневой группы (см. гл. 22). Как показывает опыт внедрения высокого наддува, верхний предел отмеченных ограничений может быть в дальнейшем расширен за счет специальной организации рабочего цикла и ряда конструктивных мероприятий.

Промежуточная (рекуперативная) система охлаждения воздуха при наддуве (до  $t_k \approx 40 \div 60^\circ \text{C}$ ) оказывает значительное влияние на эффективность наддува и улучшение показателей рабочего процесса:

- масса воздуха повышается примерно на 2—3% при каждом снижении температуры воздуха на 10° С;
- начальная температура рабочего процесса  $T_a$  снижается, в связи с чем уменьшается и средняя температура за цикл  $T_{\text{цикл}}$ ;
- среднее эффективное давление  $p_e$  возрастает примерно пропорционально  $p_k$ ;

— при продувке камеры сгорания четырехтактных дизелей охлажденным воздухом снижается температура нагретых деталей КС;

— в связи с уменьшением средней температуры цикла  $T_{\text{цикл}}$  удается сохранять умеренную теплонапряженность деталей при повышенной  $\lambda_n$ ;

— при умеренных значениях  $\lambda_n$  ограничиваются снижением температуры воздуха в одной секции (до  $60^\circ\text{C}$ ); при высоких  $\lambda_n$  переходят на двухступенчатое охлаждение;

— скорость наддувочного воздуха в охладителях изменяется в пределах от 30 до 80 м/с; потери давления при проходе воздуха через охладитель  $\Delta p_{\text{охл}}$  составляют 0,015—0,05 кгс/см<sup>2</sup> (в одной секции).

Охладители СОД и ВОД стремятся встраивать в систему нагнетательного трубопровода, чтобы не увеличивать габарита дизеля.

Существует еще ряд других систем охлаждения воздуха, которые пока еще не получили распространения на судах, например турбодетандерная, с внутренним охлаждением, с использованием холодильных машин. Преимущество этих систем охлаждения заключается в том, что они дают возможность снижать температуру наддувочного воздуха примерно до  $10^\circ\text{C}$  (при высокой степени наддува).

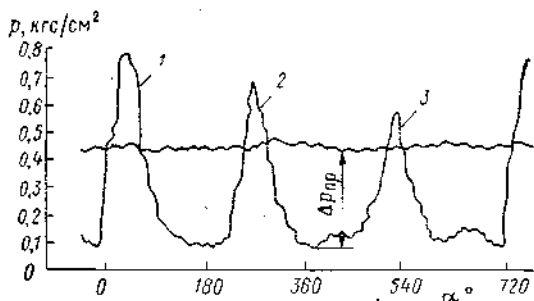


Рис. 21.2. Давление в выпускном коллекторе четырехтактного дизеля.

1—3 — номера цилиндров.

Продувка КС четырехтактных дизелей, производимая за счет одновременного открытия впускных и выпускных клапанов, позволяет осуществлять не только очистку КС от остаточных газов, но и некоторую дозарядку рабочего цилиндра, а также снижение температуры нагретых деталей.

Оптимальный угол перекрытия клапанов в судовых дизелях с наддувом составляет около  $60\text{—}150^\circ$  п. к. в.; дальнейшее увеличение угла перекрытия нецелесообразно, так как приводит к излишнему расходу воздуха.

При продувке — наддуве снижается коэффициент остаточных газов  $\gamma$ , и соответственно увеличивается  $\eta_n$ , растет коэффициент продувки  $\Phi_d$  (до 1,05—1,2), снижается температура выпускных газов  $t_r$ .

Для интенсификации процессов продувки — наддува используют колебания давлений (импульсы), возникающие в общем выпускном трубопроводе. Для этого общий трубопровод разделяют на несколько отдельных ветвей (2, 3, 4), подключаемых к определенным группам цилиндров. Основная цель такого разделения — избежать нарушения процесса продувки отдельных цилиндров и эффективнее использовать энергию выпускных газов.

Разделение выпускных трубопроводов по группам цилиндров зависит от числа цилиндров и последовательности вспышек. Например, из чередования вспышек шестичилиндрового четырехтактного дизеля следует, что группы цилиндров 1, 4 и 5, а также 2, 3 и 6 не имеют одновременного выпуска газов. При последовательности вспышек 1—3—5—6—4—2 и заклинке колен ка  $\varphi = 120^\circ$  сдвиг фаз импульсов составит  $240^\circ$ , что полностью обеспечит эффективный процесс продувки как по времени, так и по наибольшему перепаду давлений  $\Delta p_{\text{пр}}$ , например, при нагрузке  $p_e = 10,3$  кгс/см<sup>2</sup> (рис. 21.2).

При другом количестве цилиндров и иной последовательности вспышек требуется, очевидно, другое расположение выпускных трубопроводов.

Выпускные трубопроводы дизелей с ГТН должны быть тщательно изолированы альфолом, шлаковой ватой или другими изоматериалами во избежание потерь теплоты выпускных газов на пути от дизеля до выпускной турбины.

Под комбинированными системами наддува подразумевают такие, в которых при осуществлении наддува одновременно используют как газотурбинный, так и механический наддув.

В двухтактных МОД комбинированный наддув применяют в том случае, если мощность и производительность ТК недостаточны для обеспечения требуемого воздухообеспечения дизеля на всех режимах работы (например, при контурных системах продувок фирм М. А. Н. и Зульцер); в четырехтактных СОД — при двухступенчатой системе наддува (например, ступень I — ТК и ступень II — приводной нагнетатель).

## 21.2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ

Истечение газов из цилиндра начинается с момента открытия выпускных органов. Выпускные газы располагают значительным запасом энергии, часть которой можно использовать в газовых турбинах.

Существуют три основных способа использования энергии выпускных газов: 1) с турбиной постоянного давления ( $p_T = \text{const}$ ); 2) с турбиной переменного давления ( $p_T = \text{var}$ ); 3) комбинированные, т. е. с одновременным использованием импульсных турбин и турбин постоянного давления.

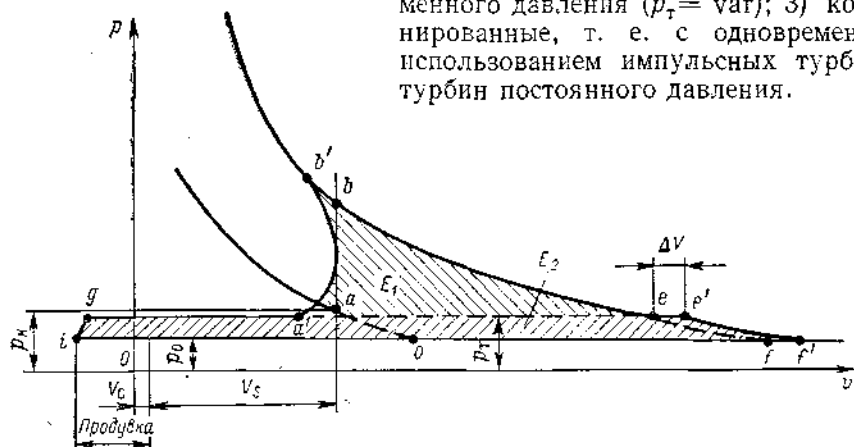


Рис. 21.3. Схема индикаторного процесса выпуска четырехтактного дизеля.

В первом случае ( $p_T = \text{const}$ ) выпускные газы из всех цилиндров направляются в один (или два при большом числе цилиндров) общий выпускной коллектор достаточно большой емкости (по отношению к объемам цилиндров); поэтому перед турбиной устанавливается почти постоянное давление, хотя по длине коллектора вследствие чередования отдельных выпусков (импульсов) образуются волны давлений.

Из схемы индикаторного процесса выпуска четырехтактного дизеля с наддувом (рис. 21.3) видно, что при способе наддува с  $p = \text{const}$  большая часть кинетической энергии газов  $E_1$  не используется вследствие потери на перетекание газов из цилиндра в коллектор большой емкости, дросселирования в газораспределительных органах, вихреобразования и других факторов. При изолированном коллекторе небольшая часть кинетической энергии газов  $E_1$  превращается в теплоту, благодаря чему объем  $V$  расширяющихся газов увеличивается на  $\Delta V$  (точки  $ee'$ ) и повышается температура газов перед турбиной. Таким образом, при  $p = \text{const}$  полезно используется в турбине только энергия расширения газов  $E_2$  от давления  $p_T$

до давления  $p_0$  (площадь  $e'f'foiga'ee'$ ). Конструктивное осуществление выпускной системы является наиболее простым и обеспечивает высокий к. п. д. выпускной турбины.

При работе турбины на газах переменного давления ( $p_r = \text{var}$ ) можно использовать часть кинетической энергии выпускных газов. В этом случае выпускную систему разделяют на несколько отдельных коротких трубопроводов малого сечения и объема, к которым подключают выпускные газы от группы (2, 3 или 4) цилиндров; чем короче трубопроводы и чем ближе они расположены к соответствующей группе цилиндров, тем эффективнее используется кинетическая энергия газов. Такая организация выпускного тракта дает возможность использовать в импульсной турбине кроме энергии расширения газов постоянного давления  $E_2$  часть кинетической энергии  $E_1$  и осуществлять эффективную продувку КС.

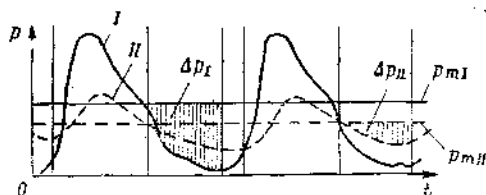


Рис. 21.4. Влияние емкости выпускного коллектора на энергию импульса.

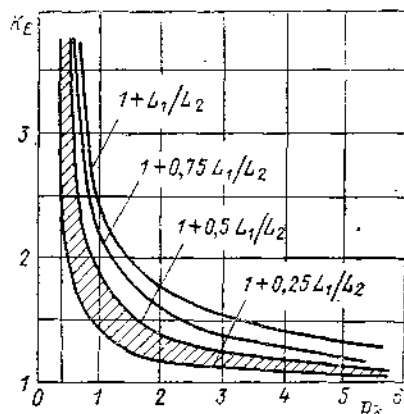


Рис. 21.5. Зависимость  $K_E$  от  $p_r$  для различных степеней использования  $E$ .

Из зависимости емкости выпускного ресивера на интенсивность импульсов (рис. 21.4) видно, что при малых отношениях объемов  $V_{\text{pec}}/V_S$  (кривая I) достигаются высокие значения давления импульса  $p_{mI}$ , среднего давления  $p_{mII}$  и перепада давлений на продувку  $\Delta p_1$ . Для больших отношений  $V_{\text{pec}}/V_S$  (кривая II) значения  $p_{mII}$  и  $\Delta p_{II}$  значительно снижаются. Наблюдающееся снижение к. п. д. импульсных турбин (по сравнению с турбинами постоянного давления) при правильном выборе расчетного режима сравнительно незначительно (около 2—3%).

При комбинированном способе наддува достигается более эффективное использование энергии газов. В этом случае при двухступенчатом расширении газов ступенью I расширения являются импульсные турбины, расположенные по возможности ближе к выпускным патрубкам дизеля, а ступенью II — турбины постоянного давления.

Относительное увеличение срабатываемой энергии выпускных газов импульсной турбины по сравнению с турбиной постоянного давления можно оценить коэффициентом относительного увеличения энергии выпускных газов

$$K_E = \frac{E_2 + E_1}{E_2} = 1 + \frac{E_1}{E_2},$$

значение которого зависит от давления наддува  $p_k$  (рис. 21.5).

При рациональной организации выпускной системы в импульсной турбине можно использовать до 50% энергии  $E_1$ .

Если обозначить долю использованной энергии  $E_1$  через  $k_1$ , то  $K_E = 1 + \frac{k_1 E_1}{E_2}$ . Согласно опытным данным  $k_1$  принимает следующие значения:

Четырехтактные СОД	0,20—0,30
Двухтактные МОД	0,35—0,45

Из кривых  $K_E = f(p_k)$  можно установить, что наиболее эффективно используется энергия  $E_1$  при давлении наддува  $p_k$ , не превышающем 1,6—1,8 кгс/см<sup>2</sup>. В связи с этим некоторые зарубежные фирмы (например, Зульцер и М. А. N.) при переходе на повышенное давление наддува в малооборотных дизелях большой мощности отказались от импульсной системы наддува и полностью перешли на наддув постоянного давления.

Для более эффективного использования кинетической энергии газов в СОД V-образного типа (например, фирмы Джeneral моторс) применяют так называемые преобразователи импульсов (рис. 21.6), принцип действия

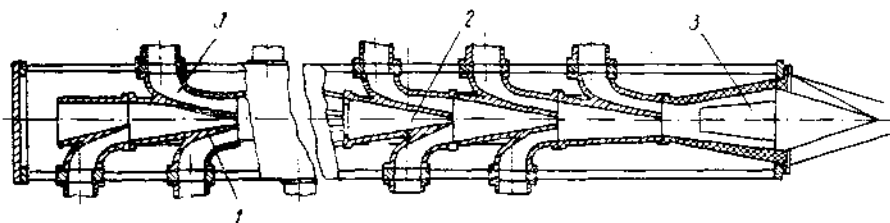


Рис. 21.6. Схема преобразователя импульсов.

которых состоит в том, что газы из коротких патрубков и сужающихся сопел 1 вытекают с большой скоростью в центральную часть общего выпускного коллектора 2 (установленного в развале цилиндров). В коллекторе образуется общий скоростной поток, способствующий интенсивному отсосу газов из цилиндров. В конце коллектора установлен диффузор 3, преобразующий скоростной поток в давление, приближающееся к постоянному непосредственно перед турбиной. Благодаря преобразователю импульсов в указанном типе двигателя достигается баланс мощностей турбины и компрессора, начиная с 20%-ной нагрузки от номинальной мощности.

### 21.3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ДВУХТАКТНЫХ СУДОВЫХ МОД С ГТН

Отличительными особенностями двухтактных дизелей по сравнению с четырехтактными при переводе их на ГТН являются следующие:

- затруднения при запуске и работе двигателя на малой частоте вращения вследствие отсутствия насосных ходов;
- необходимость в большем расходе воздуха  $G_a$  [7—8 кг/(э. л. с·ч) вместо 5—6 кг/(э. л. с·ч)] для продувки и зарядки рабочего цилиндра;
- снижение удельной энергии выпускных газов из-за смешения их с продувочным воздухом;
- чувствительность рабочего процесса к повышенному противодавлению на выпуске, что приводит к ухудшению продувки и очистки цилиндра.

В результате исследовательских работ осуществлен ряд мер по преодолению указанных затруднений:

- найдены конструктивные решения для обеспечения надежного пуска двигателя;
- повышена температура выпускных газов (например, у дизелей фирмы Бурмейстер и Вайн за счет снижения коэффициента избытка воздуха на продувку  $\varphi_k$ );
- обеспечено эффективное использование кинетической энергии газов и достигнута продувка цилиндра при переменном давлении газов ( $p = \text{var}$ );

- установлено оптимальное количество цилиндров для подсоединения к одной импульсной Т;
- увеличено (в некоторых МОД) предварение открытия выпускных клапанов (около  $100^\circ$  до н. м. т.) для усиления энергии импульсов;
- повышены к. п. д. ТК и импульсных турбин.

Все это дало возможность ряду зарубежных фирм, выпускающих МОД с прямоточно-клапанной продувкой (например, Бурмейстер и Вайн, Мицубиши), ограничиться при умеренной степени наддува ( $p_k \approx 1,5 \div 1,8$  кгс/см<sup>2</sup>) и переменном давлении газов, свободными ТК,

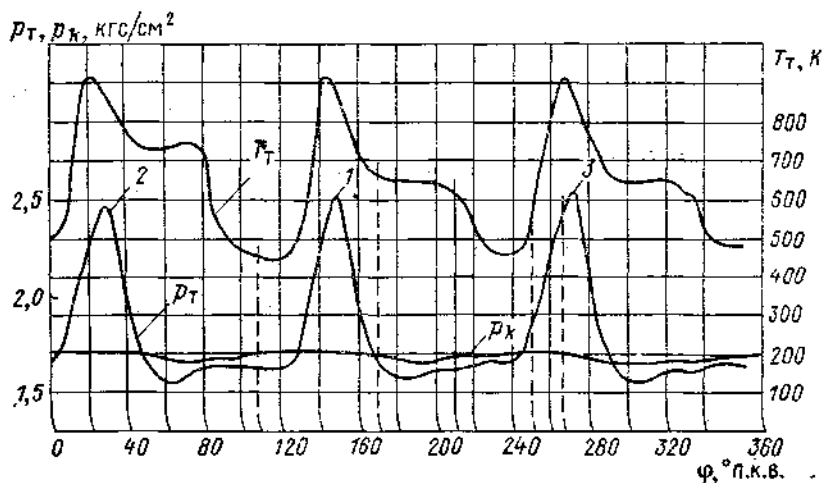


Рис. 21.7. Диаграмма давления и температуры перед Т для МОД типа 9ДКРН 74/160-2.

1—3 — номера цилиндров.

не связанными кинематически с дизелем (аналогично четырехтактным дизелям с ТК), для обеспечения всех эксплуатационных режимов судовых дизелей (включая работу на малой частоте вращения и при запуске двигателей).

Оптимальным способом использования энергии выпуска (при  $p \approx \text{var}$ ) является подключение к одной импульсной турбине трех цилиндров, в которых выпуски газов чередуются через  $120^\circ$ . Из рис. 21.7 видно, что продолжительность импульсов составляет около  $50^\circ$  п. к. в., а период продувки — наполнения примерно  $70^\circ$  п. к. в.

При указанной группировке цилиндров полностью отсутствуют нарушения процессов продувки, а также возможные «провалы» давлений. Агрегатная мощность дизелей с числом цилиндров (подключаемых к Т), кратным трем ( $i = 6, 9$  и  $12$ ), оказывается на 10—15% больше, чем при других группировках цилиндров.

В связи с освоением более высокой степени наддува  $\lambda_n$  все большее применение находит система наддува постоянного давления ( $p = \text{const}$ ).

#### 21.4. ОСНОВНЫЕ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ С ГТН

Наиболее простой и распространенной является система ГТН с так называемым *свободным турбокомпрессором*, приводимым в движение от дизеля посредством чисто газовой связи (рис. 21.8, а). При этой системе мощность турбины на всех режимах работы равна мощности компрессора ( $N_T = N_K$ ). Основными преимуществами данной системы являются про-

стота конструкции, небольшой габарит ТК, автоматическая газовая связь между нагрузкой двигателя и частотой вращения турбины. К недостаткам системы (по сравнению с механической связью) следует отнести ухудшение приемистости и пусковых качеств дизелей, затрудняющее ее применение в некоторых транспортных установках.

В комбинированной последовательной системе наддува (рис. 21.8, б), где двухступенчатое сжатие воздуха осуществляется сперва в турбо-

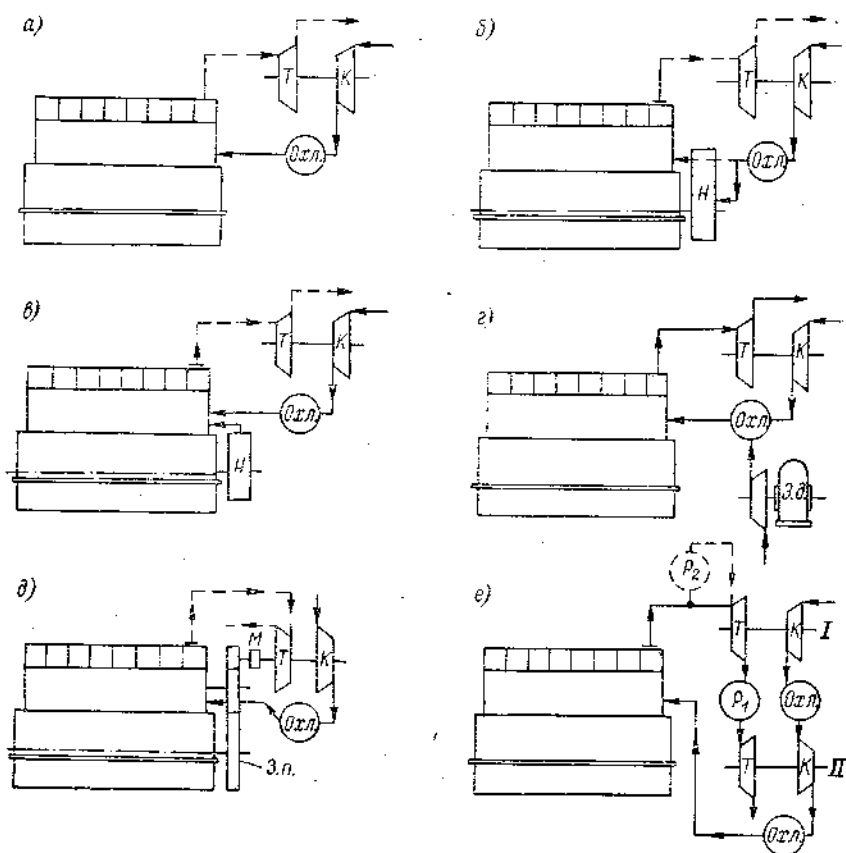


Рис. 21.8. Схемы наддува.

Т — турбина; К — турбокомпрессор; Охл. — охладитель; Н — нагнетатель; М — муфта; З. п. — зубчатая передача; Э. д. — электродвигатель; Р<sub>1</sub> и Р<sub>2</sub> — ресиверы.

компрессоре (ступень I), а затем в приводном нагнетателе (ступень II), обеспечивается возможность получения более высоких степеней наддува и удельных нагрузок при хорошей приемистости в эксплуатационных условиях.

В обратной системе наддува ступенью I сжатия является нагнетатель, а ступенью II — турбокомпрессор. В этом случае количество подаваемого воздуха ограничено производительностью нагнетателя, которая остается неизменной на один оборот дизеля, что не дает возможности форсировать дизель по наддуву; эта схема применения не нашла.

Комбинированная параллельная система наддува (рис. 21.8, в) характеризуется тем, что воздух подается в общий ресивер дизеля как из турбокомпрессора, так и из нагнетателя; при этом недостающая производитель-



ность турбокомпрессора должна восполняться добавочным нагнетателем. При этой системе трудно подобрать оптимальные размеры нерегулируемого нагнетателя, которые удовлетворяли бы условиям эксплуатации как на полном ходу судна, так и на долевых режимах.

Указанный недостаток системы можно устранить, если привод нагнетателя осуществлять не от дизеля, а от внешнего источника энергии, например электродвигателя (рис. 21.8, з).

В комбинированной системе с турбокомпрессором, имеющим механическую связь с дизелем (зубчатая передача), при балансе мощностей ( $N_T = N_K$ ) механический привод у турбокомпрессора полностью разгружается и  $\eta_m$  соответственно растет (рис. 21.8, д). При дисбалансе ( $N_K > N_T$ ), что наблюдается обычно на пониженных частотах вращения и нагрузках, например, меньших ( $0,5 \div 0,6$ )  $N_{e \text{ ном}}$ , недостающая мощность отбирается от двигателя. Для обеспечения автономности совместной работы (при  $N_T = N_K$ ) между турбокомпрессором и дизелем устанавливают механическую или гидравлическую муфту, автоматически отключающую ТК от дизеля при наступлении баланса  $N_T = N_K$ . Система обеспечивает хорошие пусковые качества и приемистость, а также возможность форсирования дизеля по наддуву. К недостаткам системы относится усложнение дизеля (зубчатая передача) и связанные с этим дополнительные потери.

Модификацией рассмотренной системы являются раздельные связи турбины и компрессора с двигателем.

Комбинированную систему для двухступенчатого наддува (рис. 21.8, е) применяют при высокой степени наддува ( $p_e \approx 20 \div 25$  кгс/см<sup>2</sup>) с целью повышения показателей экономичности за счет эффективного использования энергии газов, а также более высоких к. п. д. турбины.

Система имеет два варианта: 1) использование для ступени I импульсного наддува, а для ступени II наддува постоянного давления; 2) использование в обеих ступенях системы наддува с  $p = \text{const}$ , причем газы сначала направляются в ресивер, а затем уже в турбину постоянного давления ступени I (вместо непосредственного подвода импульсов к турбине).

При импульсной схеме ГТН ресивер ( $P_1$ ) располагают между импульсной турбиной высокого давления и турбиной низкого постоянного давления; охлаждение воздуха в обоих вариантах — двухступенчатое.

## 21.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ СОВРЕМЕННЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ГТН

Четырех- и двухтактные СОД с высоким наддувом. Из рассмотрения параметров работы некоторых наиболее типичных полностью освоенных четырехтактных СОД с высоким наддувом (табл. 21.1) вытекает следующее: цилиндровая мощность  $N_{\text{ц}}$ , изменяющаяся в пределах от 350 до 1500 л. с., позволяет осуществлять агрегатную мощность  $N_e$  (при  $i = 12 \div 18$ ) от 4000 до 27 000 л. с.; следовательно, при установке дизель-редукторной передачи с двумя дизелями на один вал можно получить мощность до 54 000 л. с. (при  $i = 2 \times 18$ ).

Указанный диапазон  $N_{\text{ц}}$  осуществлялся при изменении параметров примерно в следующих пределах:

Диаметр рабочего цилиндра $D$ , см	26—65
Частота вращения $n$ , об/мин	340—750
Средняя скорость поршня $c_m$ , м/с	7,0—9,1
Среднее эффективное давление $p_e$ , кгс/см <sup>2</sup>	15,5—21,3
Поршневая мощность $N_{\text{п}}$ , э. л. с./дм <sup>2</sup>	41,5—58,5
Средний эффективный удельный расход топлива $g_e$ , г/(л. с. ч)	157—146

Значения параметров, влияющих на процессы наддува и сгорания топлива приведены ниже.

Давление

наддува $p_k$ , ата	1,5—2,7
конца сжатия $p_c$ , кгс/см <sup>2</sup>	70—90
конца сгорания $p_z$ , кгс/см <sup>2</sup>	100—130

Характеристические отношения давлений

$p_k : p_c$	0,12—0,16 (~0,14)
$p_z : p_c$	1,34—1,52 (~1,44)
$p_z : p_k$	40—50 (~45,0)
$p_z : p_e$	5,6—6,8 (~6,2)

Основные параметры судовых

Тактность	Фирма или завод	Тип двигателя	$D/S$ , см	$S/D$	$N_{en}$ , л. с.	$n$ , об/мин	$p_e$ , кгс/см <sup>2</sup>	$c_m$ , м/с
Четырехтактные	S.E.M.T. (Пилстик)	PC2-400	40/46	1,15	650	520	19,5	8,0
		PC3-480	48/52	1,08	950	470	19,3	8,15
		PC4-570	57/62	1,08	1500	400	21,3	8,3
	M.A.N.	VV 40/54A	40/54	1,35	625	450	18,06	8,10
		VV 52/55A	52/55	1,06	1050	450	17,7	8,25
	G.M.T. (Фиат)	A420	42/50	1,19	600	480	16,2	8,0
		A550	55/90	1,07	1200	430	17,9	8,5
	S.W.D. (Сторк- Веркспур)	TM410	41/47	1,15	667	550	17,6	8,6
		TM620 *	62/66	1,06	1700	425	18,0	9,35
	Зульцер	ZVB40/48	40/48	1,2	650	530	19,4	8,5
	Бурмейстер и Вайн	50ZU	50/54	1,08	850	450	15,5	8,1
		S/U60P *	60/64	51,07	1500	375	18,75	8,1
	МаК	M552AK	45/52	1,15	750	480	17,0	8,3
	Мерлис	«Мэджор»	38,1/457	1,20	600	600	17,57	9,1
	Зульцер — M.A.N.	65/65 *	65/65	1,0	1600	375	17,8	8,12
Двухтактные	Мицубиси	UE 42/56C	42/56	1,33	650	380	9,93	7,1
		UE 30/40 *	30/40	1,33	600	630	15,2	8,4
	Доксфорд	«Сихорз»	58/130	1,52	2500	300	10,9	8,8
	Растон	AOM	36,2/47	1,3	506	450	10,55	7,1
	Зульцер	Z40	40/48	1,2	600— 720	445	10,1— 12	7,1
		Z40/48 *	40/48	1,2	834	450	15,0	7,2
	Бронс	—	22/38	1,71	300	600	15,6	7,6
	Смит-Болнес	30HDK	30/54	1,80	480	375	15,0	6,75

\* Опытные отсеки новых ДВС (на 1 января 1975).

\*\* При всасывании воздуха непосредственно из окружающей среды.

Необходимо отметить, что полученные характеристические отношения и показатели различных типов дизелей очень мало отличаются друг от друга и устанавливают ряд взаимосвязей, при которых достигается эффективный удельный расход топлива, предельно высокий технический уровень на поставку дизелей (см. табл. 21.1).

Повышение степени наддува с  $p_e = 20$  кг/см<sup>2</sup> до  $p_e = 25 + 35$  кг/см<sup>2</sup> при сохранении  $g_e$  равным 150—155 г/(л.с.ч) приводит к возрастанию  $p_z$  до 150 кг/см<sup>2</sup>, что неприемлемо вследствие необходимости значительного упрочнения конструкции дизеля (а следовательно, и его утяжеления).

СОД с ВЫСОКИМ НАДУВОМ

Таблица 21.1

N <sub>п.г.</sub> , л.с./дм <sup>2</sup>	p <sub>k</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	Характеристические показатели				η <sub>м.г.</sub> , %	g <sub>e</sub> , г/(л.с.ч)	g <sub>г.</sub> , г/(л.с.ч)		
		p <sub>e</sub>	p <sub>z</sub>	p <sub>k/p<sub>e</sub></sub>	p <sub>z/p<sub>e</sub></sub>					
52	2,40	27 **	120	0,123	—	50	6,15	90	148	133
54	2,50	34 **	120	0,120	—	48	6,25	90	149	134
58,5	2,55	30 **	120	0,120	—	47	5,65	90	146	131
48,6	1,9	87	120	0,152	1,38	41,5	5,7	—	153	—
49,0	2,1	80	120	0,151	0,150	41,5	6,8	—	149	—
43,5	1,5	70	100	0,155	1,43	40,0	6,15	85	152	129
51,0	1,8	75	114	0,155	1,53	40,6	6,4	85	152	129
50,5	2,7	74	115	0,154	1,54	42,5	6,5	89	155	—
56,0	—	72	115	—	1,59	—	6,4	—	153	—
55,0	1,85	78	120	0,146	1,54	42,0	6,2	87,5	152	133
41,6	2,0	75	100	0,128	1,34	50	6,9	—	157	—
50,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
47,0	1,6	77	110	0,152	1,43	42,3	6,5	91	153	139
53,0	1,83	33,7 **	116	0,162	—	41,0	6,6	—	155	—
48,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
53,4	2,9	90	130	0,144	1,45	44,5	6,4	90	153	137
41,5	1,40	76	—	0,136	—	—	—	90	156	140
65,5	(4,4)	(90)	(130)	(0,175)	(1,45)	(30,0)	(5,2)	—	153	—
43,0	1,05	65	83	0,215	1,3	41,5	9,0	90	160	144
85	2,75	75	115	0,180	1,56	42,5	7,7	—	—	—
64	2,40	55	106	0,220	1,93	44,5	9,7	92	149	137
50	—	64	105	—	1,64	—	10,0	—	155	—
47,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
72	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
79	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
67,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

а также перехода на более дорогостоящие материалы для его изготовления. Поэтому при переходе на более высокие степени наддува следует в первую очередь добиваться снижения значений  $p_z$ , не ухудшая при этом экономичности дизелей.

Одним из интересных решений этой задачи является опытный дизель фирмы Фуджи типа 6MD26X (см. табл. 21.1), в котором для получения  $p_e = 25 \text{ кгс/см}^2$  при  $g_e = 158 \text{ г/(л. с. ч)}$  и  $p_z \leq 130 \text{ кгс/см}^2$  использованы двухступенчатая система наддува (ступень I — импульсная, ступень II — постоянного давления) и внутреннее (дополнительное) охлаждение воздуха по способу Миллера (помимо охладителей рекуперативного типа).

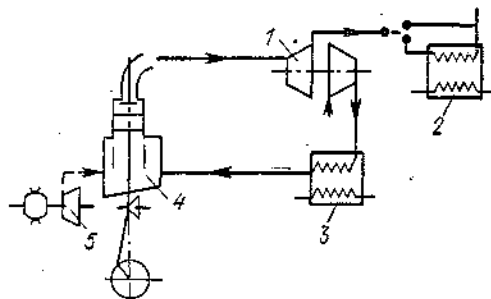


Рис. 21.9. Схема ГТН фирмы Бурмейстер и Вайн.

1 — ТК; 2 — утилизационный парогенератор; 3 — охладитель; 4 — ресивер; 5 — аварийный электромагнетель.

$S = 29 \text{ см}$ ,  $n = 1050 \text{ об/мин}$ ), в котором удалось повысить цилиндрическую мощность на 50% (до  $p_e = 25 \text{ кгс/см}^2$ ) за счет снижения  $\varepsilon$  с 12,5 до 8,5 (значение  $p_z$  при этом не возросло). Ниже приведены результаты испытаний серийного и опытного дизелей фирмы S. E. M. T.

Дизель	$N_{\text{ц}}, \text{ л. с.}$	$p_e, \text{ кгс/см}^2$	$n, \text{ об/мин}$	$\varepsilon$	$p_z, \text{ кгс/см}^2$	$N_{\text{пр}}, \text{ л. с./дм}^2$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$g_e, \text{ г/(л. с. ч)}$
Серийный	350	16,7	1050	12,5	130	57	600	162
Опытный	500	25,0	1050	8,5	130	85	650	169

Из рассмотрения приведенных данных следует, что  $g_e$  опытного дизеля возрос на 4%; фирма считает это экономически приемлемым, однако ведутся работы по снижению  $g_e$ . Эксперименты показали, что удельный расход масла в опытном дизеле не больше, чем в серийном, а температура и тепловые нагрузки на поршень и крышку для обоих дизелей примерно одинаковы.

**Двухтактные крейцкопфные МОД с ГТН.** Фирма Бурмейстер и Вайн, выпускающая двухтактные крейцкопфные судовые МОД с прямоточно-клапанной продувкой, первой ввела и освоила импульсную систему наддува (со свободным агрегатом ТК), не требующую каких-либо дополнительных компрессоров (рис. 21.9).

Полный баланс мощностей ( $N_T = N_d$ ) при отсутствии кинематической связи между дизелем и ТК на всем диапазоне режимов работы обеспечивается за счет более раннего открытия выпускного клапана, минимально необходимых объемов выпускных трактов до ТК, наименьшего избытка продувочного воздуха (благодаря прямоточной продувке), относительно высокой температуры перед Т (около  $400\text{—}450^\circ\text{C}$ ).

При запуске Т раскручивается сжатым пусковым воздухом, что дает возможность получить необходимую продувку цилиндров после первых вспышек, а в случае выхода из строя всех ТК работать с частотой вращения, равной 0,7 номинальной (за счет автономного аварийного ТК).

Новейшим мощностным рядом дизелей с ГТН фирмы Бурмейстер и Вайн является KGF, прототипом которого служит модернизированный дизель типа K90GF; в последний при увеличении степени наддува внесен ряд конструктивных усовершенствований. Параметры дизелей этого ряда приведены в табл. 24.1.

Фирма Зульцер выпускает двухтактные крейцкопфные судовые МОД с контурной системой продувки и комбинированной системой ГТН. В связи с повышением степени наддува для нового мощностного ряда RND фирма полностью перешла с импульсной системы наддува на систему наддува с постоянным давлением ( $p = \text{const}$ ).

В комбинированной системе ГТН (рис. 21.10) воздух из окружающей среды после сжатия его в ТК поступает через охладитель в общий для всех цилиндров ресивер А, откуда периодически (при ходе поршней к н. м. т.) перетекает через обратные клапаны в индивидуальные для каждого цилиндра подпоршневые полости В. При ходе поршня вниз воздух сжимается в полостях В и С и далее осуществляет процесс продувки и наддува цилиндра.

Максимальное избыточное давление в полостях В и С совпадает с моментом открытия продувочных окон, что предохраняет от заброса газов в продувочный ресивер. С момента падения давления в полостях В и С (ниже давления продувки — наддува) возобновляется поступление воздуха из общего ресивера А.

Для долевых режимов и при маневрировании давление наддува в полости А может оказаться недостаточным. В связи с этим в двигатель встраивают небольшой автоматически действующий электрокомпрессор Е, который засасывает часть воздуха из полости А и подает воздух повышенного давления через полости D и С в цилиндр. Мощность электрокомпрессора составляет около 0,2% мощности двигателя, т. е. примерно 15 кВт для дизеля мощностью 10 000 э. л. с.

Фирма М.А.Н., выпускающая двухтактные МОД с петлевой системой газообмена, при освоении повышенного наддува ( $p_e \geq 12 \text{ кгс/см}^2$ ) перешла на систему ГТН постоянного давления и отказалась от применявшихся до последнего времени подпоршневых полостей (ППП). При новой системе ГТН упрощается конструкция дизеля, отпадает необходимость в использовании сложного клапанного устройства ППП и вращающихся золотников на выпуске, уменьшается количество ТК, упрощаются выпускные тракты, устраняется загрязнение закрытых (нижних) полостей цилиндра и др. За счет усовершенствования системы газообмена и повышения степени наддува расход воздуха  $G_a$  увеличился до 7,2—7,5 кг/(э. л. с·ч), коэффициент  $\alpha$  возрос до 2,2, снизилась температура выпускных газов до 330° С. Для работы на малых нагрузках и при пусках предусмотрены автономные электрокомпрессоры, автоматически включающиеся при пере-

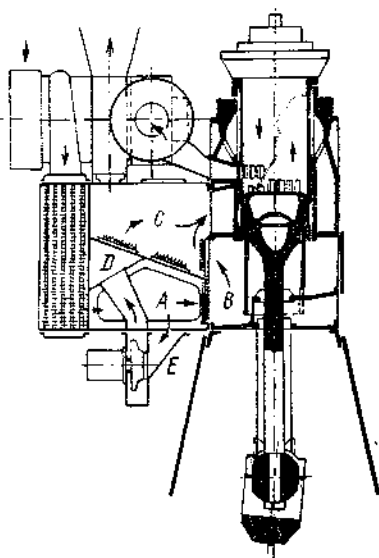


Рис. 21.10. Схема ГТН фирмы Зульцер.

ходе на режимы малых нагрузок и отключающиеся при наступлении баланса мощностей (при нагрузке, равной примерно 25%).

На рис. 21.11 дана схема новой системы ГТН фирмы М.А.Н. без ППП; электрокомпрессоры 4 (один или два) установлены рядом с двигателем.

Судовые МОД фирмы Фиат имеют контурную систему продувки с автоматическими продувочными клапанами. Система наддува — комбинированная (рис. 21.12).

Ступенью I сжатия воздуха является компрессор 1, приводимый в действие турбиной 6, ступенью II — поршневые индивидуальные насосы 2, приводимые в действие от крейц-

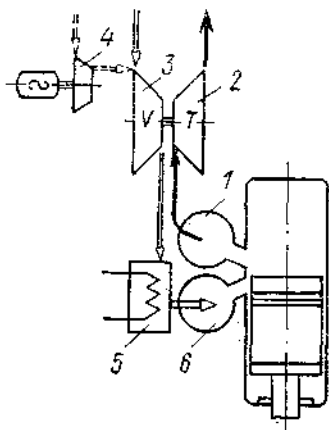


Рис. 21.11. Система наддува (фирма М. А. Н.) без дополнительных ППП.

1 — выпускной коллектор; 2, 3 — ТК; 4 — электрокомпрессор; 5 — охладитель; 6 — ресивер продувочно-наддувочного воздуха.

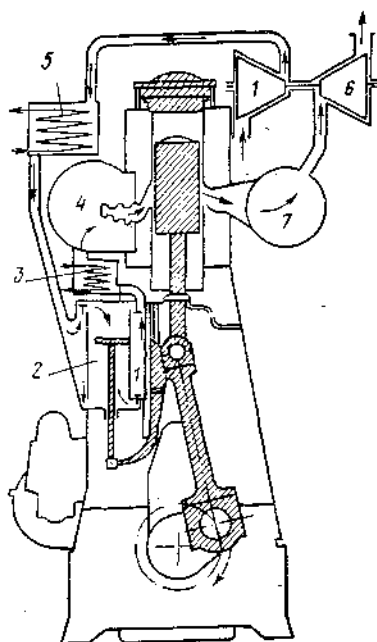


Рис. 21.12. Схема ГТН фирмы Фиат.

1 — ТК; 2 — поршневой насос; 5 и 3 — соответственно первый и второй охладители; 4 — продувочный ресивер; 6 — газовая турбина; 7 — выпускной коллектор.

копфного механизма. Охладители наддувочного воздуха 5 и 3 установлены как за ступенью I, так и за ступенью II наддува. Система наддува постоянного давления ( $p = \text{const}$ ) создает условия для возможности работы без ТК с мощностью, равной 80% номинальной; обеспечивает надежные пуск и маневрирование; не требует установки ТК в непосредственной близости от двигателя; исключает загрязнение полостей продувочных насосов грязным маслом из цилиндров.

Наиболее мощным является дизель типа 1060S, развивающий номинальную цилиндрическую мощность  $N_e = 4000$  л. с. при  $n = 105$  об/мин и  $p_e = 10,13$  кгс/см<sup>2</sup>.

## 21.6. ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЕЙ С ГТН

Одним из основных параметров ГТН является давление наддувочного воздуха  $p_k$ , определяющее степень форсирования рабочего процесса.

Точное определение  $p_k$  для различных типов дизелей и систем наддува затруднительно, так как  $p_k$  имеет сложные взаимосвязи со многими параметрами рабочего процесса.

Для приближенных расчетов  $p_k$  можно найти из известного выражения

$$p_e = 318,4 \frac{\eta_n p_k}{\alpha L_0 g_e T_k},$$

откуда

$$p_k = \frac{\alpha L_0 g_e T_k p_e}{318,4 \eta_n}, \quad (21.1)$$

где для топлива среднего состава  $L_0 = 0,495$  кмоль/кг,  $\alpha = 1,8 \div 2,2$  и  $\eta_n = 0,85 \div 0,95$ ; значения  $p_e$  и  $g_e$  по существу предопределяются техническими условиями на судовые дизели.

На основании данных испытаний современных дизелей с ГТН (см. табл. 21.1) можно установить взаимосвязь между  $p_k$  и  $p_e$ :

Дизели	$p_k$
четырехтактные . . . . .	$(0,16 \div 0,12) p_e$
двухтактные . . . . .	$(0,22 \div 0,18) p_e$

Более высокие значения  $p_k$  в двухтактных МОД объясняются умеренным наддувом ( $p_k \leq 2,0$  кгс/см<sup>2</sup>) и повышенным удельным расходом воздуха:  $G_v = 7 \div 8$  кг/(э. л. с. ч) вместо 4—6 в четырехтактных дизелях.

Различия в значениях  $p_k$  объясняются конструктивными особенностями различных типов дизелей и разной степенью доводки рабочего процесса с ГТН; поэтому отношение  $p_k/p_e$  является одной из важных характеристик совершенства процесса наддува. Как видно из табл. 21.1, к лучшим образцам СОД с этой точки зрения относятся, например, дизели фирмы S.E.M.T. типов PC2, PC3 и PC4, у которых отношение  $p_k/p_e$  имеют наиболее низкие значения (0,130—0,120).

Средние значения абсолютного давления  $p_k$  изменяются в следующих пределах:

Дизели	$p_k$ , кгс/см <sup>2</sup>
четырехтактные . . . . .	1,5—3,0
двухтактные . . . . .	2,0—2,7

При переходе на высокие степени наддува понадобится увеличение  $p_k$  до 3,5—4,5 кгс/см<sup>2</sup>.

Одно из важных условий обеспечения эффективного наддува — необходимость снижения температуры наддувочного воздуха (после сжатия его в К) до температуры  $t'_k$ , равной 60—40° С. В результате снижения  $t'_k$  увеличивается плотность заряда и более интенсивно охлаждаются горячие стенки КС.

Температуру  $T_k$  воздуха, сжимаемого в компрессоре, можно определять из выражений

$$T_k = T_0 (p'_k/p_0)^{\frac{m-1}{m}} \quad \text{или} \quad T_k = \left[ 1 + \frac{(p'_k/p_0)^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{ад.к}} \right],$$

где  $m$  — показатель политропы сжатия в компрессоре,

$\eta_{ад.к}$  — адиабатный к. п. д. компрессора.

Из рис. 21.13 видно, что с повышением  $m$  растет  $t'_k$  и одновременно уменьшается  $\gamma_k$ . Для снижения  $t'_k$  (например, со 180° С до 50° С при  $p_k = 3$  кгс/см<sup>2</sup> и  $m = 1,8$ ) придется устанавливать последовательно два охладителя наддувочного воздуха.

Оценочными характеристиками охладителей служат степени охлаждения и понижения давления наддувочного воздуха.

Под степенью охлаждения  $E_{\text{охл}}$  подразумевают отношение разности температур в охладителе к разности температур в компрессоре:

$$E_{\text{охл}} = \frac{T'_k - T_{\text{охл}}}{T'_k - T_0}, \quad (21.2)$$

где  $T'_k$  и  $T_{\text{охл}}$  — температура воздуха соответственно при входе в охладитель и выходе из него, К.

В охладителях  $E_{\text{охл}} \approx 0,9 \div 0,5$ .

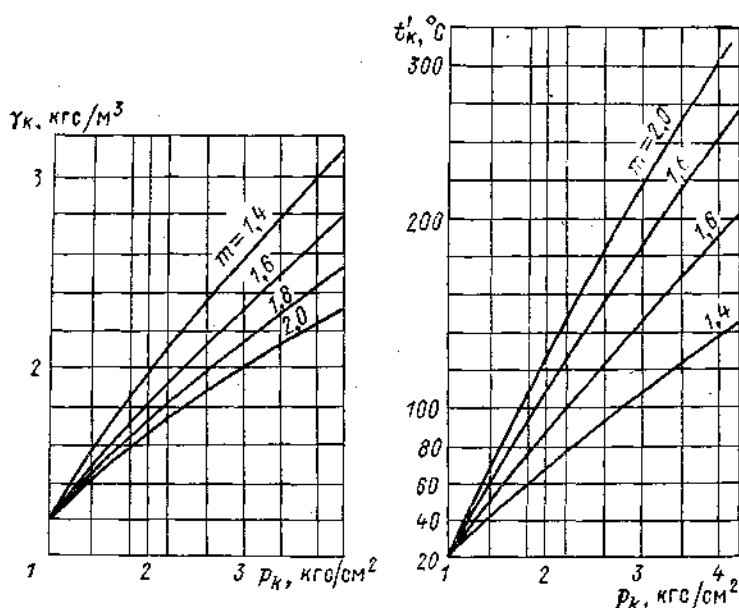


Рис. 21.13. Зависимость  $\gamma_k$  и  $t'_k$  от  $p_k$  при разных  $m$ .

Степенью понижения давления наддувочного воздуха при охлаждении  $\theta_{\text{охл}}$  принято называть отношение давления охлажденного воздуха к давлению на выходе из компрессора

$$\theta_{\text{охл}} = \frac{p_{\text{охл}}}{p_k}. \quad (21.3)$$

Следовательно, в зависимости от  $\theta_{\text{охл}}$  потеря давления наддувочного воздуха в охладителе

$$\Delta p_{\text{охл}} = p'_k (1 - \theta_{\text{охл}}).$$

При нормальных условиях эксплуатации

$$\Delta p_{\text{охл}} \approx (60 \div 150) \text{ мм. вод. ст.}$$

Применяемые типы поверхностных охладителей благодаря возможности широко использовать заборную воду в качестве охлаждающей среды полностью удовлетворяют своему назначению при умеренной и повышенной степени наддува; однако при переходе на высокую степень наддува возникает необходимость в применении еще более эффективных типов охладителей (до  $+10^\circ \text{C}$ ).

Среди ряда систем охладителей с более глубокой степенью охлаждения в дальнейшем могут быть использованы следующие системы: охлажде-



ние воздуха в дополнительной расширительной турбине; дополнительные (к поверхностным) фреоновые охладители; дополнительное расширение воздуха в цилиндре двигателя и др.

При переходе на наддув стремятся снизить степень сжатия  $\varepsilon$  во избежание чрезмерного увеличения давления сгорания  $p_z$ . При повышенной степени наддува в настоящее время ограничиваются минимально допустимыми значениями  $\varepsilon_{\min} \geq 11+12$  (вместо  $\varepsilon \approx 13+14$ ), при которых обеспечивается надежный запуск двигателей.

Эксперименты, проведенные на МОД фирмы Гетаверкен с  $D = 750$  мм, показали, что при нормальных условиях окружающей среды дизель можно запустить при  $\varepsilon \approx 9,0$ , а при подогреве воды, охлаждающей зарубашечное пространство цилиндра до  $60-65^\circ\text{C}$ ,  $\varepsilon$  можно снизить до 8,0.

Принимая во внимание, что большая часть СДУ всегда располагает паром, можно предполагать, что в дальнейшем прогрев дизеля перед пуском может быть широко использован при высоких  $\lambda_n$  и низких  $\varepsilon$ .

Несмотря на снижение  $\varepsilon$  при наддуве, давление конца сжатия достигает высоких значений:  $p_c \approx 60+100$  кгс/см<sup>2</sup> (и более). Во избежание этого при повышенной  $\lambda_n$  ограничиваются степенями повышения давления  $\lambda \leq 1,34+1,54$ .

Как видно из табл. 21.1, в СОД и ВОД при повышенной степени наддува и соответствующих значениях  $p_c$  и  $p_z/p_c$  давление достигает 110—130 кгс/см<sup>2</sup>; при характеристическом отношении  $p_z/p_k = 40+50$  обеспечивается наиболее экономичная работа дизеля.

Принимая в первом приближении  $p_z/p_k \approx 40 = \text{const}$ , получаем следующие ориентировочные значения  $p_k$  и  $p_z$ :

$p_k$	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0
$p_z$	80	90	100	110	120	130	140	150	160

Отсюда видно, что с увеличением  $p_k$  значительно растет значение  $p_z$ , что приводит к необходимости упрочнения конструкции или перехода на новые типы двигателей.

Для снижения  $p_z$  при переходе на высокий наддув предусматривают ряд специальных мер конструктивного порядка, а также касающихся оптимальной организации рабочего цикла.

С повышением удельной мощности дизелей путем наддува растут механические потери  $p_{\text{мех}}$ . При оценке механических потерь целесообразно исходить из опытных значений механического к. п. д.  $\eta_m$  современных судовых дизелей с ГТН (см. табл. 21.1). Как было показано ранее,

$$p_{\text{мех}} = p_i(1 - \eta_m) \text{ или } p_{\text{мех}} = p_e \frac{1 - \eta_m}{\eta_m}. \quad (21.4)$$

Если известен  $\eta_m = f(n)$ , то по этим формулам можно определить в первом приближении и  $p_{\text{мех}} = f(n)$ .

На рис. 21.14 приведен график опытных значений механических потерь  $p_{\text{мех}}$  для двух- и четырехтактных судовых МОД и СОД. Из графика видно, что в двухтактных МОД при росте  $p_e$  от 8 до 12 кгс/см<sup>2</sup>  $p_{\text{мех}} \approx 0,9+1,4$  кгс/см<sup>2</sup>, в четырехтактных СОД при повышении  $p_e$  от 15 до 20 кгс/см<sup>2</sup>  $p_{\text{мех}} = 1,9+2,2$  кгс/см<sup>2</sup>.

Отношение  $p_k/p_T$  характеризует совершенство газодинамики процессов газообмена при наддуве.

Общий перепад давлений между выпускным ресивером и окружающей средой расходуется на работу в турбине и преодоление сопротивления в выпускном тракте.

Следовательно, для осуществления баланса  $N_T = N_K$  на широком диапазоне судовых режимов необходимо добиваться максимального снижения потери давления во всей выпускной системе и особенно в выпускных органах цилиндра и выпускном трубопроводе от цилиндра до турбины.

Согласно опытным данным, значения  $p_k/p_T$  для дизелей с ГТН изменяются в следующих пределах:

	$p_k/p_T$
МОД и СОД . . . . .	1,15—1,30
Форсированные ВОД . . . . .	1,35—1,50

Одним из наиболее важных параметров ГТН является температура газов перед турбиной  $T_T$ . В гл. 16 дана формула (16.21) для температуры смеси  $T_{см}$  газов и продувочного воздуха двигателей без наддува.

$p_{мех}, \text{кгс/см}^2$

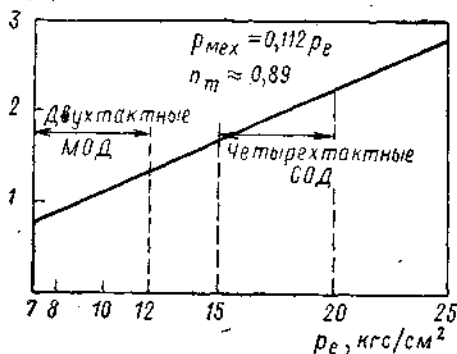


Рис. 21.14. Зависимость механических потерь  $p_{мех}$  от  $p_e$ .

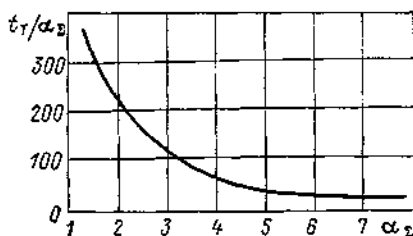


Рис. 21.15. Зависимость  $t_T/\alpha_\Sigma = f(\alpha_\Sigma)$  для двухтактных дизелей.

В развитие этой формулы можно использовать для определения  $T_T$  при наддуве выражение:

$$T_T = \frac{\alpha L_0 (\varphi - 1) \bar{c}_p' T_K + Q_H (1 - \eta_i - \xi_\omega - \Delta)}{\alpha L_0 (\varphi + \beta - 1) \bar{c}_p''}, \quad (21.5)$$

где  $\bar{c}_p'$  и  $\bar{c}_p''$  — средняя молярная изобарная теплоемкость соответственно воздуха и продуктов сгорания, ккал/(моль · °С);

$\xi_\omega \approx 0,2 \div 0,25$  — относительная потеря теплоты в охлаждающую воду;

$\Delta \approx 0,05 \div 0,10$  — коэффициент неучтенных потерь теплоты.

Величины  $\xi_\omega$ ,  $\Delta$  для всех режимов обычно принимают постоянными.

Для двухтактных судовых МОД можно определить  $T_T$ , исходя из суммарного коэффициента избытка воздуха  $\alpha_\Sigma$  [6],

$$\frac{T_T}{\alpha_\Sigma} = \frac{(1 - \eta_i) \alpha_\Sigma L_0 \bar{c}_p' T_K + \delta Q_H}{(\alpha_\Sigma + 1) L_0 \bar{c}_p''}, \quad (21.6)$$

где  $\eta_i$  — коэффициент использования продувочного воздуха;  $\delta = 0,35 \div 0,45$  — коэффициент, учитывающий тепловую энергию выпускных газов, потери теплоты в выпускном патрубке и подогрев воздуха от стенок цилиндра.

При изолированном трубопроводе температура  $T_T$  на 25—75° С выше определяемой по формуле (21.5).

На рис. 21.15 показана зависимость отношения  $t_T/\alpha_\Sigma$  от  $\alpha_\Sigma$  для двухтактных МОД с наддувом и без него.

Значения температуры выпускных газов перед турбиной  $t_t$  приведены ниже.

Двигатели	$t_t, ^\circ\text{C}$
четырехтактные . . . . .	400—600
двухтактные . . . . .	300—500

## 21.7. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА (ТК)

**Компрессор (К).** При свободном турбокомпрессоре должен соблюдаться баланс, где  $N_k$  и  $N_t$  — соответственно мощность компрессора и выпускной турбины.

Мощность компрессора  $N_k$  можно определить, исходя из полной производительности компрессора  $G_k$ , кг/с, равной массовому расходу воздуха, через двигатель

$$G_k = \frac{iznVS}{60} \gamma_k \eta_n \varphi_a, \quad (21.7)$$

где  $z$  — тактность двигателя (в четырехтактных двигателях  $z = 1/2$ , в двухтактных  $z = 1$ );

$\gamma_k = \frac{p_k 10^4}{RT_k}$  — плотность воздуха в ресивере, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_n$  — коэффициент наполнения;

$\varphi_a$  — коэффициент продувки.

Количество воздуха, необходимого для осуществления процессов сгорания топлива и продувки — наддува,

$$G_k = \frac{G_{\text{топ}} \alpha L'_0 \varphi_a}{3600} = \frac{g_e N_e L'_0 \alpha_\Sigma}{3600}, \quad (21.8)$$

где  $L'_0 = 28,95 L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг;

$g_e N_e$  — расход топлива при полной нагрузке, кг/ч.

Если принять для топлива среднего состава  $L'_0 \approx 14,3$  кг/кг, то

$$G_k \approx \frac{g_e N_e \alpha_\Sigma}{252}, \quad (21.8a)$$

где  $\alpha_\Sigma$  — суммарный коэффициент избытка воздуха; для четырехтактных судовых двигателей  $\alpha_\Sigma \approx 2,0 \div 2,5$ ; для двухтактных  $\alpha_\Sigma \approx 2,5 \div 4,0$ .

Адиабатная работа сжатия 1 кг воздуха

$$L_{\text{ад.к}} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[ \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \approx 102,5 T_0 (\pi_k^{0,286} - 1), \quad (21.9)$$

где  $k = 1,4$  и  $R = 29,27$  кгс·м/(кг·°C) (для воздуха);

$\pi_k = \frac{p_k}{p_0}$  — степень повышения давления в компрессоре;

$p_0, T_0$  — давление и температура воздуха на входе в компрессор.

Действительный процесс сжатия воздуха в компрессоре сопровождается потерями на гидравлические сопротивления, трение в подшипниках, теплообмен и др.

Степень совершенства рабочего процесса компрессора оценивается адиабатным к. п. д. компрессора  $\eta_{\text{ад.к}} = \frac{L_{\text{ад.к}}}{L'_k}$  (где  $L'_k$  — работа, затрачиваемая на привод компрессора). Если, кроме того, учесть механические

потери в компрессоре, характеризующиеся механическим к. п. д. компрессора  $\eta_{мк}$ , то действительная работа компрессора

$$L'_к = \frac{L_{ад.к}}{\eta_{ад.к}\eta_{мк}} = \frac{L_{ад.к}}{\eta_{к}}, \quad (21.10)$$

где  $\eta_{к} = \eta_{ад.к}\eta_{мк}$  — общий к. п. д. компрессора.

В случае использования в схеме ГТН объемного компрессора роторно-шестеренного типа (РК) его действительную работу можно определить по формуле (для 1 кг воздуха)

$$L'_к = \frac{v_0(p_k - p_0) \cdot 10^4}{\eta_{тp}\eta_{вp}}, \quad (21.11)$$

где  $v_0 = \frac{RT_0}{p_0 \cdot 10^4}$ ,  $\eta_{вp}$  и  $\eta_{тp}$  — соответственно коэффициент подачи РК и механический к. п. д. РК.

В неохлаждаемых компрессорах значения  $\eta_{ад.к}$  и  $\eta_{мк}$  изменяются в следующих пределах:

Компрессор	$\eta_{ад.к}$	$\eta_{мк}$
Поршневой	0,85— 0,95	0,75— 0,85
Роторно-шестеренный	0,50— 0,65	0,96— 0,98
Центробежный	0,70— 0,84	0,90— 0,98

Следовательно, у компрессоров центробежного типа общий к. п. д.  $\eta_{к} \approx 0,63 \div 0,82$ .

В случае комбинированного наддува с приводным центробежным компрессором (ПК) ступени II адиабатная работа сжатия в компрессоре

$$L_{ад.к1} = 102,5T_0(\pi_{к1}^{0,286} - 1) \text{ — ступень I (ТК);}$$

$$L_{ад.к2} = 102,5T_{к1}(\pi_{к2}^{0,286} - 1) \text{ — ступень II (ПК).}$$

Действительная работа сжатия

$$L'_{к1} = \frac{L_{ад.к1}}{\eta_{ад.к1}\eta_{мк1}} \text{ — ступень I (ТК);}$$

$$L'_{к2} = \frac{L_{ад.к2}}{\eta_{ад.к2}\eta_{мк2}} \text{ — ступень II (ПК).}$$

Разбивку  $\pi_k$  по ступеням наддува следует осуществлять в соответствии с используемой системой комбинированного наддува, а также из условия получения наибольшей экономичности на основных эксплуатационных режимах работы двигателя.

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора,

$$N_k = \frac{G_k L_{ад.к}}{75\eta_{ад.к}\eta_{мк}} = \frac{G_k L_{ад.к}}{75\eta_k}. \quad (21.12)$$

Относительная мощность компрессора  $\delta_k$ , т. е. доля индикаторной мощности двигателя, затрачиваемая на привод компрессора,

$$\delta_k = \frac{N_k}{N_i} = \frac{AL_{ад.к}}{\frac{Q_H}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha_\Sigma} \eta_k} \approx 3,37 \cdot 10^{-2} \frac{L_k \alpha_\Sigma}{Q_H \eta_i}. \quad (21.13)$$

**Турбина (Т) постоянного давления.** При свободном ГТН для обеспечения требуемого для процессов продувки — наддува и сгорания топлива количества воздуха необходимо, чтобы мощность Т была равна мощности К

$$N_T = N_K.$$

Массовый расход газов через турбину  $G_T$  должен быть равен суммарному расходу воздуха через компрессор  $G_K$  и расходу топлива  $G_{топ}$  в двигателе

$$G_T = G_K + G_{топ} = G_K + \frac{g_e N_e}{3600} \text{ кг/с} \quad (21.14)$$

или

$$G_T = \frac{g_e N_e}{3600} (1 + \alpha L_0 \varphi_a) = \frac{g_e N_e}{3600} (1 + 14,3 \alpha_2), \quad (21.14a)$$

где  $L'_0 = 14,3$  кг/кг для топлива среднего состава.

Примерный массовый расход газов

$$G_T = (1,03 \div 1,04) G_K.$$

Адиабатная работа расширения 1 кг газов от давления  $p_T$  перед Т до давления  $p_2$  за Т

$$L_{ад.т} = \frac{k_1}{k_1 - 1} R_1 T_T \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_T} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right] \quad (21.15)$$

или

$$L_{ад.т} = \frac{k_1}{k_1 - 1} R_1 T_T \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_1 - 1}{k_1}}} \right), \quad (21.15a)$$

где  $k_1$  — средний показатель адиабатного процесса расширения газов ( $k_1 \approx 1,35$ );

$R_1$  — газовая постоянная выпускных газов [ $R_1 \approx 29,2$  ккал/(кг·°C)];

$T_T$  — температура потока газа на входе, К;

$\pi_T = p_T/p_2$  — степень снижения давления в турбине.

Кроме того,  $L_{ад.т}$  можно выразить также через теплоперепад ступени турбины  $H_T = c_{pT} (T_T - T_2)$ :

$$L_{ад.т} = \frac{H_T}{A} = \frac{c_{pT}}{A} T_T \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_1 - 1}{k_1}}} \right), \quad (21.16)$$

где  $c_{pT}$  — удельная теплоемкость газа на входе в турбину при  $p_T = \text{const}$ , ккал/(кг·°C).

Температуру  $T_T$  газовоздушной смеси перед турбиной можно определить по формуле (21.5).

Удельную теплоемкость газовоздушной смеси, входящую в уравнение (21.5), определяют по формуле

$$c_{pT} = \frac{c_p \beta_0 + (\varphi_a - 1) c'_p}{\varphi_a + \beta_0 - 1}. \quad (21.17)$$

Адиабатный к. п. д. турбины  $\eta_{ад.т}$ , характеризующий степень совершенства проточной части турбины, равен отношению располагаемого адиабатного теплоперепада за вычетом потерь в сопловом аппарате и рабочем колесе к располагаемому теплоперепаду

$$\eta_{ад.т} = h/H.$$

Адиабатный к. п. д. одноступенчатых турбин  $\eta_{ад.т} = 0,75 \div 0,84$ .

Внутренний к. п. д. турбины  $\eta_{iт}$  оценивает совершенство рабочего процесса турбины и учитывает все потери в турбине, за исключением механических потерь на трение в подшипниках, характеризуемых  $\eta_{мт}$ .

Эффективный, или общий, к. п. д. турбины

$$\eta_t = \eta_{iт} \eta_{мт}$$

характеризует эффективность преобразования располагаемого теплоперепада в механическую энергию на валу турбины и находится в пределах 0,72—0,82 (большие значения относятся к турбинам крупных размеров).

Мощность турбины

$$N_t = \frac{G_t L_{ад.т} \eta_t}{75},$$

где  $G_t$  — расход газа через турбину;

$L_{ад.т}$  — адиабатная работа 1 кг газа при расширении его от  $p_t$  до  $p_2$ .

Секундный расход смеси

$$M_t = \frac{g_i L (\varphi_a - 1 + \beta_0)}{3600} \text{ кмоль/(и. л. с. с)}, \quad (21.18)$$

где  $L$  — действительное количество молей воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Адиабатный теплоперепад в турбине

$$H_t = c_{pт} T_t \left( 1 - \frac{1}{\pi_{u_t}^{\frac{k_1-1}{k_1}}} \right) \text{ ккал/моль.}$$

Относительная мощность турбины

$$\delta_t = \frac{N_t}{N_i} = 5,69 H_t M_t \eta_{iт} k_u, \quad (21.19)$$

где  $k_u$  — степень импульсности для турбин с переменным давлением газов ( $p = \text{var}$ ).

Относительная мощность турбины зависит в основном от степени наддува и в четырехтактных двигателях при  $p_k = 2,5 \text{ кгс/см}^2$  достигает 15—25% агрегатной мощности.

## 21.8. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА

### ДВИГАТЕЛЯ, КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ

В свободном ТК для обеспечения требуемого для сгорания и продувки — наддува количества воздуха необходимо, чтобы мощность турбины и компрессора, а также частота вращения их роторов были равны:

$$N_t = N_k; n_t = n_k = n_{TK}.$$

Кроме того необходимо, чтобы массовый расход газов через турбину  $G_t$  был равен суммарному расходу воздуха  $G_k$  через компрессор и топлива  $G_{топ}$  через двигатель, т. е.  $G_t = G_k + G_t$  [см. формулу (21.14)].

Эффективная мощность турбины при  $p = \text{const}$

$$N_t = \frac{G_t L}{75} = \frac{G_t L_{ад.т}}{75} \eta_t = \frac{G_t \eta_t}{75} \frac{k_1}{k_1 - 1} R_1 T_t \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_t} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right]. \quad (21.20)$$

Мощность, требуемая для привода компрессора,

$$N_K = \frac{G_K L_{ад.к}}{75 \eta_{ад.к}} = \frac{G_K}{75 \eta_{ад.к}} \frac{k}{k-1} R T_0 \left[ \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (21.21)$$

Общие механические потери в ТК учитываются эффективным к. п. д. турбины  $\eta_T$ .

Из уравнения баланса мощности  $N_T = N_K$  можно определить давление газов перед турбиной  $p_T$  (при постоянном давлении газов)

$$\frac{k}{k-1} R T_0 \left[ \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{G_K}{75 \eta_{к}} = \frac{k_1}{k_1-1} R_1 T_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_T} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right] \frac{G_T \eta_T}{75},$$

откуда

$$\left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \frac{k_1}{k_1-1} \frac{k-1}{k} \frac{R_1}{R} \frac{T_1}{T_0} \frac{G_T}{G_K} \eta_T \eta_K \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_T} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right]. \quad (21.22)$$

Обозначив  $\beta$  и  $\tau$  через

$$\beta = \frac{k_1}{k_1-1} \frac{k-1}{k} \frac{R_1}{R} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{G_T}{G_K} \frac{T_1}{T_0} \eta_T \eta_K,$$

получим уравнение, связывающее давление наддува  $p_k$  с давлением газов перед турбиной  $p_T$ :

$$\left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \beta \tau \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_T} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right] \eta_{TK}, \quad (21.23)$$

где  $\beta$  — постоянная, зависящая от теплофизических свойств воздуха и газов.

Из уравнения (21.23) следует, что заданное значение  $p_k$  можно получить за счет увеличения давления  $p_T$  перед турбиной, температуры газов  $T_1$  и суммарного эффективного к. п. д. ТК  $\eta_{TK} = \eta_T \eta_K$ .

Из диаграммы Рато (рис. 21.16) видно, что при заданных значениях  $\eta_{TK}$ ,  $T_0$  и  $T_1$  для получения необходимого давления наддува  $p_k$  требуется создание вполне определенного давления перед турбиной  $p_T$ . Значения  $\tau$  при  $T_1 \approx 800 \div 1000$  К и  $\eta_{TK} \approx 0,40 \div 0,60$  изменяются от 0,9 до 1,2.

При системе наддува с переменным давлением газов перед турбиной ( $p = \text{var}$ ) уравнение баланса мощностей примет вид  $N_{TK} = N_K$ .

При  $p_k > 1,8 \div 2,0$  кгс/см<sup>2</sup>, как уже указывалось, целесообразнее переходить на систему с постоянным давлением перед турбиной ( $p_T = \text{const}$ ).

Общий эффективный к. п. д. турбокомпрессора  $\eta_{TK}$  можно определить из условия совместной работы обоих агрегатов.

Действительная работа расширения газов в турбине

$$L_T = G_T \frac{c_{pT}}{A} (T_1 - T_2) \eta_T, \quad (21.24)$$

где  $c_{pT}$  — средняя удельная изобарная теплоемкость газов; для дизелей  $c_{pT} \approx 0,26 \div 0,27$  ккал/(кг·°С);

$T_1$  — температура газов перед лопатками турбины, К;

$T_2$  — температура газов за турбиной (предполагая адиабатное расширение газов), К.

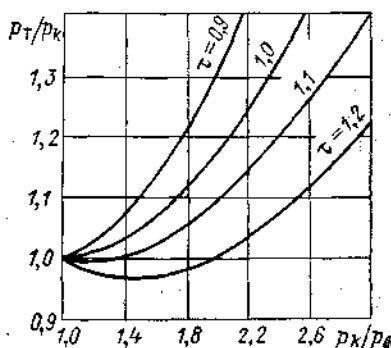


Рис. 21.16. Диаграмма Рато.

Действительная работа сжатия в турбокомпрессоре

$$L'_k = G_k \frac{c_{pT}}{A} (T_k - T_0) \frac{1}{\eta_{ад.к} \eta_m} \approx 102,5 G_k \frac{T_k - T_0}{\eta_{ад.к} \eta_m}. \quad (21.25)$$

Следовательно, уравнение баланса энергии принимает вид

$$102,5 G_k (T_k - T_0) \frac{1}{\eta_{ад.к} \eta_m} = G_T \frac{c_{pT}}{A} (T_T - T_2) \eta_T, \quad (21.26)$$

откуда общий эффективный к. п. д. турбокомпрессора

$$\eta_{ТК} = \eta_T \eta_{ад.к} \eta_m = \frac{102,5 A}{c_{pT}} \frac{G_k}{G_T} \frac{T_k - T_0}{T_T - T_2} \approx C \frac{\Delta T_k}{\Delta T_T}. \quad (21.27)$$

В современных ТК с радиальными турбинами (применяемыми в основном при  $D \leq 250$  мм)  $\eta_{ТК} \approx 0,5 \div 0,6$ , с осевыми турбинами (при  $D_k > 200$  мм) —  $\eta_{ТК} \approx 0,60 \div 0,65$ .

## 21.9. ПОКАЗАТЕЛИ СИСТЕМ С ГТН

Общий, или эффективный, к. п. д. системы ГТН  $\eta_s$  представляет собой отношение адиабатной работы сжатия воздуха в компрессоре  $E_{ад.к}$  к располагаемой энергии выпускных газов в цилиндре  $E'_в$  в момент открытия выпускных органов [12]

$$\eta_s = \frac{E_{ад.к}}{E'_в} = \frac{\frac{k}{k-1} G_u R T_0 \left[ \left( \frac{\rho_k}{\rho_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{E_I + E_{II}}, \quad (21.28)$$

где  $E_I + E_{II} = E'_в$  — суммарная располагаемая энергия за периоды свободного выпуска ( $E_I$ ) и продувки ( $E_{II}$ ); значение  $E'_в$  можно получить расчетным путем или при обработке индикаторных диаграмм.

Так как потери энергии в системе ГТН состоят в основном из потерь в компрессоре и потерь в выпускной системе, то  $\eta_s$  можно представить как произведение двух сомножителей

$$\eta_s = \eta_c \eta_{ТКн},$$

где  $\eta_c = \frac{E_{ад.к}}{E'_в}$  — к. п. д. газовойпускной системы, равный отношению энергии импульса перед турбиной  $E_{II}$  к располагаемой энергии выпускных газов  $E'_в$ ;

$\eta_{ТКн} = \frac{E_{ад.к}}{E_{II}}$  — к. п. д. ТК в условиях импульсного потока, определяемый отношением адиабатной работы сжатия в компрессоре  $E_{ад.к}$  к располагаемой энергии импульса перед турбиной  $E_{II}$ ,

$$\eta_{ТКн} = \eta_{ад} \eta_T \eta_{поп},$$

$\eta_{ад}$  — адиабатный к. п. д. компрессора;

$\eta_T$  — к. п. д. турбины на расчетном режиме (при  $p = \text{const}$ );

$\eta_{поп} = \frac{\eta_{ТКн}}{\eta_{ТК}}$  — поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение к. п. д. турбины (при  $p = \text{var}$ ).

Основными потерями энергии в выпускной системе, учитываемыми к. п. д.  $\eta_c$  системы, являются потери теплоты от



расширения газа в объеме выпускной системы без осуществления работы в начальный период выпуска его из цилиндра. Эта потеря зависит в основном от объема выпускной системы и давления в ней в момент открытия выпускных органов, а также от скорости открытия выпускных органов.

Коэффициенты полезного действия  $\eta_{ад}$  и  $\eta_T$  зависят от совершенства конструкции агрегатов с ГТН, правильного согласования характеристик дизеля, турбины и компрессора, а поправочный коэффициент  $\eta_{пол}$ , кроме того, и от системы подвода газа к турбине.

Среднее значение располагаемой энергии импульса в выпускном патрубке турбины за цикл

$$E_{и} = \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} E_T d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1}$$

можно найти интегрированием кривой мгновенного значения располагаемой энергии импульса

$$E_T = G_T H_T,$$

где  $G_T$  — мгновенное значение температуры газа перед турбиной;

$$H_T = \frac{k}{k_1 - 1} R T_T \left( 1 - \pi_T \frac{1 - k_1}{k_1} \right),$$

$H_T$  — мгновенное значение напора;

$T_T$  — мгновенная температура газа перед турбиной.

Энергию импульса рассчитывают по диаграммам изменения давления и температуры перед турбиной.

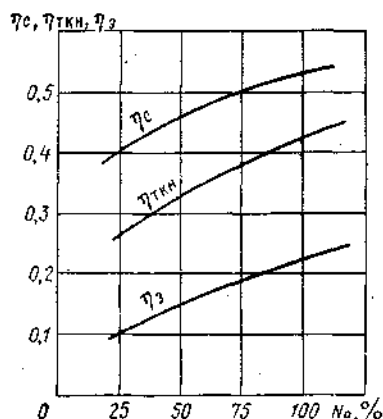


Рис. 21.17. Зависимость  $\eta_c$ ,  $\eta_{TK}$  и  $\eta_z$  от  $N_c$ .

Таблица 21.2

Показатели систем ГТН некоторых судовых МОД [12]

Показатели	Тип МОД					
	5ДКРН 50/110	5ДКРН 74/160	684VT2BF-180	9ДКРН 74/160	RD76	8ДКРН 75/160
Эффективный к. п. д. системы с ГТН	0,21	0,23	0,26	0,31	0,43	0,41
К. п. д. системы подвода газа $\eta_c$	0,52	0,63	0,52	0,72	0,78	0,69
К. п. д. ТК в условиях импульсного наддува $\eta_{TKн}$	0,37	0,37	0,50	0,43	0,55	0,61
Поправочный коэффициент $\eta_{пол}$	0,79	0,74	0,88	0,87	0,96	0,94
К. п. д. ТК при $p = \text{const}$ $\eta_{TK}$	0,46	0,50	0,57	0,49	0,54	0,65
Энергетический к. п. д. $k_E$	1,55	1,49	1,45	1,59	—	—
Коэффициент импульсности $k_N$	1,22	1,07	1,27	1,38	—	—

Одним из показателей систем ГТН является энергетический коэффициент импульсности  $k_E$ , т. е. отношение энергии импульса перед турбиной  $E_n$  к располагаемой энергии газов перед турбиной постоянного давления

$$k_E = E_n / E_p.$$

Эффективный коэффициент импульсности  $k_N$  определяется как отношение мощности импульсной турбины к мощности турбины постоянного давления

$$k_N = k_E \eta_{\text{поп}}.$$

Показатели систем газотурбинного наддува некоторых судовых МОД приведены в табл. 21.2. Из табличных данных следует, что наилучшего использования энергии выпускных газов в системе наддува на номинальном режиме удалось достичь в дизелях типов RD76 (фирма Зульцер) и ЗДКРН 75/160, у которых  $\eta_s$  составляет соответственно 0,43 и 0,41.

Из графика на рис. 21.17 видно, что с уменьшением нагрузки дизеля типа БДКРН 74/160 (от 100 до 25%) значения показателей ГТН ( $\eta_s$ ,  $\eta_{TK}$  и  $\eta_s$ ) падают.

## Глава 22

### ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ В СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

#### 22.1. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ДВИГАТЕЛЯХ

При работе двигателя происходит процесс передачи теплоты от горячих газов к охлаждающей среде через стенки рабочего цилиндра. Передача теплоты в охлаждающую среду является хотя и неизбежным, однако необязательным процессом, так как принцип работы дизеля не требует перехода теплоты через стенки (в отличие от паросиловых установок).

Температуру горячих газов в первом приближении можно определить из характеристического уравнения, а температуру охлаждающей среды (воды, масла) — на основании опытных данных.

При работе двигателей теплопередача осуществляется путем конвекции и лучеиспускания, а также за счет теплопроводности. Теплообмен протекает в условиях сложных физико-химических превращений и пульсирующих изменений состояния газов в цилиндре.

Экспериментальные данные показывают, что периодические колебания температуры наблюдаются только на самой поверхности стенок цилиндра, в основной же массе стенки во время работы двигателя устанавливается стационарный характер изменения температуры, который нарушается только при изменении режимов работы двигателя (например,  $n$  или  $p_c$ ), а также при пусках и реверсировании.

Общий сложный процесс передачи теплоты в цилиндре двигателя можно условно разделить на три последовательно протекающие фазы (рис. 22.1): теплопередачу от горячих газов к стенке цилиндра, через стенку и от стенок к охлаждающей среде.

Теплопередача от горячих газов к стенке происходит как конвекцией (в основном), так и лучеиспусканием. Используя законы Ньютона, а также

Стефана—Больцмана, можно определить общее количество теплоты, передаваемой от газов внутренней поверхности стенок  $F_1$ ,

$$Q_r = \alpha_r (T_r - T_1) F_1 \tau + c [(T_r/100)^4 - (T_1/100)^4] F_1 \tau, \quad (22.1)$$

где  $\alpha_r$  — коэффициент теплоотдачи от газов к стенке;  
 $T_r$  и  $T_1$  — температура газа и внутренней поверхности стенки;  
 $c$  — коэффициент лучеиспускания.

Хотя доля теплоты, передаваемой стенке лучеиспусканием (газов и пламени), относительно велика (по опытным данным 12—18%), в ориентировочных расчетах ею часто пренебрегают вследствие отсутствия надежных данных.

Количество теплоты, передаваемой при установившемся тепловом потоке через плоскую стенку, можно определить из закона Фурье

$$Q_{12} = \frac{\lambda}{\delta} \Delta T F_1 \tau = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2) F_1 \tau, \quad (22.2)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала стенки;

$\Delta T = T_1 - T_2$  — разность температур между внутренней  $T_1$  (горячей) и наружной  $T_2$  (холодной) поверхностями стенки.

Количество теплоты, передаваемой от наружной поверхности стенки  $F_2$  к охлаждающей среде

$$Q_b = \alpha_b (T_2 - T_b) F_2 \tau, \quad (22.3)$$

где  $\alpha_b$  — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенки к охлаждающей среде;

$T_b$  — средняя температура охлаждающей среды, К.

Из приведенных уравнений для тепловых потоков всех трех фаз процесса теплопередачи следует, что для заданных  $F$  и  $\tau$  тепловые потоки пропорциональны соответствующей разности температур  $\Delta T$  и коэффициенту теплоотдачи  $\alpha$ .

При нормальной работе с постоянной нагрузкой тепловой режим, при котором отдельные тепловые потоки равны между собой ( $Q_r = Q_{12} = Q_b = Q$ ), считается установившимся. Примем, кроме того, что поверхность  $F_1 = F_2 = F$ . Тогда частные разности температур (напоры) составляют

$$T_r - T_1 = \frac{Q}{\alpha_r F \tau}; \quad T_1 - T_2 = \frac{Q}{\lambda} \frac{\delta}{F \tau}; \quad T_2 - T_b = \frac{Q}{\alpha_b} \frac{1}{F \tau}. \quad (22.4)$$

Суммируя уравнения (22.4), находим полную разность температур от газа к охлаждающей воде

$$T_r - T_b = \frac{Q}{F \tau} \left( \frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b} \right). \quad (22.5)$$

Следовательно, общее количество переданной теплоты

$$Q = \frac{(T_r - T_b) F \tau}{1/\alpha_r + \delta/\lambda + 1/\alpha_b} = k (T_r - T_b) F \tau, \quad (22.6)$$

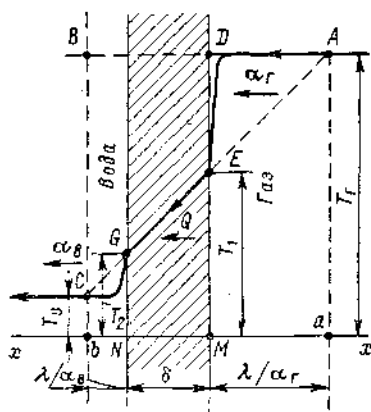


Рис. 22.1. Схема передачи теплоты через плоскую стенку.

где общий коэффициент теплопередачи от газа к охлаждающей среде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b}}. \quad (22.7)$$

Величину, обратную  $k$ , т. е.  $\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b}$ , называют *общим термическим сопротивлением* теплопередаче, состоящим из трех частных термических сопротивлений.

Если к стенке, имеющей общее термическое сопротивление  $1/k$ , присоединить вплотную добавочную стенку с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_1$ , то общее термическое сопротивление

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_b}; \quad \frac{k_1}{k} = \frac{1}{1 + \frac{\delta_1}{\lambda_1} k}.$$

Следовательно, в случае образования на стенке слоя накипи, солей или других отложений  $k$  уменьшается, а термическое сопротивление возрастает, что может привести к перегреву стенки при эксплуатации.

Температуру поверхности стенки  $T_1$  и  $T_2$  можно найти из уравнения (22.4). Принимая  $F = 1 \text{ м}^2$ ,  $\tau = 1 \text{ ч}$  и вводя  $q = Q/F\tau$ , получаем

$$T_1 - T_b = q/(\delta/\lambda + 1/\alpha_b) \quad \text{или} \quad q = \frac{T_1 - T_b}{\delta/\lambda + 1/\alpha_b}.$$

Обозначив термическое сопротивление теплопередаче от внутренней поверхности стенки к воде через  $1/\beta = \delta/\lambda + 1/\alpha_b$  и подставив

$$q = \alpha_r(T_r - T_1) = \alpha_r T_r - \alpha_r T_1,$$

найдем

$$\beta(T_1 - T_b) = \alpha_r T_r - \alpha_r T_1,$$

откуда мгновенная температура поверхности стенки со стороны газа

$$T_1 = \frac{\alpha_r T_r + \beta T_b}{\alpha_r + \beta}. \quad (22.8)$$

Мгновенную температуру наружной поверхности стенки со стороны охлаждающей воды  $T_2$  можно определить из уравнения (22.4). Зная  $T_1$  и  $Q_1$ , определяем

$$T_2 = T_1 - q \frac{\delta}{\lambda}. \quad (22.9)$$

Как уже отмечалось, температурные колебания на поверхности стенки незначительны, и ими можно пренебречь, поэтому в расчетах можно принимать средние значения

$$(T_1)_{\text{ср}} = \frac{(\alpha_r T_r)_{\text{ср}} + \beta T_b}{(\alpha_r)_{\text{ср}} + \beta}; \quad (T_2)_{\text{ср}} = (T_1)_{\text{ср}} - q \frac{\delta}{\lambda}, \quad (22.10)$$

где  $(\alpha_r T_r)_{\text{ср}}$  и  $(\alpha_r)_{\text{ср}}$  определяют посредством планиметрирования площадей под кривыми  $\alpha_r = f(\varphi)$  и  $\alpha_r T_r = f(\varphi)$ , а величина

$$q_{\text{стан}} = (\alpha_r T_r)_{\text{ср}} - (\alpha_r)_{\text{ср}} (T_1)_{\text{ср}}. \quad (22.11)$$

Температуру  $T_1$  и  $T_2$  можно найти также графически при известных значениях  $T_r$  и  $T_b$ , если исходить из линейного распределения температуры в стенке.

Термические сопротивления при переходе теплоты от газа к стенке и от стенки к охлаждающей воде можно заменить сопротивлениями фиктив-

ных твердых стенок, имеющих такие же толщины, как и действительные стенки. Если толщина этих стенок

$$\Delta_r = \frac{\lambda}{\alpha_r} \text{ и } \Delta_b = \frac{\lambda}{\alpha_b},$$

то общая толщина фиктивной стенки

$$\Delta = \frac{\lambda}{\alpha_r} + \delta + \frac{\lambda}{\alpha_b}.$$

Построим сначала реальную стенку с толщиной  $\delta$  (в любом масштабе), отложим от нее в таком же масштабе по одну сторону значения  $\lambda/\alpha_r$ , а по другую  $\lambda/\alpha_b$  (см. рис. 22.1). Из крайних точек по вертикали отложим значения температуры  $T_r$  и  $T_b$  (в произвольном масштабе). Точки пересечения прямой  $AC$  с поверхностями действительной стенки  $E$  и  $G$  дают значения  $T_1$  и  $T_2$ . Действительно, из подобия треугольников  $ABC$  и  $ADE$  вытекает, что  $DE/BC = AD/AB$ , откуда

$$DE = BC \frac{AD}{AB} = (T_r - T_b) \frac{\lambda/\alpha_r}{\lambda/\alpha_r + \delta + \lambda/\alpha_b} = k \frac{T_r - T_b}{\alpha_r} = q/\alpha_r,$$

где  $q$  — удельный тепловой поток. Так как  $q/\alpha_r = T_r - T_1$ , то отрезок  $ME = MD - ED = T_1$ . Аналогично этому получим, что отрезок  $NG = T_2$ .

## 22.2. РЕЗУЛЬТИРУЮЩАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА

Мгновенные значения температуры газа можно найти непосредственно из характеристического уравнения

$$pV = GRT,$$

где  $p = f(\varphi)$  и  $V = f(\varphi)$  определяют из индикаторной диаграммы двигателя.

Масса воздуха на линии сжатия  $G_1 = \mu L (1 + \gamma_r)$ , на линии сгорания — расширения  $G_2 = \mu \beta L (1 + \gamma_r)$ , где  $\beta$  — коэффициент молекулярного изменения.

При графическом построении температурной кривой, пренебрегая незначительной разницей между  $G_1 R_1$  и  $G_2 R_2$ , можно принять

$$G_1 R_1 \approx G_2 R_2 = \text{const.}$$

В этом случае для построения диаграммы изменения температуры газа используют индикаторную диаграмму двигателя (рис. 22.2). На чертеже приравнивают значение  $T_c$  к давлению  $p_c$ , а объем  $V_c$  к произведению  $GR$ . Для определения температуры в произвольной точке процесса сжатия  $m$  проводим из этой точки горизонталь до пересечения с вертикалью  $cs$  в точке  $n$ . Проведя через  $n$  луч из начала координат до пересечения в точке  $p$  с вертикалью через точку  $t$ , найдем ординату  $pq$ , соответствующую искомой температуре. Характер изменения температур газа в четырех- и двухтактном дизелях показан на рис. 22.3.

На рис. 22.4 приведена зависимость температуры газа в двухтактном дизеле от  $p_i$ , из которой видно, что при полной нагрузке температура

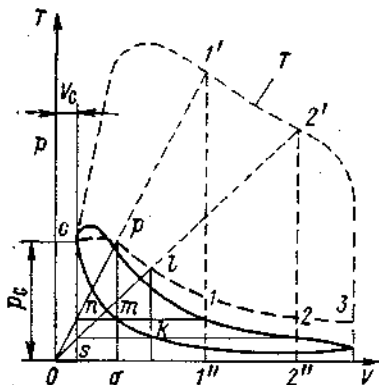


Рис. 22.2. Построение диаграммы температуры газа.

газа за цикл изменяется от 50 до 1500° С, а при  $1/3$  нагрузки ( $p_i = 2,8 \text{ кгс/см}^2$ ) от 50 до 600° С.

При определении стационарного теплового потока целесообразно исходить не из средней планиметрической температуры газа

$T_{\text{ср}} = \frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} T d\tau$ , а из средней результирующей температуры по теплопере-

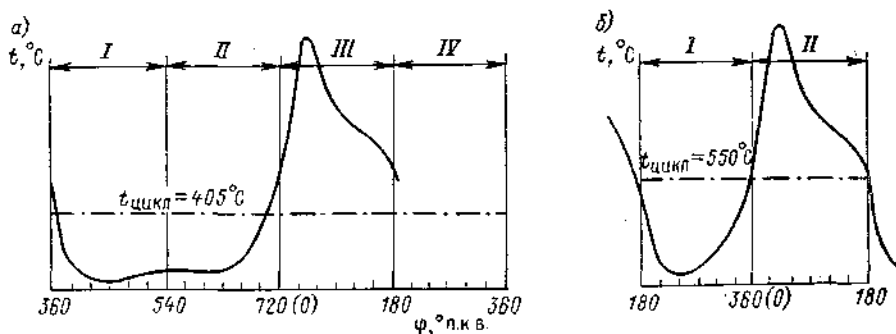


Рис. 22.3. Характер изменения температуры газа в четырехтактном (а) и двухтактном (б) дизелях.

даче  $T_{\text{рез}}$ , значением которой определяется интенсивность теплообмена. Результирующую температуру  $T_{\text{рез}}$  можно определить из условия, что количество теплоты, передаваемой при пульсирующем потоке единице поверхности стенки за время одного цикла  $\tau_0$ , равно количеству теплоты, передаваемой стенке в предположении стационарного потока,

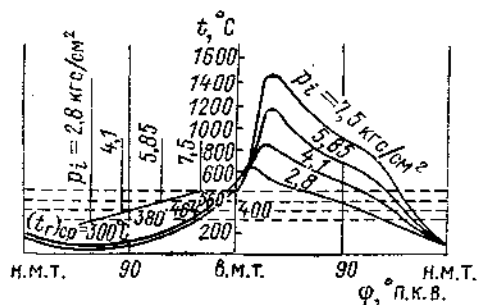


Рис. 22.4. Зависимость температуры газа от  $p_i$  двухтактного дизеля.

$$\int_0^{\tau_0} \alpha_r [T_r - (T_1)_{\text{ср}}] d\tau = (\alpha_r)_{\text{ср}} [T_r]_{\text{рез}} - (T_1)_{\text{ср}} \tau_0.$$

Принимая температуру поверхности стенки  $T_1$  со стороны газов постоянной, найдем

$$(T_r)_{\text{рез}} = \frac{\int_0^{\tau_0} \alpha_r T_r d\tau}{\int_0^{\tau_0} \alpha_r d\tau} = \frac{(\alpha_r T_r)_{\text{ср}}}{(\alpha_r)_{\text{ср}}} \quad (22.12)$$

Следовательно, результирующая температура газа  $(T_r)_{\text{рез}}$  определяется как отношение средних значений  $(\alpha_r T_r)_{\text{ср}}$  и  $(\alpha_r)_{\text{ср}}$ , которые можно подсчитать планиметрированием площадей под кривыми  $\alpha_r$  и  $\alpha_r T_r$ , в функции от  $\varphi_{\text{н.к.в.}}$ .

Результирующая температура  $(T_r)_{\text{рез}}$  выше, чем средняя  $(T_r)_{\text{ср}}$ , так как коэффициент теплоотдачи  $\alpha_r$  от газа к стенке достигает наибольших значений при высокой температуре газа.

На основании ряда расчетов установлено, что при полной нагрузке судовых дизелей (без наддува)

$$(t_r)_{\text{рез}} = (1,6 \div 1,8) (t_r)_{\text{ср}} \text{ — четырехтактных;}$$

$$(t_r)_{\text{рез}} = (1,4 \div 1,6) (t_r)_{\text{ср}} \text{ — двухтактных.}$$

Значения  $(t_r)_{рез} = f(p_i)$ , полученные на базе рис. 22.4, показывают также, что при изменении средних  $p_i$  результирующая средняя температура  $(t_r)_{рез}$  превышает  $(t_r)_{ср}$ :

$p_i$ , кгс/см <sup>2</sup>	3	4	5	6	7	7,5
$(t_r)_{рез}/(t_r)_{ср}$	1,76	1,65	1,5	1,38	1,3	1,3

Другими словами, с уменьшением нагрузки (при  $n = \text{const}$ ) отношение температур  $(t_r)_{рез}/(t_r)_{ср}$  возрастает от 1,3 до 1,76.

### 22.3. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОТДАЧИ

Нахождение коэффициентов теплоотдачи от горячих газов к стенкам цилиндра  $\alpha_r$  — одна из наиболее сложных задач при исследовании процессов теплопередачи в двигателях.

Как уже было указано, процесс передачи теплоты от газов к стенкам является нестационарным и зависит от целого ряда изменяющихся факторов: неоднородности значений  $T_r$  и  $\alpha_r$  по объему газа, цикловых изменений температуры на горячих поверхностях стенок, особенностей рабочего процесса и конструкции двигателей.

Из большого количества полуэмпирических формул для определения  $\alpha_r$  выберем только наиболее проверенные и распространенные для судовых дизелей. Одну из первых формул для  $\alpha_r$  предложил Нуссельт на основании опытов в калориметрических бомбах

$$\alpha_r = 0,99 \sqrt[3]{p^2 T} (1 + 1,24 c_m) + \frac{c [(T_r/100)^4 - (T_{ст}/100)^4]}{T_r - T_{ст}}. \quad (22.13)$$

В этой формуле Нуссельт, во-первых, переоценил влияние завихрений внутри цилиндра (множителем 1,24 при  $c_m$ ) и, во-вторых, преуменьшил долю лучистой теплоты (менее 3%), тогда как по современным оценкам она составляет от 12 до 18% (на номинальном режиме).

Н. Р. Бриллинг на основании своих работ предложил для ВОД видоизмененную формулу  $\alpha_r$ , в которой сохранена основная структура уравнения (22.13), однако множитель при  $c_m$  уменьшен до 0,185

$$\alpha_r = 0,99 \sqrt[3]{p^2 T} (2,45 + 0,185 c_m). \quad (22.14)$$

Им же было установлено, что данную формулу можно использовать для дизелей с различными системами смесеобразования за счет изменения величины 2,45 (см. выражение в круглых скобках).

Наиболее приемлемой для судовых дизелей оказалась формула, предложенная Эйхельбергом,

$$\alpha_r = 2,1 \sqrt[3]{p T} \sqrt[3]{c_m}, \quad (22.15)$$

в которой лучеиспускание косвенно учитывается более значительным влиянием температуры на  $\alpha_r$  ( $\sqrt[3]{T}$  вместо  $\sqrt[3]{T}$  по Нуссельту).

По современным данным [4], при форсировании судовых МОД по наддуву целесообразно использовать видоизмененную формулу Эйхельберга

$$\alpha_r = 2,1 \sqrt[3]{p T} \sqrt[3]{c_m} \sqrt[3]{p_k}, \quad (22.16)$$

где  $p_k$  — давление наддува.

Пфлаум (1961 г.) предложил формулу, предназначенную в основном для четырехтактных дизелей с разделенными камерами сгорания и ГТН,

$$\alpha_r = f(p_k) \sqrt{pT} [6,2 - 5,2 \cdot 5,7^{-0,1c_m} + 0,025c_m], \quad (22.17)$$

где для крышки и поршня  $f(p_k) = 2,3p_k^{1/4}$ , а для втулки цилиндра  $f(p_k) = 0,8p_k^{2/3}$ .

По данным ЦНИДИ, формулу Пфлаума можно применять при  $f(p_k) = 0,8p_k^{2/3}$  ко всем поверхностям цилиндра (поршня, втулки и крышки) ВОД малых и средних размеров с неразделенной камерой сгорания.

Вошни (1970 г.) на базе исследования судовых МОД предложил следующую формулу:

$$\alpha_r = 110D^{-0,22}p_0^{0,78}T^{-0,52} \left[ c_{1z}c_{1k}c_m + c_2 \frac{T_a V_s}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0,78}, \quad (22.18)$$

где  $c_{1z}$ ,  $c_{1k}$ ,  $c_2$  — эмпирические постоянные соответственно для периодов наполнения, сжатия и расширения;

$p_a$ ,  $V_a$ ,  $T_a$  — давление, объем и температура в начале сжатия;  
 $p_0$  — давление воздуха на входе в цилиндр.

Для двигателей с неразделенными камерами постоянные  $c_{1z} = 6,16$ ,  $c_{1k} = 2,28$  и  $c_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ .

Рядом исследователей предложены аналогичные формулы для определения  $\alpha_r$ .

К сожалению, все рассмотренные формулы, полученные в результате исследований, проведенных на различных типах двигателей, пригодны в основном для определенных групп дизелей, имеющих аналогичные характеристики рабочего цикла. Кроме того, недостатком всех приведенных формул является то, что постоянные эмпирические коэффициенты относятся к номинальному режиму, тогда как судовые дизели работают, в основном, по скоростным характеристикам; в этих случаях необходимо иметь для долевых режимов дополнительные зависимости изменения постоянных коэффициентов от режимов работы судового дизеля.

Таким образом, принимая во внимание чрезвычайное разнообразие условий теплопередачи у дизелей различных конструкций с разными системами смесеобразования и сгорания и степенью форсировки как по  $p_i$ , так и по  $n$ , не представляется возможным дать общую для всех типов дизелей достаточно точную формулу для определения  $\alpha_r$ . Однако для практических целей и сопоставления теплонапряженности дизелей в различных условиях его работы достаточно иметь приближенные формулы, пригодные для двигателей определенной группы, а также данного процесса смесеобразования и сгорания.

Коэффициент теплоотдачи от горячих стенок к охлаждающей воде  $\alpha_w$ , по опытным данным, изменяется примерно в пределах от 1000 до 2500 ккал/(м<sup>2</sup>·°С·ч). Величина  $\alpha_w$  зависит в основном от скорости циркуляции охлаждающей среды  $w$  и свойств охлаждающей поверхности. Коэффициент теплоотдачи от втулки цилиндра к охлаждающей воде можно определить в первом приближении по формуле Зоннекена

$$\alpha_w \approx 300 + 1800 \sqrt{w}, \quad (22.19)$$

где  $w \approx 0,25 \div 1,7$  м/с.

Так как в верхнем поясе втулки для интенсификации отвода теплоты обычно предусматривают охлаждаемые каналы, то можно считать, что в нижней и средней частях втулки  $\alpha_w = 1900 \div 2100$  ккал/(м<sup>2</sup>·°С·ч), а в верхней части втулки  $\alpha_w = 2400 \div 2600$  ккал/(м<sup>2</sup>·°С·ч).



Температура воды в замкнутых системах охлаждения втулок обычно находится в пределах от 60 до 70° С.

По данным зарубежных фирм, у судовых МОД коэффициенты теплоотдачи у поршней изменяются в следующих пределах:

$\alpha$ , ккал/(м<sup>2</sup>·°С·ч)

При охлаждении:

маслом . . . . .	1200—1800
водой . . . . .	2000—4000

Более подробные данные по температурным полям основных деталей МОД приведены ниже.

## 22.4. ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

На основе индикаторной диаграммы двигателя строим кривую температуры газа  $T = f(\varphi)$  в функции от угла п. к. в. Далее по одной из выбранных формул для  $\alpha_r$  строим кривую изменения коэффициента теплоотдачи от газа к стенке  $\alpha_r = f(\varphi)$ . Для судовых МОД и СОД с неразделенными камерами рекомендуется пользоваться формулой Эйхельберга. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенки к охлаждающей воде  $\alpha_w$  можно определить из уравнения (22.19). Затем строим кривую произведения  $\alpha_r T_r$ . Планиметрируя площади под кривыми  $\alpha_r$  и  $\alpha_r T_r$ , находим их средние значения  $(\alpha_r)_{cp}$  и  $(\alpha_r T_r)_{cp}$ . Тогда средняя результирующая температура по теплопередаче

$$(T_r)_{рез} = (\alpha_r T_r)_{cp} / (\alpha_r)_{cp}.$$

Средняя температура поверхности стенки  $(T_1)_{cp}$ , К, со стороны газа определяется по формуле (22.10)

$$(T_1)_{cp} = \frac{(\alpha_r T_r)_{cp} + \beta T_w}{(\alpha_r)_{cp} + \beta}.$$

Тепловой поток от газа к стенке для стационарного режима

$$q_{стат} = (\alpha_r T_r)_{cp} - (\alpha_r)_{cp} (T_1)_{cp}.$$

Температуру стенки со стороны охлаждающей воды  $(T_2)_{cp}$  определяют по формуле (22.10). Принимая линейный закон падения температуры через стенку, средняя температура стенки (нейтральный слой)

$$T_{cp} = \frac{(T_1)_{cp} + (T_2)_{cp}}{2}.$$

Результаты расчетного определения параметров теплопередачи четырехтактного дизеля К6В 30/45 с высоким ГТН показаны на рис. 22.5 и 22.6. Кроме того, на рис. 22.7 приведены общие характеристики теплопередачи дизеля, из которых видно следующее:

— средняя результирующая температура газов  $t_{r, рез}$  возрастает от 660 до 874° С;

— средний коэффициент теплопередачи от газов к стенке  $(\alpha_r)_{cp}$  повышается от 220 до 390 ккал/м<sup>2</sup>·°С;

— удельный тепловой поток в днище крышки  $q$  увеличивается от  $1,2 \cdot 10^5$  до  $2,5 \cdot 10^5$  ккал/(м<sup>2</sup>·ч);

— температура днища крышки  $t_{к1}$  возрастает от 140 до 220° С (выпускная сторона).

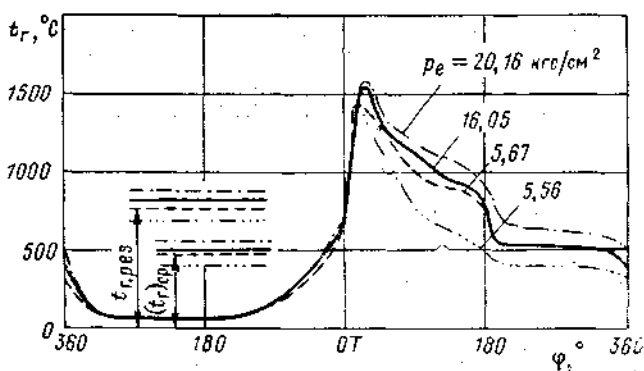


Рис. 22.5. Кривые изменения температуры газа при различных  $p_e$ .

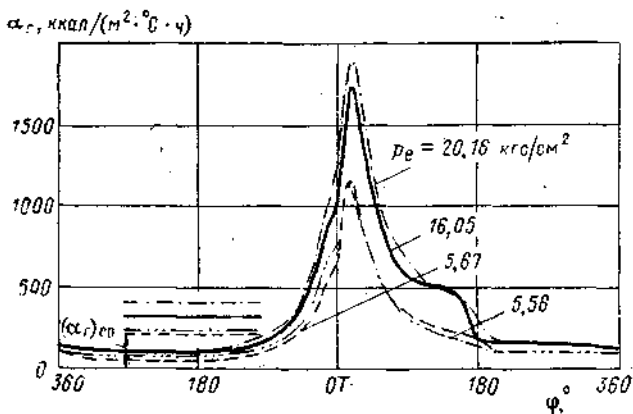


Рис. 22.6. Кривые изменения  $\alpha_g$  при различных  $p_e$ .

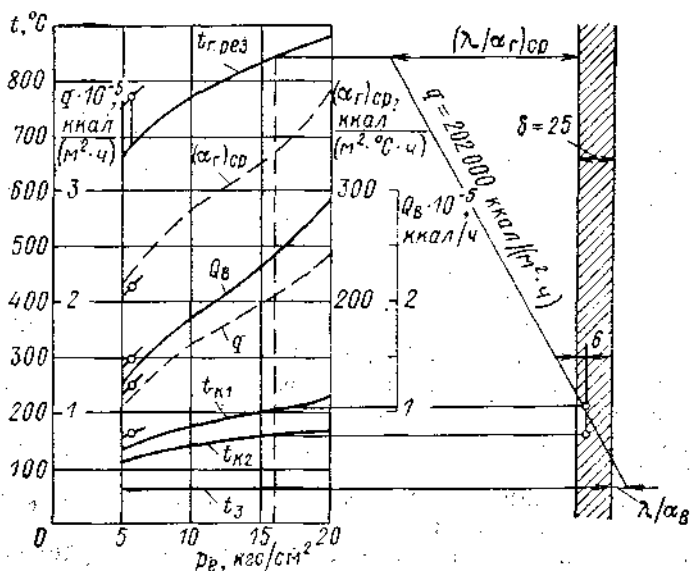


Рис. 22.7. Характеристика теплопередачи четырехтактного дизеля с высоким наддувом при изменении  $p_e$ .

Как видно из приведенной ниже таблицы, относительные потери в охлаждающую воду  $a$  с увеличением  $\lambda_n$  падают.

Параметры	Двигатель				
	без наддува		с наддувом		
$p_e$ , кгс/см <sup>2</sup>	5,67	5,56	12,1	16,05	20,1
$\lambda_n$	1,0	0,94	2,14	2,83	3,55
$a$ , %	100	94	76	66	63

Другими словами, относительные потери в охлаждающую воду при высоком наддуве (например, при  $\lambda_n = 2,83$ ) составляют всего  $2/3$  от потерь при номинальном режиме, что является благоприятным фактором с точки зрения теплонапряженности охлаждаемых стенок.

## 22.5. ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В наиболее тяжелых условиях работы находятся детали двигателя, образующие камеру сгорания и подвергающиеся воздействию мгновенной высокой температуре газов, достигающей 1500—1600° С. К этим деталям относятся, как известно, крышка рабочего цилиндра, головка поршня и верхняя часть втулки цилиндра.

К конструкции, материалам и системам охлаждения этих сложных и ответственных деталей предъявляют следующие требования: обеспечение эффективного отвода тепла от горячих деталей; поддержание нормальной температуры стенок, не превышающей допустимую для используемых материалов; применение высококачественных и жаростойких материалов; создание условий, обуславливающих надежную работу и длительные сроки службы при эксплуатации.

Существующие критерии теплонапряженности дают возможность судить только об условных средних удельных потоках тепла (относимых обычно ко всей охлаждаемой поверхности цилиндра). В действительности же понятие теплонапряженности деталей двигателей значительно шире и должно характеризовать влияние целого комплекса показателей работоспособности горячих деталей: например, особенностей рабочего цикла, конструктивного выполнения деталей, систем охлаждения, условий эксплуатации; величины и интенсивности местных тепловых потоков; наибольших допустимых механических и температурных напряжений [4].

**Теплоотдача в охлаждающую среду.** Средний удельный тепловой поток через единицу поверхности охлаждения можно определить непосредственно из данных теплового баланса двигателя, полученных экспериментальным путем,

$$(q_{охл})_{ср} = \frac{Q_{охл}}{F_{охл}},$$

где  $Q_{охл}$  — количество тепла, переданного в охлаждающую среду;  
 $F_{охл}$  — полная охлаждаемая поверхность рабочего цилиндра, м<sup>2</sup>.

На  $Q_{охл}$  значительное влияние оказывает относительная величина охлаждаемой поверхности цилиндра

$$f_{охл} = \frac{F_{охл}}{V_S}.$$

С увеличением основных размеров цилиндра ( $D$  и  $S$ )  $f_{\text{охл}}$  уменьшается и, следовательно, снижается относительная величина теплоотдачи в воду.

Экспериментальные исследования показывают, что величина местных удельных тепловых потоков значительно отличается от  $(q_{\text{охл}})_{\text{ср}}$  (отнесенных ко всей поверхности цилиндра). Например, у дизеля 5ДКРН 74/160 (рис. 22.8) при среднем полном потоке  $(q_{\text{охл}})_{\text{ср}} = 56,4 \cdot 10^3$  ккал/(м<sup>2</sup>·ч) частные местные тепловые потоки в характерных сечениях днища поршня на диаметре 450 мм (т. е. 60% полного  $D$ )  $(q_{\text{охл}})_n = 150 \cdot 10^3$  ккал/(м<sup>2</sup>·ч), втулки цилиндра в зоне камеры сгорания  $(q_{\text{охл}})_{\text{вт}} = 87 \cdot 10^3$  ккал/(м<sup>2</sup>·ч)

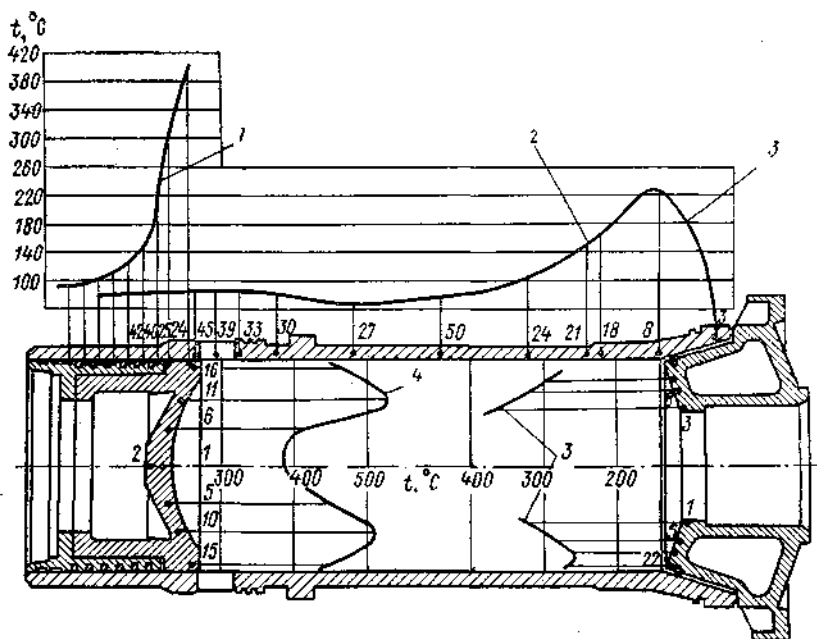


Рис. 22.8. Кривые изменения температуры цилиндропоршневой группы дизеля 5ДКРН 74/160.

1 — направляющая поршня; 2 — втулка цилиндра; 3 — днище крышки; 4 — днище поршня.

и крышки на диаметре 450 мм  $(q_{\text{охл}})_k = 83,9 \cdot 10^3$  ккал/(м<sup>2</sup>·ч). Другими словами, наибольшие местные удельные потоки у основных горячих деталей камеры сгорания дизеля превышают средние  $(q_{\text{охл}})_{\text{ср}}$  в 1,5—2,7 раза [12].

На эффективный отвод тепла от горячих деталей оказывает влияние выбор конструкции детали, рациональной системы охлаждения, а также рода охлаждающей среды.

Из трех основных систем охлаждения поршня (рис. 22.9), т. е. разбрызгиванием, циркуляцией и взбалтыванием, наиболее эффективной является последняя (особенно в сочетании с конструкцией отъемной головки поршня). В отличие от циркуляционного охлаждения при взбалтывании в теплообмене принимает участие почти вся масса охлаждающего масла (а не только пограничный слой). По данным фирмы S. E. M. T. (четырёхтактный дизель PC2 с  $D = 40$  см,  $S = 46$  см и  $p_e = 15$  кгс/см<sup>2</sup>) коэффициент теплоотдачи поршня при циркуляционном масляном охлаждении  $(\alpha_m)_{\text{цирк}} \approx 1100$  ккал/(м<sup>2</sup>·°C·ч), а при взбалтывании  $(\alpha_m)_{\text{взб}} \approx 2500$  ккал/(м<sup>2</sup>·°C·ч).

На рис. 22.10, а показаны два различных варианта поршня СОД типа С420SS фирмы G. M. T. с  $N_{\text{сц}} = 600$  л. с. при  $n = 480$  об/мин и  $p_e =$

$= 16,2 \text{ кгс/см}^2$ : составной со стальной головкой (I) и цельнолитой из алюминиевого сплава с залитым в головку змеевиком для охлаждения поршня (II). Температура в характерных точках поршня I ниже, чем у поршня II, благодаря использованию более эффективного метода охлаждения путем взбалтывания. Дополнительным преимуществом варианта I является обеспечение меньших зазоров между стальной головкой и втулкой.

Примером современной конструкции поршня с охлаждением взбалтыванием может служить составной поршень дизеля 16ЧН 26/26 мощностью 4000 л. с. при  $n = 1000 \text{ об/мин}$  и  $p = 16,3 \text{ кгс/см}^2$  с головкой из жаростойкой стали и тронка из алюминиевого сплава (рис. 20.10, б). Масло подается в головку через сверления в шатуне и алюминиевом стакане сначала в центральную полость охлаждения, а затем в кольцевую периферийную полость головки.

Эффективным мероприятием для интенсификации отвода теплоты является переход с масляного охлаждения поршней на водяное (в МОД). Некоторые зарубежные фирмы (например, Бурмейстер и Вайн) применяют масляное охлаждение для всего мощного ряда дизелей (до наиболее высоких значений  $N_{\text{см}}$  и  $p_e$ ) или используют для охлаждения поршней

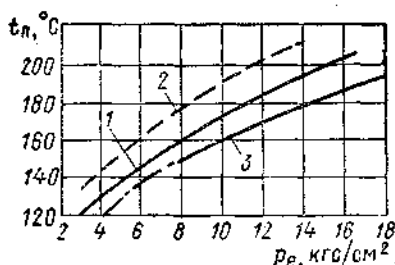


Рис. 22.9. Температура поршня дизеля фирмы S. E. M. T. в зоне верхнего кольца при охлаждении разбрызгиванием (1), без охлаждения (2) и взбалтыванием (3).

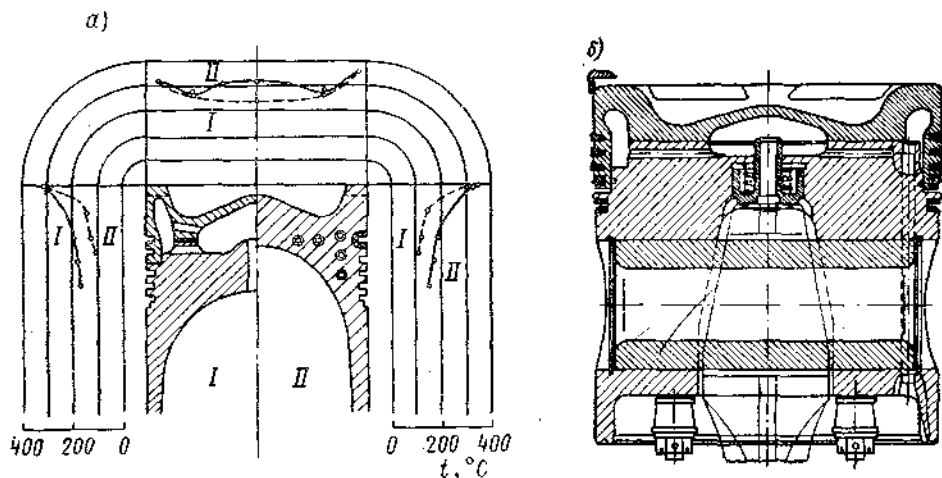


Рис. 22.10. К характеристике способа взбалтывания: а — сравнение температуры головок составной (I) и цельной (II) поршней; б — поршень дизеля 16ЧН 26/26.

пресную воду (например, фирма Зульцер). Из рис. 22.11 видно, что при переходе на охлаждение водой (при  $p_e = 10 \text{ кгс/см}^2$ ) температура на наружной (точка 1) и внутренней (точка 2) поверхностях днища МОД снижается на  $150^\circ\text{C}$ , а в зоне первого поршневого кольца (точка 3) — на  $70^\circ\text{C}$ .

К вспомогательным мероприятиям, направленным на увеличение отвода тепла от поршня, относятся повышение производительности, давления и скорости охлаждающей среды, утонение горячих стенок поршней (при стальных днищах), оребрение днищ с внутренней стороны для увеличе-

ния поверхности отвода тепла и подкрепления тонкостенных днищ поршней (у дизелей с диаметром цилиндра не более 250 мм) и др.

**Температурные поля и максимальные температуры деталей.** Как показывают экспериментальные данные, тепловое состояние горячих деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) в значительной мере определяется температурными полями, распределением температуры и максимальной температурой отдельных характерных точек деталей. Приведем ряд экспериментальных данных по тепловому состоянию деталей ЦПГ наиболее напряженных мощных судовых МОД.

Как видно из рис. 22.8, максимальные значения температуры в стенках крышки достигают 330 и 370° С (в точках 5 и 3),

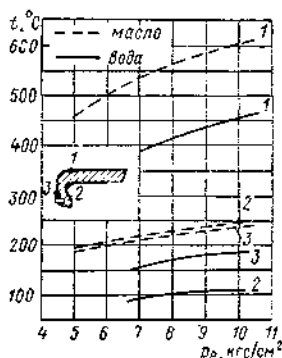


Рис. 22.11. Охлаждение поршня МОД маслом или водой.

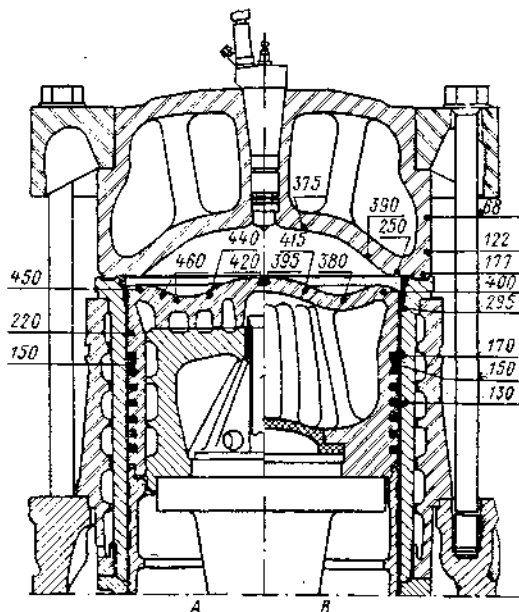


Рис. 22.12. Температура горячих деталей камеры сгорания МОД фирмы Г. М. Т. типа 1060S при охлаждении поршня маслом (А) или водой (В).

днища поршня — 515 и 530° С (в точках 10 и 11), в верхней части втулки цилиндра — 220° С (точка 8), в зоне первого поршневого кольца — 140° С (точка 40).

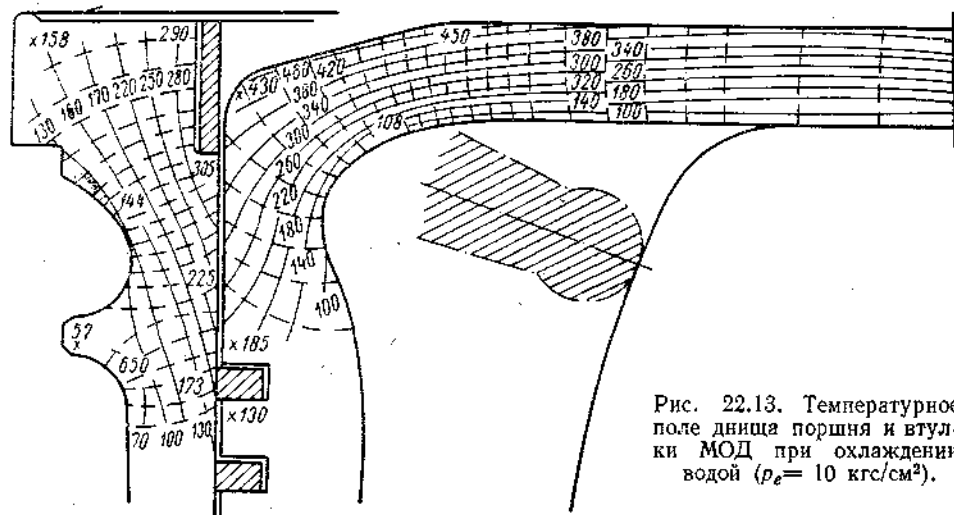
В дизеле фирмы Г. М. Т. типа 1060S с  $N_{\text{ед}} = 4000$  л. с. при  $p_e = 10,13$  кгс/см<sup>2</sup> и  $n = 106$  об/мин (рис. 22.12) наибольшая температура крышки достигает 375—390° С, днища поршня при охлаждении маслом (А) — 440—460° С и при охлаждении водой (В) — 380—415° С (т. е. на 50—60° ниже), втулки цилиндра (при поршне, охлаждаемом водой) — 170—295° С; в зоне первого кольца — 150° С (при охлаждении маслом или водой).

На рис. 22.13 приведены температурные поля днища поршня и верхней части втулки дизеля RSAD76 фирмы Зульцер при охлаждении поршня водой ( $p_e = 10$  кгс/см<sup>2</sup>). Днище поршня подкреплено ребрами, что дает возможность утонить его примерно до  $\delta = 0,07D$ . При повышенной степени наддува ( $\lambda_n = 1,45$ ) температура с огневой и охлаждаемой сторон днища составляет соответственно в центре 400 и 75° С (т. е. осевая разность температур  $\Delta t = 325^\circ \text{С}$  или 60° С на 1 см) и на периферии 460 и 100° С. В целях предохранения от коррозии днище изготавливают из жаростойких нержавеющей сортов стали, а охлаждающую пресную воду подвергают специальной обработке. Равномерность распределения тем-

пературы в днище поршня высокая, что объясняется плоской формой днища и рациональной системой охлаждения водой.

Температурные поля поршня и втулки (рис. 22.14) дизеля фирмы Бурмейстер и Вайн типа VT2BF 84/180 при  $n = 110$  об/мин и  $p_c = 8,62$  кгс/см<sup>2</sup>, полученные на интеграторе ЭГДА 9/60 [4], показали хорошее совпадение с опытными данными, а следовательно, и целесообразность их использования при работе дизеля на различных режимах.

Большое количество экспериментальных данных по тепловому состоянию деталей ЦПГ современных типов судовых МОД позволяет выявить



наиболее напряженные в тепловом отношении характерные зоны на огневых поверхностях деталей, образующих камеру сгорания. Ниже приведены рекомендуемые для судовых МОД ориентировочные пределы максимально допустимой температуры отдельных деталей ЦПГ (при номинальной нагрузке).

	<i>t</i> , °C
Днище съемной головки поршня при охлаждении	
маслом . . . . .	450—550
водой . . . . .	400—450
Днище крышки цилиндра . . . . .	300—400
Втулка в зоне камеры сгорания . . . . .	180—200
Зона у канавки первого кольца . . . . .	140—160
Выпускные клапаны . . . . .	600—700

В наиболее тяжелых условиях работает первое (верхнее) уплотнительное поршневое кольцо, подвергающееся непосредственному воздействию горячих газов, проникающих через зазор (между головкой и цилиндром), с давлением, примерно равным давлению в камере сгорания. В результате сильного нагрева первого кольца при относительно высокой температуре нижней (опорной) стенки поршневой канавки (свыше 200—220° С) образуется масляный нагар и поршневое кольцо пригорает в канавке, т. е. полностью выходит из строя. В связи с этим при конструировании головки поршня обращают особое внимание на местный эффективный отвод тепла от поршневых колец. Несмотря на форсирование дизелей по наддуву, удалось значительно снизить температуру нижней стенки поршневой канавки первого кольца (до 130—100° С) и тем самым продлить срок службы колец.

Возрастание температуры днищ поршней на диаметрах  $D_{i \max} \approx 0,6D$  до максимальной (в особенности при плоской камере сгорания или камере типа Гессельмана объясняется интенсивным процессом горения в кольцевых зонах вершин факелов топлива (при центрально расположенной форсунке).

Отметим ряд вспомогательных средств для снижения теплового уровня деталей: тепловые барьеры (в поршне) для защиты первого кольца от перегрева; стальные жаростойкие прокладки между горячим стальным днищем и направляющей из алюминиевого сплава; теплоизоляционные керамические покрытия, наносимые на поверхность днища специальными методами, и др.

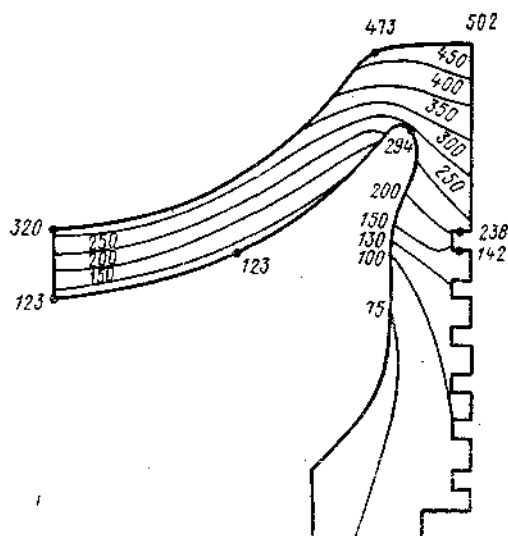


Рис. 22.14. Температурное поле головки поршня дизеля типа VT2BF 84/180, полученное на ЭГДА 9/60.

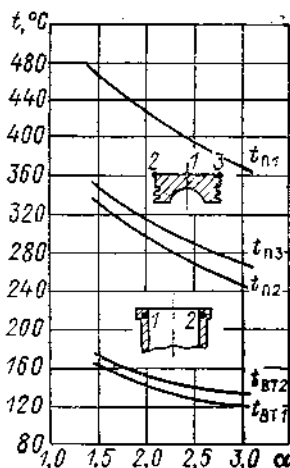


Рис. 22.15. Зависимость температуры неохлаждаемого поршня и втулки двухтактного дизеля от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

**Влияние параметров рабочего цикла на теплонапряженность дизелей.** Среднюю температуру цикла можно снизить за счет увеличения коэффициента избытка воздуха при сгорании  $\alpha$ . В свою очередь, повышение  $\alpha$  сопровождается снижением температуры стенок, а также теплового потока через стенки. С увеличением  $\lambda_n$  за счет более эффективного использования энергии выпускных газов (например, при переходе на двухступенчатое расширение газов) можно повысить  $\alpha$  до 2,2 (и более), что дает возможность снизить температуру горячих деталей и улучшить процесс сгорания.

В результате для судовых МОД при средних  $\lambda_n$  (до 1,5—2,0) и увеличенных значениях  $\alpha$  удастся сохранить прежний уровень теплонапряженности.

Например, из опытов на дизеле типа 2ДКРН 74/160 следует, что при росте удельного расхода воздуха с 4,95 до 5,6 кг/(и. л. с. ч), т. е. на 11,3%, и среднем  $p_s = 10$  кгс/см<sup>2</sup> максимальная температура поршня снижается с 550 до 510°С (т. е. на 40°С), а температура в зоне первого кольца со 150 до 140°С.

Данные экспериментов на дизеле типа Д 30/40 с чугунным неохлаждаемым поршнем показали (рис. 22.15), что при росте  $\alpha$  с 1,5 до 2,1 температура днища (средняя и в центре) снижается на 40°С. Таким образом, повышение  $\alpha$  при форсировке двигателей по наддуву служит эффективным средством для снижения теплонапряженности дизелей.



Одним из способов уменьшения температуры горячих деталей является понижение температуры наддувочно-продувочного воздуха  $t_k$ . Как известно, снижение  $t_k$  до номинального уровня 40—50° С (что наблюдается при отсутствии наддува) дает возможность при переходе на наддув повышать  $p_e$  пропорционально  $p_k$ , т. е. без изменения теплового состояния деталей и при минимальном  $p_k$  для данных значений  $p_e$ .

Эксперименты, проведенные на МОД, показали, что уменьшение  $t_k$  на 10° снижает температуру поршня более чем на 20° С и, наоборот, увеличение  $t_k$  (дизель типа 6RD76) с 17 до 40° (т. е. на 28°) вызывает повышение температуры поршня на 20—25°, втулки на 10° и крышки на 5—20° С

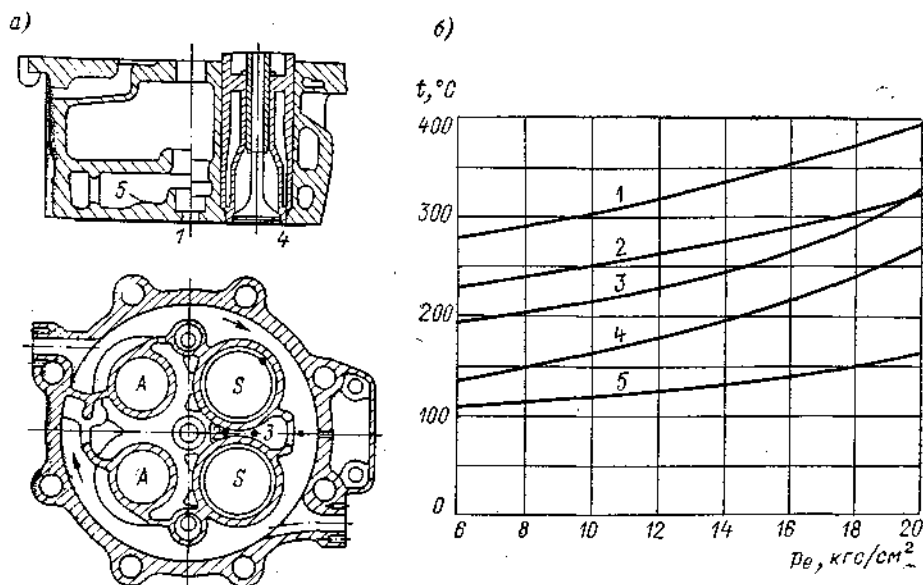


Рис. 22.16. Зависимость температуры в крышке четырехтактного СОД типа 550SS от  $p_e$ .

[4]. Однако значительное снижение  $t_k$  (особенно при малой скорости судна) нежелательно из-за возможной конденсации воды и образования кислот. В связи с этим, например, на дизелях типах 6RD76, установленных на судах типа «Новгород», температура  $t_k$  на всех режимах поддерживается постоянной (около 40° С) с помощью автоматического терморегулирующего устройства.

Большое влияние на теплонапряженность оказывает повышение нагрузки дизеля  $p_e$  вследствие соответствующего возрастания основных параметров рабочего цикла.

В результате исследований, проведенных на МОД типа 574VTBF-160, было установлено, что с ростом  $p_e$  от 1,8 до 7,1 кгс/см<sup>2</sup> (при  $n=115$  об/мин = 115 об/мин = const) повышается температура в центре днища на 240°, в зоне максимальной температуры днища на 290° и над верхним кольцом на 70° С [12]. Графики зависимости температуры от  $p_e$  имеют почти прямолинейный характер.

В судовом СОД с высоким наддувом фирмы G.M.T. типа 550SS с  $N_{\text{сш}} = 1200$  л. с. при  $n = 430$  об/мин и  $p_e$  от 6 до 20 кгс/см<sup>2</sup> (рис. 22.16) при возрастании  $p_{e \text{ ном}} = 17,9$  кгс/см<sup>2</sup> (т. е. в 3,35 раза) температура в основных точках четырехклапанной крышки изменяется следующим образом:

- точка 1 — от 270 до 395° С (в 1,45 раза);
- точка 5 — от 115 до 165° С (в 1,45 раза);

- точка 2 — от 227 до 325° С (в 1,43 раза);
- точка 3 — от 200 до 325° С (в 1,6 раза);
- точка 4 — от 130 до 260° С (в 2 раза).

Таким образом, средний рост температуры различных точек крышки составляет  $\lambda_t = 1,45$  или около 45% роста  $p_c$ , что подтверждает относительно умеренную теплонапряженность крышки при высоком наддуве.

Влияние неустойчивых режимов работы и периодических колебаний температуры на теплонапряженность дизеля. Работа судовых дизелей на неустойчившемся и переходном режимах (пуске, остановке, при маневрировании, реверсе) часто сопровождается резкими колебаниями температуры горячих деталей дизелей.

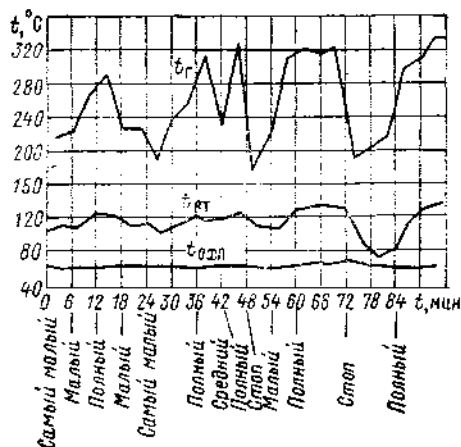


Рис. 22.17. Температура охлаждающей воды  $t_{\text{охл}}$ , втулки и газов  $t_{\text{вг}}$  при маневрировании судна.

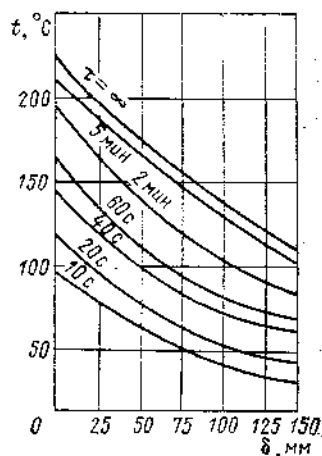


Рис. 22.18. Изменение температуры днища крышки при пуске дизеля типа 11Д с немедленным выходом на режим.

Из характера изменения параметров работы судового МОД при маневрировании (рис. 22.17) видно, что температура газов  $t_g$  возрастает от 200 до 350° С, а втулки  $t_{вт}$  от 80 до 140° С.

Наиболее значительное и резкое изменение температуры деталей наблюдается при прогреве (или внезапной остановке) дизеля, длительность которого является важнейшим критерием маневренности судовой установки. При прогреве дизеля нередко возникает высокое температурное напряжение (больше, чем при установившихся режимах).

Из кривых изменения радиальной температуры днища крышки при пуске дизеля типа 11Д (рис. 22.18) следует, что наиболее интенсивное нарастание температуры наблюдается в первые 30—40 с после начала прогрева; в дальнейшем скорость изменения температуры уменьшается и через 5—6 мин становится близкой к установившейся. Характер изменения температуры втулки и поршня аналогичен.

В связи со значительными резкими изменениями температуры и температурных градиентов при повторных пусках и остановках для обеспечения нормальной и надежной работы цилиндропоршневой группы необходимо строго придерживаться предусмотренных инструкций по обслуживанию судового дизеля при пуске, прогреве и остановке и обеспечивать поддержание заданного режима охлаждения во избежание выхода из строя отдельных «горячих» деталей.

Как уже отмечалось ранее, при установившейся работе дизелей на поверхностях горячих стенок деталей наблюдаются периодические коле-

бания температуры; эти колебания сравнительно невелики и быстро затухают по мере углубления в стенку. Амплитуды колебаний и глубина их проникновения определяются в основном абсолютными значениями  $\alpha_T$ , амплитудой колебаний температуры газов, частотой циклов и физическими свойствами материала детали.

Из кривых колебаний температуры двухтактного МОД (рис. 22.19) видно, что по мере удаления от поверхности стенки амплитуды температурных кривых уменьшаются, все более приближаясь к синусоидальной форме.

С увеличением нагрузки амплитуды возрастают, достигая максимума при перегрузках двигателя. Наибольшие абсолютные значения амплитуд характерны в основном для МОД. В дизелях с большей частотой рабочих циклов амплитуда колебаний и глубина их проникновения значительно меньше; например, у ВОД при  $n \approx 1000$  об/мин амплитуда колебаний температуры на глубине 0,5 мм от поверхности детали не превышает  $1,0-1,5^\circ\text{C}$ .

Таким образом, действительный процесс изменения температуры в стенках цилиндров можно представить как результат наложения периодических малых температурных колебаний на постоянное установившееся поле температуры. Поэтому при расчетах теплонапряженности стенок следует учитывать дополнительные напряжения, возникающие от периодических температурных колебаний на поверхности стенок.

По данным экспериментов, на поверхности камеры сгорания МОД фирмы Доксфорд ( $D = 670$  мм;  $n = 130$  об/мин;  $S = 730/1370$  мм;  $p_e = 10,9$  кгс/см<sup>2</sup>) при изменении  $p_e$  от 2,68 до 10,2 кгс/см<sup>2</sup> и  $n$  от 65 до 130 об/мин температурные колебания составили от 12 до  $50,6^\circ\text{C}$ , а соответствующие дополнительные напряжения  $G_T$  от  $\pm 226$  до  $\pm 972$  кгс/см<sup>2</sup>.

Экспериментально-расчетные методы определения температуры и напряжений нашли широкое применение в дизелестроении для определения прочности и надежности деталей.

Наиболее точным способом определения температуры работающих дизелей является непосредственное измерение температуры термопарами, заделанными в характерных точках деталей. При измерении температуры поршня термопарами э. д. с. можно передавать к регистрирующим приборам различными методами. Переменная термо-э. д. с. при этом измеряется с помощью потенциометра (типа ПП с выходом на внешний гальванометр) и катодного осциллографа. В крупные детали МОД термопары обычно заделывают на глубине 2—4 мм от поверхности стенок. На ряде СДУ при переходных режимах температуры стенок поддерживают постоянными с помощью автоматических терморегулирующих устройств.

При исследовании теплонапряженности «горячих» деталей дизелей большое распространение получило моделирование температурных полей деталей. Моделирование температурных полей деталей осуществляется методом электротепловой аналогии (ЭТА), основанной на формальной ана-

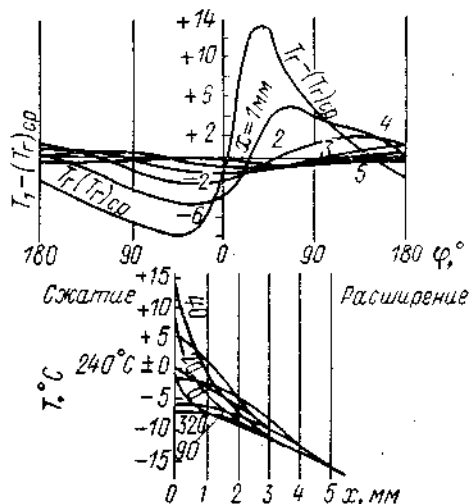


Рис. 22.19. Пульсация температуры у поверхности стенки двухтактного дизеля.

логии между дифференциальными уравнениями тепло- и электропроводности.

Основные детали цилиндропоршневой группы представляют собой либо относительно простые осесимметричные тела (например, поршень, втулка, клапан), либо тела сложной конфигурации (крышка); первые можно исследовать на плоских моделях, а вторые — на сложных, объемных моделях.

Наиболее универсальной надежной и удобной для получения температурных полей деталей любой формы является так называемая сеточная объемная модель, состоящая из электропроводной бумаги и сеток омических сопротивлений [23]. Одна из наиболее трудных задач при проведении экспериментов — правильный выбор граничных условий, особенно если предполагается исследовать ряд вариантов той же детали.

Одним из наиболее точных и перспективных численных методов расчета теплового и напряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы является так называемый *метод конечных элементов*. Использование указанных методов позволяет решать задачи теплонапряженности двигателей на ЭЦВМ для тел произвольной формы для установившихся и переходных режимов работы двигателя.

## ОСНОВЫ ДИНАМИКИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ДВС

### Глава 23

### ОСНОВЫ ДИНАМИКИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

#### 23.1. ОСНОВНЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) служит для преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала.

При работе поршневого двигателя внутреннего сгорания в кривошипно-шатунном механизме возникают усилия, определяющие условия работы как отдельных его деталей, так и двигателя в целом. Величину и характер изменения этих усилий можно определить при помощи уравнений кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя. Эти уравнения позволяют также установить точное положение поршня для любого угла поворота коленчатого вала, что весьма важно при расчете рабочего цикла ДВС.

Обычно при рассмотрении кинематики кривошипно-шатунного механизма предполагается, что угловая скорость вращения коленчатого вала постоянна. В действительности, из-за неравномерности крутящего момента двигателя угловая скорость вала переменна, но изменяется в весьма незначительных пределах. При изучении специальных вопросов динамики, в частности крутильных колебаний системы коленчатого вала, изменения угловой скорости учитываются.

Угол поворота кривошипа  $\alpha$  отсчитывается от некоторого начального положения кривошипа, за которое в дальнейшем (если это не оговорено особо) принимается то положение, при котором его ось совпадает с осью цилиндра и сам кривошип направлен вверх. В данном разделе рассмотрен характер изменения перемещения, скорости и ускорения поршня в функции от угла  $\alpha$  поворота кривошипа коленчатого вала.

Различают три основных вида кривошипно-шатунных механизмов: — центральный (нормальный) КШМ, в котором ось цилиндра пересекает ось коленчатого вала (рис. 23.1, а);

— смещенный (дезаксиальный) КШМ, в котором ось цилиндра не проходит через ось коленчатого вала; причем смещение оси цилиндра с обычно не превышает 10% хода поршня (рис. 23.1, б);

— КШМ с прицепным шатуном (рис. 23.1, в), у которого два шатуна передают усилия на одну и ту же шатунную шейку; в этом случае шатун, шарнирно соединенный с шейкой, называется *главным*, а шатун, шарнирно соединенный с нижней головкой главного шатуна, — *прицепным*.

Поршень, сочлененный с главным шатуном, называется *главным* поршнем, а сочлененный с прицепным шатуном, — *боковым*. В общем случае с главным шатуном могут сочленяться два прицепных шатуна (W-образный двигатель) или более двух (звездообразный двигатель).

На рис. 23.1 приняты следующие обозначения:  
 в. м. т. и н. м. т. — соответственно верхняя и нижняя мертвые точки центра поршневого пальца главного и бокового поршней;

- $L$  — длина шатуна;  
 $l$  — длина прицепного шатуна;  
 $R$  — радиус кривошипа;  
 $r$  — радиус прицепа;  
 $\alpha$  — угол поворота кривошипа от положения в. м. т. поршня;  
 $S_{\max}$  — ход поршня;  
 $S$  — перемещение поршня от в. м. т., соответствующее повороту коленчатого вала на угол  $\alpha$ ;  
 $\beta$  — угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра;  
 $\beta_i$  — то же для прицепного шатуна;  
 $\omega$  — угловая скорость вращения коленчатого вала;  
 $\gamma$  — угол развала цилиндров;  
 $\gamma_i$  — угол прицепа.

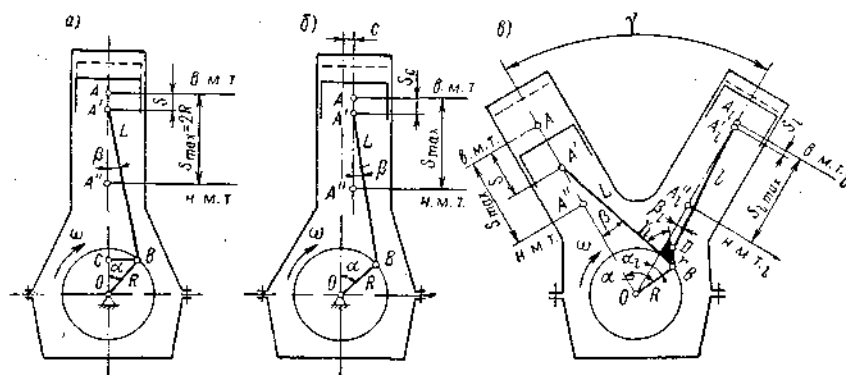


Рис. 23.1. Основные виды КШМ.

Угол  $\beta$  считается положительным при отклонении оси шатуна от оси цилиндра в сторону вращения коленчатого вала и отрицательным — при отклонении шатуна в противоположную сторону.

В судовых ДВС наиболее распространенным КШМ является центральный. Смещенный КШМ применяется главным образом в автомобильных двигателях для снижения нормальных усилий, передаваемых поршнем на втулку цилиндра. Кривошипно-шатунный механизм с прицепным шатуном используют в высокооборотных V-образных двигателях для уменьшения их габаритов. В дальнейшем будет рассмотрен в основном центральный КШМ. Для динамики КШМ с прицепным шатуном даны приближенные уравнения, базирующиеся на формулах для центрального кривошипно-шатунного механизма.

Отношение  $\lambda = \frac{R}{L}$  называется *постоянной КШМ*. Чем меньше  $\lambda$  (т. е. чем длиннее шатун), тем меньше боковое усилие  $p_n$ , передаваемое поршнем на втулку цилиндра; однако с увеличением длины шатуна  $L$  возрастают масса движущихся частей КШМ и высота двигателя.

У различных типов двигателей постоянная механизма находится в следующих пределах:

Высокооборотные тронковые . . . . .	0,25—0,3 (1/4—1/3,3)
Среднеоборотные тронковые . . . . .	0,2—0,25 (1/5—1/4)
Малооборотные кривокопные . . . . .	0,24—0,28 (1/4,2—1/3,5)

Перемещение поршня КШМ. На рис. 23.1, *a* изображен центральный кривошипно-шатунный механизм в некотором произвольном положении, определяемом углом  $\alpha$ . Максимальное перемещение поршня в этом случае  $S_{\max} = 2R$ . Текущее значение перемещения поршня  $S$  в функции от угла поворота кривошипа  $\alpha$  можно найти из следующих соотношений:

$$\begin{aligned} S &= OA - OA' = OA - (OC + CA') = R + L - \\ &- (R \cos \alpha + L \cos \beta) = R + R/\lambda - \left( R \cos \alpha + \frac{R}{\lambda} \cos \beta \right) = \\ &= R \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right]. \end{aligned} \quad (23.1)$$

Угол  $\beta$  находится по теореме синусов из треугольника  $OBA'$ :

$$\frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{R}{L} = \lambda,$$

откуда

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha \text{ или } \beta = \arcsin (\lambda \sin \alpha). \quad (23.2)$$

Из формулы (23.2) следует, что угол  $\beta$  в общем случае является функцией двух параметров  $\alpha$  и  $\lambda$ . Результаты расчетов углового перемещения шатуна  $\beta$  по формуле (23.2) для КШМ с различными  $\lambda$  сведены в табл. 1 приложения. Шаг  $\Delta \alpha$  выбран равным  $15^\circ$ . Подобную таблицу с шагом  $\Delta \alpha = 5^\circ$  можно найти в работе [9].

Перемещение поршня, отнесенное к длине радиуса кривошипа, называется безразмерным (см. табл. 2 приложения)

$$s = \frac{S}{R},$$

откуда

$$S = sR. \quad (23.3)$$

Используя уравнение (23.1), найдем

$$s = \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right). \quad (23.4)$$

Формула для перемещения поршня (23.4) является точной, однако при ее применении необходимо предварительно определить значение угла  $\beta$  по уравнению (23.2). Существует ряд приближенных формул для перемещения поршня, в которые угол  $\beta$  в явном виде не входит. В практических расчетах предпочитают пользоваться приближенными формулами.

Выведем приближенные формулы для перемещения поршня. Из равенства (23.2) следует, что

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \quad (23.5)$$

Используя формулу бинома Ньютона, запишем выражение (23.5) в виде сходящегося ряда

$$\begin{aligned} (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} &= 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \alpha - \\ &- \frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4 \cdot 6} \lambda^6 \sin^6 \alpha - \dots = 1 - 0,5 \lambda^2 \sin^2 \alpha - 0,125 \lambda^4 \sin^4 \alpha - \\ &- 0,0625 \lambda^6 \sin^6 \alpha - \dots \end{aligned} \quad (23.6)$$

Если ограничиться первыми четырьмя членами ряда (23.6) и учесть известные тригонометрические тождества

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2} (-\cos 2\alpha + 1);$$

$$\sin^4 \alpha = \frac{1}{8} (\cos 4\alpha - 4 \cos 2\alpha + 3);$$

$$\sin^6 \alpha = \frac{1}{32} (-\cos 6\alpha + 6 \cos^4 \alpha - 15 \cos^2 \alpha + 10), \quad (23.7)$$

то

$$\cos \beta \approx a_0 + a_2 \cos 2\alpha + a_4 \cos 4\alpha + a_6 \cos 6\alpha, \quad (23.8)$$

где постоянные коэффициенты  $a_0$ ,  $a_2$ ,  $a_4$  и  $a_6$  легко найти из уравнений (23.6) и (23.7).

Важно отметить, что  $\cos \beta$  определяется при принятых ограничениях гармоническими составляющими второго, четвертого и шестого порядков. Тогда безразмерное перемещение поршня  $s$  [см. формулу (23.4)] можно представить как сумму некоторой постоянной и гармонических составляющих первого, второго, четвертого и шестого порядков.

Ряд (23.6) при  $\lambda = 1/5 \div 1/3,5$  быстро сходится; для практических расчетов оказывается достаточным сохранить только два первых члена ряда, т. е. считать, что

$$\cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \approx 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha. \quad (23.9)$$

С учетом уравнения (23.9) формула (23.4) примет вид

$$s = 1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha$$

или

$$S = R \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha \right). \quad (23.10)$$

Воспользовавшись тождествами

$$\sin^2 \alpha = 1 - \cos^2 \alpha = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\alpha),$$

получим окончательно

$$S \approx R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (23.11)$$

или

$$S \approx R (1 - \cos \alpha) \left[ 1 + \frac{\lambda}{2} (1 + \cos \alpha) \right]. \quad (23.12)$$

Ошибка при расчетах по формулам (23.11) и (23.12) при  $\lambda < 1/4$  не превышает 0,1% от  $S$ , а при  $\lambda = 1/3$  возрастает до 1%. Следует подчеркнуть, что при выводе формул (23.11) и (23.12) гармоническими составляющими порядков выше второго пренебрегают.

Формула (23.11) приближенно представляет перемещение поршня как сумму двух гармонических перемещений первого и второго порядков. В безразмерной форме формулу (23.11) можно записать в виде

$$s = (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) = s_I + s_{II}. \quad (23.13)$$

В некоторых случаях при замере перемещения поршня  $s_0$  оказывается удобным за начало координат принимать центр поршневого пальца в мо-





Из точки  $O_1$  параллельно  $OB$  проводят луч  $O_1B_1$  до пересечения с окружностью в точке  $B_1$ . Далее определяют точку  $c_1$  — проекцию точки  $B_1$  на вертикальный диаметр окружности; тогда отрезок в. м. т. —  $c_1$  представляет искомое перемещение поршня  $S$ . При этом предполагается, что хорда  $BB_1$  перпендикулярна радиусу  $OB$ . Это вносит известную ошибку в результат построения, однако указанная погрешность тем меньше, чем меньше поправка Брикса, т. е. чем меньше  $\lambda$ . Приняв указанное предположение, нетрудно показать, что

$$cc_1 = BE = \frac{R\lambda}{2} \sin^2 \alpha.$$

и

$$S = R \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha \right). \quad (23.17)$$

Уравнение (23.17) совпадает с приближенной формулой для перемещения поршня (23.10).

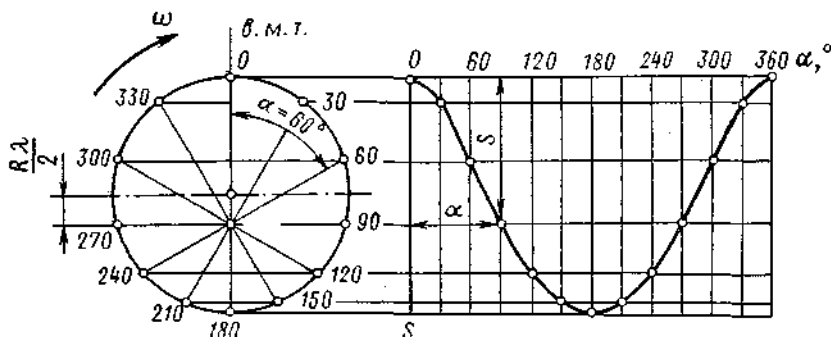


Рис. 23.4. Графический способ Брикса построения диаграммы перемещения поршня.

На рис. 23.4 приведено графическое определение перемещения поршня способом Брикса. Из точки  $O_1$  проводятся лучи через каждые  $30^\circ$ . На правой части рисунка показано построение кривой перемещения поршня  $S$  в функции угла поворота кривошипа  $\alpha$ . Порядок построения пояснений не требует.

Определение угла поворота кривошипа по заданному перемещению поршня. При построении круговой диаграммы газораспределения двухтактных двигателей приходится определять по заданной высоте окна угол поворота кривошипа, при котором поршень открывает или закрывает окно. Для решения этой задачи используем формулу (23.15) для перемещения поршня от н. м. т.

$$S_0 = R \left( 1 - \cos \alpha_0 - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha_0 \right).$$

Обычно высота окна задается в долях от  $S_{\max} = 2R$ . Если  $h$  — высота окна над кромкой поршня в его н. м. т., то относительная высота окна  $\Phi = \frac{h}{2R}$ . Момент закрытия поршнем верхней кромки окна соответствует условию  $S_0 = h = 2R\Phi$ . Решаем уравнение относительно  $\alpha_0$ :

$$2R\Phi = R \left( 1 - \cos \alpha_0 - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha_0 \right);$$

$$2\Phi = 1 - \cos \alpha_0 - \frac{1}{2} \lambda (1 - \cos^2 \alpha_0),$$

откуда

$$\cos \alpha_0 = \frac{1}{\lambda} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 + \frac{4\psi}{\lambda}}. \quad (23.18)$$

Перед корнем должен быть только знак минус, так как в противном случае правая часть последнего уравнения будет больше единицы. Следует помнить, что  $\alpha_0$  — угол поворота кривошипа от положения, соответствующего н. м. т. поршня.

**Скорость поршня.** Выражение для скорости поршня находят, дифференцируя по времени зависимость для перемещения поршня. В общем виде

$$V = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dS}{d\alpha} \omega, \quad (23.19)$$

где угловая скорость коленчатого вала

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ 1/с}. \quad (23.20)$$

Для нахождения точного значения скорости поршня  $V$  продифференцируем выражения (23.1) и (23.2) по времени

$$V = R \left( \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{\lambda} \sin \beta \frac{d\beta}{dt} \right); \quad (23.21)$$

$$\cos \beta \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt}; \quad \frac{d\beta}{dt} = \lambda \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}, \quad (23.22)$$

откуда

$$V = R\omega \sin \alpha + \frac{\sin \beta \cos \alpha}{\cos \beta};$$

$$V = R\omega \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (23.23)$$

Безразмерную скорость поршня определим следующим образом:

$$v = \frac{V}{R\omega} = \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (23.24)$$

тогда

$$V = R\omega v. \quad (23.25)$$

Расчеты безразмерной скорости поршня по формуле (23.24) сведены в табл. 3 приложения.

Приближенную формулу для скорости поршня  $V$  получим, применив уравнение (23.19) для приближенного выражения перемещения поршня (23.10)

$$V = R\omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (23.26)$$

Приближенное выражение для безразмерной скорости поршня с учетом уравнения (23.26) запишется в виде

$$v = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha. \quad (23.27)$$

Формулы (23.26) и (23.27) показывают, что при конечной длине шатуна ( $\lambda \neq 0$ ) скорость поршня находится как сумма двух гармонических составляющих первого и второго порядков. На рис. 23.5 произведено графическое суммирование гармонических составляющих приближенного вы-

ражения безразмерной скорости поршня. Штриховой кривой показана зависимость безразмерной скорости поршня от угла поворота кривошипа  $\alpha$ . Из рисунка следует, что максимум безразмерной скорости поршня несколько больше единицы и он достигается при угле  $\alpha_m < 90^\circ$ . В интервале  $\alpha$  от 0 до  $180^\circ$  скорость положительна, а в интервале  $\alpha$  от  $180$  до  $360^\circ$  скорость отрицательна. За положительное направление скорости поршня принимают направление от в. м. т. к н. м. т.

**Ускорение поршня.** Ускорение поршня определим как производную от скорости поршня по времени

$$J = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dV}{d\alpha}. \quad (23.28)$$

Для нахождения точного значения ускорения поршня продифференцируем уравнение (23.23) по времени

$$J = R\omega \frac{\cos(\alpha + \beta) \cos \beta \left( \frac{d\alpha}{dt} + \frac{d\beta}{dt} \right) + \sin(\alpha + \beta) \sin \beta \frac{d\beta}{dt}}{\cos^2 \beta},$$

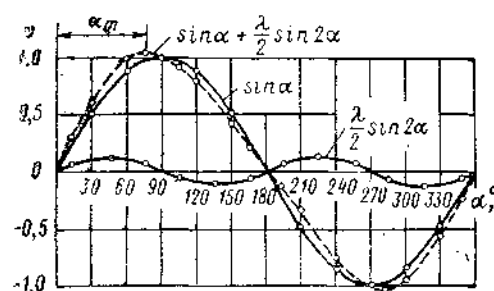


Рис. 23.5. Графическое суммирование гармонических составляющих приближенного выражения безразмерной скорости поршня.

откуда с учетом выражений (23.20) и (23.22)

$$J = R\omega^2 \left[ \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right]. \quad (23.29)$$

Безразмерным ускорением поршня назовем отношение

$$j = \frac{J}{R\omega^2}. \quad (23.30)$$

Следовательно,

$$j = \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta}; \quad J = R\omega^2 j. \quad (23.31)$$

Значения безразмерного ускорения  $j$  при различных  $\alpha$  и  $\lambda$  приведены в табл. 4 приложения.

На рис. 23.6 построена диаграмма  $J = f(S)$  для двигателя со следующими параметрами:  $R = 25$  см,  $n = 300$  об/мин,  $\lambda = 0,24$ . Для определения зависимости  $S = f(\alpha)$  использовано графическое построение Брикса для перемещения поршня. Ординату  $J$  для данного  $\alpha$  подсчитывали по формуле (23.31), значения  $j$  заимствовали из табл. 4 приложения.

Приближенное выражение для ускорения поршня  $J$  можно найти дифференцированием приближенного уравнения для скорости поршня (23.26) с учетом зависимости (23.28)

$$J \approx R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (23.32)$$

Приближенное выражение для безразмерного ускорения имеет вид

$$j = \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha = j_I + j_{II}, \quad (23.33)$$

где  $j_I = \cos \alpha$  — составляющая гармоника первого порядка;

$j_{II} = \lambda \cos 2\alpha$  — составляющая гармоника второго порядка.

На рис. 23.7 показано построение кривой  $j = f(\alpha)$  путем сложения гармоник первого и второго порядков. Как видно из рисунка, кривая

безразмерного ускорения поршня  $j$  симметрична относительно вертикальной оси, проходящей через  $180^\circ$  (н. м. т.).

Значения углов  $\alpha$ , при которых ускорение поршня  $j$  получается экстремальным, находят, приравняв нулю производную по  $\alpha$  от правой части уравнения (23.33)

$$\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha = 0, \quad (23.34)$$

откуда

$$\sin \alpha (1 + 4\lambda \cos \alpha) = 0. \quad (23.35)$$

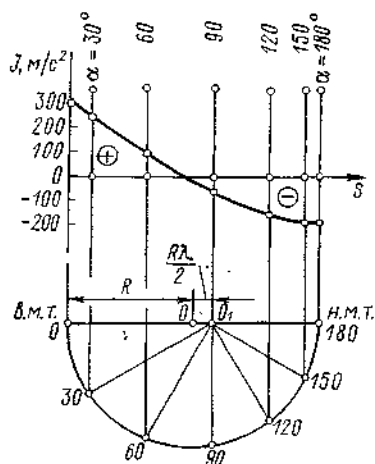


Рис. 23.6. Использование построения Бринка для определения зависимости  $J = f(S)$ .

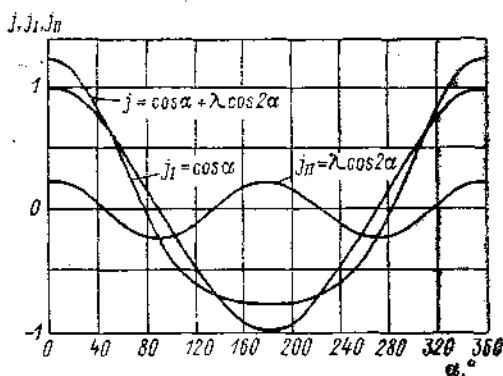


Рис. 23.7. Графическое суммирование гармоник первого и второго порядков ускорения поршня.

Следовательно, экстремумы будут при  $\alpha = 0$ ;  $\alpha = 180^\circ$  и  $\alpha = \arccos\left(\frac{1}{4\lambda}\right)$ . Подставляя два первых значения  $\alpha$  в уравнение (23.33), найдем следующее:

в положении в. м. т.  $\alpha = 0$ ,  $j_{\text{в. м. т.}} = 1 + \lambda$ ,

$$J_{\text{в. м. т.}} = R\omega^2 (1 + \lambda);$$

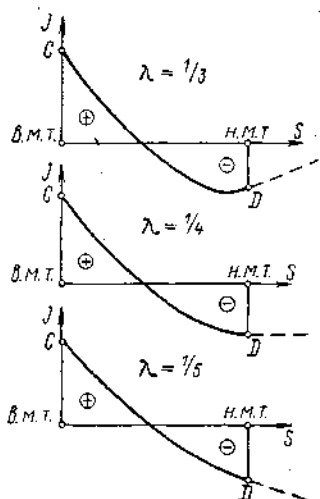


Рис. 23.8. Влияние  $\lambda$  на форму диаграммы ускорения.

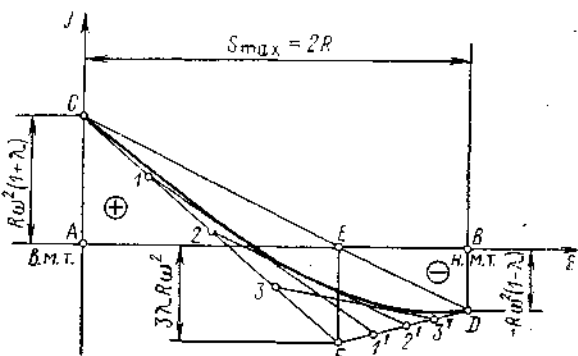


Рис. 23.9. Способ Толле построения диаграммы ускорения  $J = f(S)$ .

в положении н. м. т.  $\alpha = 180^\circ$ ,  $j_{\text{н. м. т.}} = -(1 - \lambda)$ ,  $J_{\text{н. м. т.}} = -R\omega^2 (1 - \lambda)$ . Третье экстремальное значение  $j$  возможно только в том случае, когда  $\frac{1}{4\lambda} \leq 1,0$ , т. е. при  $\lambda \geq 0,25$ .

Характер кривых ускорения поршня  $J$  в КШМ при  $\lambda = 1/3$ ;  $1/4$ ;  $1/5$  в функции перемещения поршня представлен на рис. 23.8. Штриховыми

прямыми показано направление касательных к кривым ускорения в н. м. т.

Графический способ Толле построения кривой  $J = f(S)$ . Графическое построение кривой ускорения поршня в функции от перемещения поршня по способу Толле (рис. 23.9) можно использовать только для значений  $\lambda$  от 0 до 0,26.

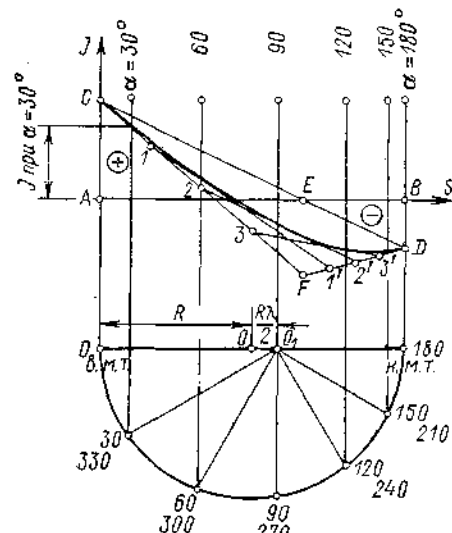


Рис. 23.10. Установление соотношения между  $\alpha$  и  $J$  при построении диаграммы ускорения способом Толле.

Отметим точки  $A$  и  $B$  ( $AB$  — ход поршня). На перпендикулярах в точках  $A$  и  $B$ , восставленных к отрезку  $AB$ , откладываем ускорение поршня в в. м. т.  $J_{в.м.т.} = R\omega^2(1 + \lambda)$  и н. м. т.  $J_{н.м.т.} = -R\omega^2(1 - \lambda)$ . Получаем точки  $C$  и  $D$ . Прямая, соединяющая точки  $C$  и  $D$ , пересекает  $AB$  в точке  $E$ . На перпендикуляре к отрезку  $AB$  в точке  $E$  откладываем вниз отрезок  $EF = 3\lambda R\omega^2$ . Отрезки  $CF$  и  $FD$  делим на равное количество частей, и точки деления нумеруем так, как это указано на рисунке. Соединив одноименные точки отрезками прямых, проводим к полученному семейству прямых огибающую, которая и дает искомую зависимость  $J = f(S)$ .

Для установления соответствия между углом поворота кривошипа  $\alpha$  и ускорением поршня в случае, если последнее строится графическим

способом Толле, необходимо использовать построение Брикаса.

В верхней части рис. 23.10 графическим способом Толле построена кривая  $J = f(S)$ . Под этой кривой строят бицентровую диаграмму Брикаса и таким образом устанавливают соответствие между  $\alpha$  и  $J$ .

## 23.2 ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-шатунный механизм во время работы двигателя подвергается воздействию сил: от давления газов на поршень, инерции движущихся масс механизма, тяжести отдельных деталей, трения в звеньях механизма и сопротивления приемника энергии.

Расчетное определение силы трения представляет значительные трудности, поэтому суммарное действие сил трения учитывается механическим к. п. д. двигателя; при расчете сил, нагружающих КШМ, силы трения обычно не учитываются.

В высоко- и среднеоборотных двигателях обычно пренебрегают силами тяжести деталей движения ввиду их незначительной величины по сравнению с другими действующими силами; в малооборотных двигателях ( $n < 200$  об/мин) силы тяжести деталей, как правило, следует учитывать.

Таким образом, основными силами, действующими в КШМ, являются силы давления газов и силы инерции движущихся масс. Силы от давления газов зависят от протекания рабочего цикла, тогда как силы инерции определяются массами движущихся деталей, размером хода поршня и частотой вращения двигателя.

Нахождение указанных сил необходимо для расчета деталей двигателя на прочность, выявления нагрузок на подшипники, определения степени

неравномерности вращения коленчатого вала двигателя, расчета коленчатого вала на крутильные колебания.

**Приведение масс КШМ и звеньев КШМ.** Действительные массы движущихся звеньев КШМ для упрощения расчетов заменяют приведенными массами, сосредоточенными в характерных точках КШМ и динамически или, в крайнем случае, статически эквивалентными реальным распределенным массам. За характерные точки КШМ принимают центры поршневого пальца и шатунной шейки и точку на оси коленчатого вала. В крейцкопфных двигателях вместо центра поршневого пальца за характерную точку принимают центр поперечины крейцкопфа.

К поступательно-движущимся массам  $M_S$  в тронковых двигателях относят массу поршня, поршневого пальца, поршневых колец и часть массы шатуна. В крейцкопфных двигателях в приведенную массу входит масса поршня с кольцами, штока, крейцкопфа и часть массы шатуна.

Приведенная поступательно-движущаяся масса  $M_S$  считается сосредоточенной либо в центре поршневого пальца (тронковые двигатели), либо в центре поперечины крейцкопфа (крейцкопфные двигатели).

Распределенную массу кривошипа условно заменяют двумя сосредоточенными массами: одной, расположенной в центре шатунной шейки, и другой, находящейся на оси коленчатого вала.

Неуравновешенная вращающаяся масса КШМ  $M_R$  складывается из оставшейся части массы шатуна и части массы кривошипа, приведенной к оси шатунной шейки.

Уравновешенная вращающаяся масса кривошипа не вызывает силы инерции, так как центр ее масс находится на оси вращения коленчатого вала, однако момент инерции этой массы входит как составляющая часть в приведенный момент инерции всего КШМ.

При наличии противовеса его распределенная масса заменяется приведенной сосредоточенной массой, расположенной определенным образом на расстоянии  $R$  от оси вращения коленчатого вала. Замена распределенных масс шатуна, колена (кривошипа) и противовеса сосредоточенными массами называется приведением масс указанных звеньев КШМ.

**Приведение масс шатуна.** Динамическая модель шатуна представляет собой отрезок прямой (невесомый жесткий стержень), имеющий длину, равную длине шатуна  $L$  с двумя массами, сосредоточенными по концам. На оси поршневого пальца располагается часть массы шатуна, относящаяся к поступательно-движущимся деталям,  $M_{шс}$  (масса поступательно-движущейся части шатуна), а на оси шатунной шейки — часть массы шатуна, отнесенная к вращающимся деталям,  $M_{шр}$  (масса вращающейся части шатуна).

На рис. 23.11 представлена конструктивная схема шатуна и его динамическая модель. Введем следующие обозначения:

$M_{ш}$  — фактическая масса шатуна;

ц. м. — центр массы реального шатуна;

$L$  — длина шатуна;

$L_S$  и  $L_R$  — расстояния от концов шатуна до его ц. м.;

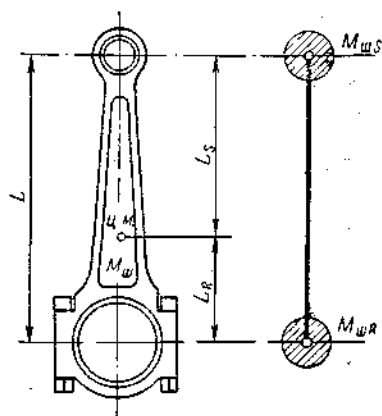


Рис. 23.11. Шатун и его динамическая модель.

$M_{\text{шS}}$  — часть массы шатуна, относимая к поступательно-движущимся массам КШМ;

$M_{\text{шR}}$  — часть массы шатуна, относимая к вращающимся массам КШМ;

$\theta$  — момент инерции фактической массы шатуна относительно ц. м.

Полная динамическая эквивалентность реального шатуна и его динамической модели будет достигнута, если удастся удовлетворить следующим трем условиям:

$$\begin{aligned} M_{\text{шS}} + M_{\text{шR}} &= M_{\text{ш}}; \\ M_{\text{шS}}L_S &= M_{\text{шR}}L_R; \\ M_{\text{шS}}L_S^2 + M_{\text{шR}}L_R^2 &= \theta. \end{aligned} \quad (23.36)$$

Однако из трех уравнений (23.36) с двумя неизвестными  $M_{\text{шS}}$  и  $M_{\text{шR}}$  получить динамическую эквивалентность реального шатуна и принятой его двухмассовой модели не представляется возможным. Для удовлетворения условиям (23.36) следовало бы составить динамическую модель шатуна с тремя массами. Разделение массы шатуна на три массы иногда производят, но при этом усложняются расчеты динамики. Поэтому в большинстве случаев сохраняют двухмассовую модель и ограничиваются условиями статической эквивалентности шатуна и его двухмассовой модели

$$\begin{aligned} M_{\text{шS}} + M_{\text{шR}} &= M_{\text{ш}}; \\ M_{\text{шS}}L_S &= M_{\text{шR}}L_R, \end{aligned}$$

откуда

$$M_{\text{шS}} = M_{\text{ш}} \frac{L_R}{L}; \quad M_{\text{шR}} = M_{\text{ш}} \frac{L_S}{L}, \quad (23.37)$$

где  $L = L_S + L_R$ .

Для расчета  $M_{\text{шS}}$  и  $M_{\text{шR}}$  по формулам (23.37) надо знать положение ц. м. шатуна ( $L_S$  и  $L_R$ ). Эти величины можно определить расчетным (графоаналитическим) или экспериментальным способом (методами качаний или взвешивания), а также по эмпирической формуле проф. Терских

$$k_{\text{ш}} = \frac{L_R}{L} = 0,2 \frac{(0,001n)^2 + 2}{(0,001n)^2 + 1}, \quad (23.38)$$

где  $n$  — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Ориентировочно можно принимать

$$M_{\text{шS}} \approx 0,4 M_{\text{ш}}; \quad M_{\text{шR}} \approx 0,6 M_{\text{ш}}.$$

**Приведение масс кривошипа.** Динамическую модель кривошипа (рис. 23.12) можно представить в виде радиуса кривошипа (невесомый жесткий стержень) с двумя массами на концах  $M_{\text{к}}$  и  $M_{\text{ко}}$ . Введем следующие обозначения:

$R$  — радиус кривошипа;

ц. м. — центр массы щеки;

$M_{\text{ш. ш.}}, M_{\text{к. ш.}}, M'_{\text{ш}}$  — массы шатунной шейки, коренной шейки и щеки;

$M$  — фактическая масса кривошипа;

$s$  — расстояние от оси вращения коленчатого вала до ц. м. щеки;

$M_{\text{ш}}$  — часть массы щеки, приведенная к оси шатунной шейки;

$M_{\text{щ. в.}}$  — часть массы щеки, приведенная к оси коленчатого вала;

$\theta$  — момент инерции масс всего кривошипа относительно оси вращения коленчатого вала.



Центр масс шатунной шейки лежит на оси  $BB$ , т. е. совпадает с центром масс приведенной массы  $M_k$  динамической модели, поэтому масса шатунной шейки целиком войдет в приведенную неуравновешенную массу  $M_k$ . Из тех же соображений масса коренной шейки  $M_{к.ш}$  целиком войдет в приведенную уравновешенную массу  $M_{к0}$  кривошипа. Остается привести к точкам  $O$  и  $B$  динамической модели массы двух щек. Эта операция аналогична приведению масс шатуна. Условия статической эквивалентности щеки и ее модели можно записать следующим образом:

$$M'_{щ} = M_{щ} + M_{щ0}; \quad M_{щ}(R - c) = M_{щ0}c, \quad (23.39)$$

откуда

$$M_{щ} = M'_{щ} \frac{c}{R}; \quad M_{щ0} = M'_{щ} \frac{R - c}{c}. \quad (23.40)$$

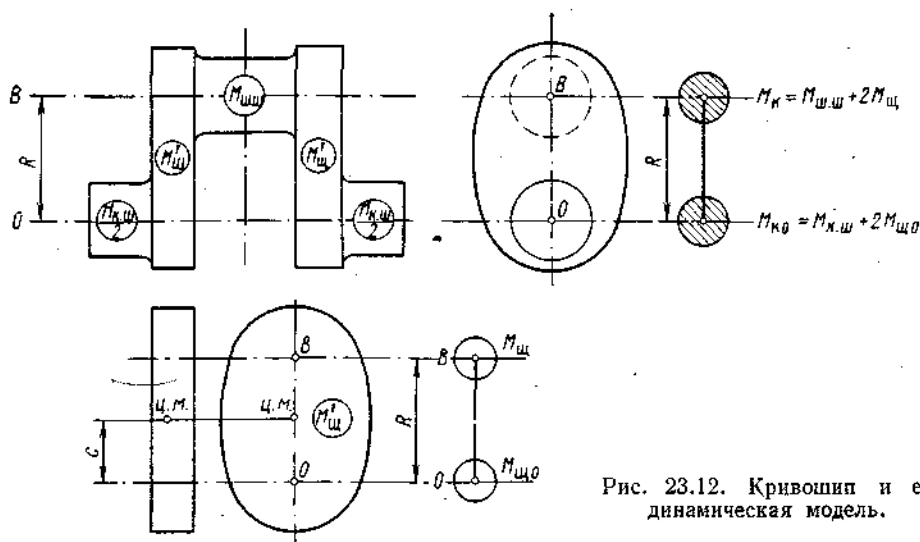


Рис. 23.12. Кривошип и его динамическая модель.

В результате приведенные массы кривошипа примут вид

$$M_k = M_{ш.ш} + 2M_{щ}; \quad M_{к0} = M_{к.ш} + 2M_{щ0}. \quad (23.41)$$

Нетрудно показать, что такое приведение масс кривошипа отвечает условиям статической эквивалентности всего кривошипа и его двухмассовой модели. Действительно, общая масса кривошипа и модели равны между собой:

$$\begin{aligned} M_k + M_{к0} &= M_{ш.ш} + M_{к.ш} + 2M_{щ} + 2M_{щ0} = \\ &= M_{ш.ш} + M_{к.ш} + 2M'_{щ} = M. \end{aligned}$$

Центр масс модели щеки совпадает с ц. м. реальной щеки и, следовательно, будут совпадать ц. м. всего кривошипа и его модели, так как при приведении мы не изменяли ни величину масс щек, ни положение их центров тяжести. Соблюсти условие динамической эквивалентности кривошипа и его модели здесь не удастся по тем же соображениям, что и для динамической модели шатуна.

Приведенная уравновешенная масса кривошипа  $M_{к0}$  не входит в расчеты динамики, потому что ускорение ее центра масс равно нулю (сила инерции этой массы отсутствует). Для расчетов динамики может потребоваться момент инерции этой массы, который приближенно определяется по формуле

$$\theta_{к0} = \theta - M_k R^2. \quad (23.42)$$

Положение ц. м. щеки в общем случае определяется графоаналитически. При наличии двух взаимно перпендикулярных осей симметрии щеки эта задача решается элементарно.

Момент инерции массы всего кривошипа  $\theta$  находят графоаналитическим способом (относительно оси коленчатого вала), а при простой форме колена (кривошипа) — аналитическим.

**Приведение массы противовеса.** Динамическая модель противовеса (рис. 23.13) аналогична модели кривошипа (часть массы противовеса, приведенная к точке  $O$ , на рисунке не обозначена). Введем следующие обозначения:

$M'_{пр}$  — фактическая масса противовеса;

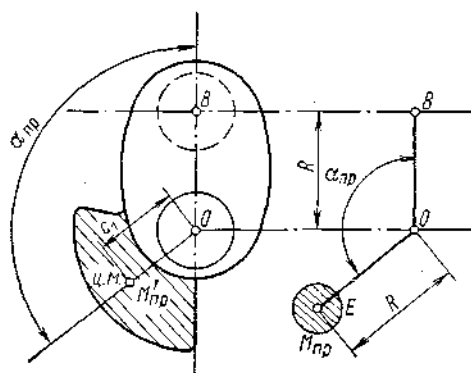


Рис. 23.13. Противовес и его динамическая модель.

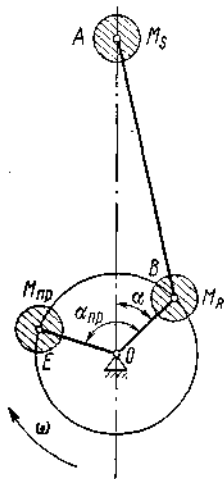


Рис. 23.14. Динамическая модель КШМ с одним противовесом.

ц. м. — центр масс противовеса;

$c_1$  — расстояние от оси вращения коленчатого вала до ц. м. противовеса;

$\alpha_{пр}$  — угол между плоскостью кривошипа и плоскостью, проходящей через ось коленчатого вала и ц. м. противовеса;

$\theta_{пр}$  — момент инерции масс противовеса относительно оси коленчатого вала;

$M_{пр}$  — приведенная неуравновешенная масса противовеса.

Приведенная неуравновешенная масса кривошипа

$$M_{пр} = M'_{пр} \frac{c_1}{R}. \quad (23.43)$$

Приведенная к точке  $O$  уравновешенная масса кривошипа в расчеты динамики не входит. Ее момент инерции относительно оси коленчатого вала

$$\theta_{пр0} = \theta_{пр} - M_{пр} R^2. \quad (23.44)$$

Приведенная масса противовеса  $M_{пр}$  считается расположенной в точке  $E$  на расстоянии  $R$  от оси коленчатого вала. Луч  $OE$  повернут относительно плоскости кривошипа ( $OB$ ) на угол  $\alpha_{пр}$ .

На рис. 23.14 представлена динамическая модель КШМ с одним противовесом.

Динамическую модель КШМ в целом составляют на основе моделей его звеньев, при этом массы, сосредоточенные в одноименных точках, суммируют.

Приведенная поступательно-движущаяся масса, сосредоточенная в точке  $A$  (в центре поршневого пальца или поперечины крейцкопфа),

$$M_S = M_{\text{п}} + M_{\text{шт}} + M_{\text{кр}} + M_{\text{шс}}, \quad (23.45)$$

где  $M_{\text{п}}$  — масса комплекта поршня;

$M_{\text{шт}}$  — масса штока;

$M_{\text{кр}}$  — масса крейцкопфа;

$M_{\text{шс}}$  — поступательно-движущаяся часть массы шатуна.

Приведенная неуравновешенная вращающаяся масса, сосредоточенная в точке  $B$  (в центре шатунной шейки),

$$M_R = M_{\text{шр}} + M_{\text{к}}, \quad (23.46)$$

где  $M_{\text{шр}}$  — вращающаяся часть массы шатуна;

$M_{\text{к}}$  — неуравновешенная вращающаяся часть массы колена.

Неуравновешенная вращающаяся часть противовеса  $M_{\text{пр}}$  приведена к точке  $E$ .

Для удобства дальнейших расчетов абсолютные массы  $M_S$  и  $M_R$  заменяют относительными, определяемыми по формулам

$$m_S = \frac{M_S}{F_{\text{п}}}; \quad m_R = \frac{M_R}{F_{\text{п}}}, \quad (23.47)$$

где  $F_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4}$  — площадь поршня,  $\text{см}^2$ .

В последующих расчетах по динамике двигателей условимся принимать следующие единицы: 1 кгс — единица силы; 1  $\text{см}/\text{с}^2$  — единица ускорения; 1  $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{см}$  — единица массы; 1  $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{см}^3$  — единица относительной массы; 1  $\text{кгс}/\text{см}^2$  — единица относительной силы инерции.

Введение относительных масс в указанных единицах представляет то удобство, что силы инерции, рассчитанные по этим массам как произведение относительной массы на ускорение, будут выражены в единицах давления ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ ). Отношение силы инерции к площади поршня и полученные таким образом относительные силы инерции можно будет непосредственно складывать с давлением от сил газов на поршень. Преимущество от введения относительных масс состоит также в том, что для однотипных двигателей разных размеров они, как оказывается, изменяются в достаточно узких пределах. Относительные приведенные массы поступательно-движущихся деталей КШМ  $m_S$  и неуравновешенных вращающихся деталей КШМ  $m_R$  в зависимости от типа двигателя можно выбирать по табл. 5 приложения.

При силовом анализе КШМ в некоторых случаях необходимо учитывать силу тяжести приведенных неуравновешенных вращающихся и поступательно-движущихся масс КШМ. Относительная сила тяжести  $g_R$ ,  $\text{кгс}/\text{см}^2$ , неуравновешенных вращающихся масс КШМ

$$g_R = m_R g. \quad (23.48)$$

Аналогично находят относительную силу тяжести приведенных поступательно-движущихся масс КШМ

$$g_S = m_S g, \quad (23.49)$$

где  $g = 981 \text{ см}/\text{с}^2$  — ускорение свободного падения.

Относительная сила тяжести представляет собой отношение приведенной силы тяжести указанных масс к площади поршня.

При некоторых расчетах (например, неравномерности вращения и крутильных колебаний валопровода) необходимо учитывать кинетическую энергию массы КШМ. В связи с этим приходится определять приведенный момент инерции всех движущихся масс КШМ одного цилиндра и всего дви-

гателя. В приведенный момент инерции всех движущихся масс КШМ одного цилиндра входят моменты инерции уравновешенных масс кривошипа и противовесов [см. формулы (23.42) и (23.44)], а также поправка, учитывающая через момент инерции среднюю кинетическую энергию масс  $M_S$  и  $M_R$ .

Не останавливаясь на подробном расчете приведенного момента инерции всего кривошипно-шатунного механизма  $\theta_{\text{КШМ}}$ , приведем эмпирическую формулу проф. Терских для  $\theta_{\text{КШМ}}$  одного цилиндра

$$\theta_{\text{КШМ}} = \frac{1,25 \cdot 10^{-5} R^3 d \sqrt{V}}{1,4 D \sqrt{b} + R} (k D \sqrt{b} + H d) \text{ кгс} \cdot \text{см} \cdot \text{с}^2, \quad (23.50)$$

где  $R$  — радиус кривошипа, см;

$D$  и  $d$  — диаметры цилиндра и шейки коленчатого вала, см;

$b$  — число рабочих полостей, приходящихся на одно колено (для V-образных двигателей  $b = 2$ );

$k$  — коэффициент, учитывающий длину шатуна  $L$  и тип двигателя; если значение  $\frac{L}{D \sqrt{b}}$  лежит в пределах от 1,2 до 3,8, то при чугунных поршнях

$$k = 0,25L + 0,6D \sqrt{b},$$

при силуминовых поршнях

$$k = 0,38L - 0,17D \sqrt{b};$$

$H$  — расстояние между цилиндрами, см.

Общий приведенный момент инерции масс всего двигателя

$$\theta_{\text{ДВС}} = i \theta_{\text{КШМ}} + \theta_{\text{макс}}, \quad (23.51)$$

где  $i$  — число цилиндров двигателя (число колен);

$\theta_{\text{макс}}$  — момент инерции маховика, кгс·см·с<sup>2</sup>.

**Силы инерции одного цилиндра двигателя.** При движении кривошипно-шатунного механизма возникают силы инерции от поступательно-движущихся и вращающихся масс КШМ. В дальнейшем под силами инерции будем понимать условное давление от сил инерции, равное абсолютным силам инерции, деленным на площадь поршня  $F_{\text{п}}$ .

Силу инерции поступательно-движущихся масс  $q_s$  определяют как произведение поступательно-движущейся массы  $m_s$  (относительной) на ускорение поршня, взятое с обратным знаком (так как направление сил инерции обратно направлению ускорения),

$$q_s = -m_s J \quad (23.52)$$

(за положительное направление принимают направление от в. м. т. поршня к н. м. т.).

Подставив по формуле (23.32)  $J = R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ , получим

$$q_s = -m_s R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (23.53)$$

Величина силы инерции в в. м. т. ( $\alpha = 0$ )  $q_s = -m_s R \omega^2 (1 + \lambda)$ , а в н. м. т. ( $\alpha = 180^\circ$ )  $q_s = +m_s R \omega^2 (1 - \lambda)$ .

Обозначив амплитуды сил инерции первого и второго порядков через

$$p_I = -m_s R \omega^2 \text{ и } p_{II} = -m_s \lambda R \omega^2, \quad (23.54)$$

получим окончательное выражение для силы инерции поступательно-движущихся масс (ПДМ)

$$q_s = p_I \cos \alpha + p_{II} \cos 2\alpha, \quad (23.55)$$

где  $p_I \cos \alpha$  — сила инерции первого порядка ПДМ;

$p_{II} \cos 2\alpha$  — сила инерции второго порядка ПДМ.

В дальнейшем амплитудные значения сил инерции будем обозначать через  $p$ , а текущие значения сил инерции — через  $q$ .

Сила инерции  $q_s$  приложена к поршневому пальцу и направлена по оси рабочего цилиндра, а ее величина и знак изменяются в функции от угла поворота кривошипа  $\alpha$ .

Амплитуда силы инерции второго порядка меньше амплитуды силы инерции первого порядка от 3,5 до 5 раз (в зависимости от отношения  $1/\lambda$ ). Для удобства анализа воздействия сил инерции первого и второго порядков ПДМ на двигатель пользуются векторным изображением.

Силу инерции первого порядка ПДМ  $p_I \cos \alpha$  можно представить как проекцию на ось цилиндра некоторого вектора  $\bar{p}_I$ , направленного по кривошипу от центра коленчатого вала и действующего так, как будто он представляет центробежную силу инерции массы  $m_s$ , расположенной в центре шатунной шейки. На рис. 23.15, а начало вектора  $\bar{p}_I$  совмещено с осью коленчатого вала. Проекция вектора  $\bar{p}_I$  на горизонтальную ось  $p_I \sin \alpha$  представляет собой фиктивную величину, так как в действительности такой проекции не существует. В соответствии с этим и сам вектор  $\bar{p}_I$ , имеющий сходство с центробежной силой, также не существует, а потому и носит название фиктивной силы инерции первого порядка.

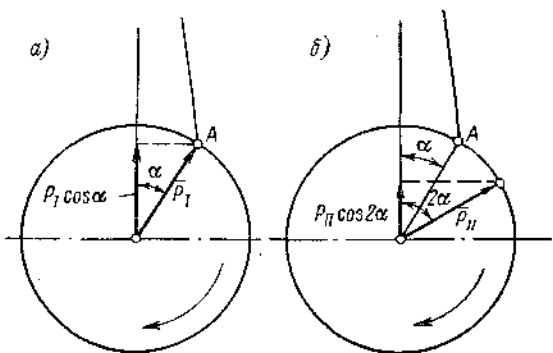


Рис. 23.15. Векторное изображение сил инерции ПДМ.

Введение в рассмотрение фиктивных сил, имеющих только одну реальную вертикальную проекцию, является условным приемом, позволяющим упростить расчеты реальных сил инерции ПДМ.

Вектор фиктивной силы инерции первого порядка можно представить как сумму двух составляющих: действительной  $p_I \cos \alpha$ , направленной по оси цилиндра, и фиктивной  $p_I \sin \alpha$ , направленной перпендикулярно к ней.

Силу инерции второго порядка  $p_{II} \cos 2\alpha$  можно по аналогии представить как проекцию на ось цилиндра вектора  $\bar{p}_{II}$  фиктивной силы инерции ПДМ второго порядка (рис. 23.15, б), составляющего с осью цилиндра угол  $2\alpha$  и вращающегося с угловой скоростью  $2\omega$ . Фиктивную силу инерции второго порядка ПДМ можно также представить как сумму двух составляющих, из которых одна — действительная  $p_{II} \cos 2\alpha$  направлена по оси цилиндра, а вторая — фиктивная  $p_{II} \sin 2\alpha$  — перпендикулярно первой.

Сложение сил инерции первого и второго порядков ПДМ проще всего производить графически путем построения двух косинусоид и сложения их ординат. Как видно из кривых на рис. 23.7, периодом изменения силы инерции первого порядка  $p_I \cos \alpha$  является один оборот коленчатого вала (точнее, время одного оборота), а периодом изменения силы инерции второго порядка ПДМ — время, за которое осуществляется пол-оборота коленчатого вала. Результирующая кривая

$$q_s = p_I \cos \alpha + p_{II} \cos 2\alpha$$

представляет собой закон изменения суммарной силы инерции поступательно-движущихся масс в функции от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ .

Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс  $q_R$  (рис. 23.16) при постоянной частоте вращения вала двигателя постоянна по величине

$$q_R = -m_R R \omega^2. \quad (23.56)$$

Сила  $q_R$  приложена к оси шатунной шейки и направлена вдоль кривошипа в сторону от оси коленчатого вала. Вектор силы инерции  $q_R$  вращается вместе с коленчатым валом в ту же сторону и с той же частотой вращения.

Если переместить  $q_R$  по линии ее действия так, чтобы ее начало совпало с осью коленчатого вала, то  $q_R$  можно разложить на две составляющие  $q_{R\alpha}$  и  $q_{R\tau}$ . Из рис. 23.16 следует, что

$$q_{R\alpha} = q_R \cos \alpha, \quad (23.57)$$

$$q_{R\tau} = q_R \sin \alpha. \quad (23.58)$$

Очевидно, что сила инерции неуравновешенных вращающихся масс является силой инерции первого порядка. Суммарную силу инерции ПДМ и вращающихся масс в вертикальной плоскости можно найти из выражения

$$q_B = p_I \cos \alpha + p_{II} \cos 2\alpha + q_R \cos \alpha. \quad (23.59)$$

Если рассматривать отдельно силы инерции первого и второго порядков, то в вертикальной плоскости суммарная сила инерции первого порядка

$$q_{B1} = p_I \cos \alpha + q_R \cos \alpha. \quad (23.60)$$

Сила инерции второго порядка в вертикальной плоскости

$$q_{BII} = p_{II} \cos 2\alpha. \quad (23.61)$$

Вертикальные составляющие сил инерции первого порядка стремятся приподнять или прижать двигатель к фундаменту один раз за оборот, а силы инерции второго порядка — два раза за оборот.

Сила инерции первого порядка в горизонтальной плоскости

$$q_{R1} = q_R \sin \alpha \quad (23.62)$$

стремится периодически смещать двигатель справа налево и обратно один раз в течение одного оборота (см. рис. 23.16).

Переменные силы инерции оказывают влияние на текущее значение крутящего момента двигателя, а следовательно, и на опрокидывающий двигатель момент. Определение указанных моментов приводится при анализе сил от давления газов на поршень, вызывающих аналогичные моменты, воздействующие на двигатель.

**Силы от давления газов на поршень.** Возникающее во время работы двигателя давление газов действует как на поршень, так и на крышку. Закон изменения давления в цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала  $p = f(\alpha)$  определяется из развернутой индикаторной диаграммы, полученной экспериментальным путем или построенной теоретически на основании расчетов рабочего цикла двигателя.

Считая, что на обратную сторону поршня действует атмосферное давление, найдем избыточное давление газов на поршень

$$p_r = p - p_0, \quad (23.63)$$

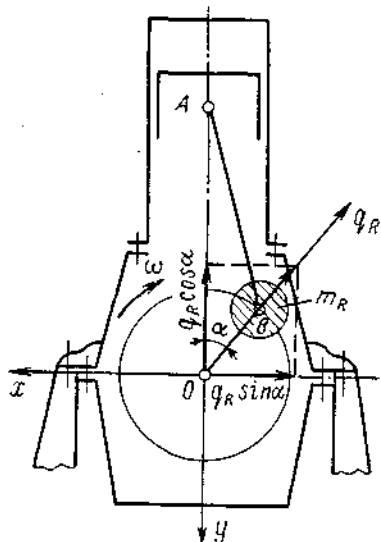


Рис. 23.16. Силы инерции неуравновешенных вращающихся масс.

где  $p$  — текущее абсолютное давление газов из индикаторной диаграммы, кгс/см<sup>2</sup>;

$p_0$  — давление окружающей среды, кгс/см<sup>2</sup>.

Расчет ведется в относительных величинах, т. е. рассматривается отношение действующих сил к площади поршня  $F_n$ , см<sup>2</sup>. По существу расчет динамики производят в единицах давления. Полные силы  $P_r$ , кгс всегда можно найти по формуле

$$P_r = p_r F_n = p_r \frac{\pi D^2}{4}. \quad (23.64)$$

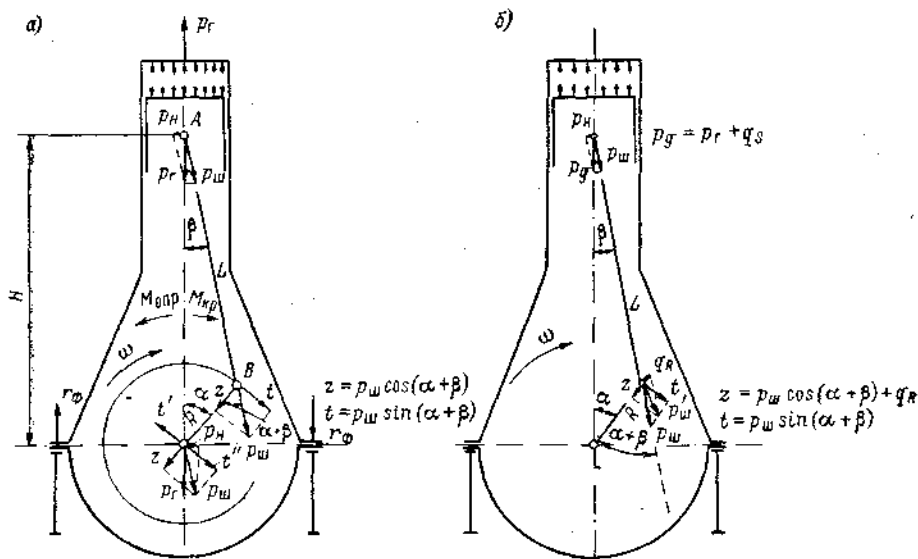


Рис. 23.17. Силы, действующие в КШМ: а — без учета сил инерции; б — с учетом сил инерции.

Относительную силу, действующую на поршень  $p_r$  (давление), можно разложить в точке А (рис. 23.17, а) на две составляющие: силу  $p_w$ , направленную по оси шатуна,

$$p_w = \frac{p_r}{\cos \beta} \quad (23.65)$$

и силу  $p_n$ , перпендикулярную оси цилиндра,

$$p_n = p_r \tan \beta. \quad (23.66)$$

В этом исследовании пока не учитываются силы инерции. Такой подход является правомерным в тех случаях, когда силы инерции относительно малы и ими можно пренебречь.

Сила  $p_n$ , или нормальная сила, прижимает поршень к втулке рабочего цилиндра (тронковые двигатели) или ползун кривокопфа к его направляющей (кривокопфные двигатели).

Сила  $p_w$ , действующая по оси шатуна, сжимает или растягивает шатун. Перенеся силу  $p_w$  по линии ее действия в центр шатунной шейки (точка В на рис. 23.17), разложим ее на две составляющие: тангенциальную силу  $t$ , касательную к окружности, описываемой точкой В,

$$t = p_w \sin(\alpha + \beta) = p_r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (23.67)$$

и радиальную силу  $z$ , направленную по радиусу кривошипа,

$$z = p_w \cos(\alpha + \beta) = p_r \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (23.68)$$

Перенесем радиальную силу  $z$  по линии ее действия в центр коренной шейки и приложим в той же точке две взаимно уравнивающиеся силы  $t'$  и  $t''$ , параллельные и равные тангенциальной силе  $t$ . Пара сил  $t$  и  $t'$  приводит во вращение коленчатый вал. Момент этой пары сил называется крутящим моментом на коленчатом валу от данного цилиндра двигателя.

Абсолютное значение крутящего момента

$$M_{кр} = tF_{п}R,$$

где  $F_{п}$  — площадь поршня, см<sup>2</sup>.

Сумма сил  $t''$  и  $z$ , приложенных к оси коленчатого вала, дает результирующую силу  $p_{ш}$  (см. рис. 23.17, а), нагружающую коренные подшипники коленчатого вала. Разложив силу  $p_{ш}$ , приложенную к оси коленчатого вала, на две составляющие  $p_{н}$  и  $p_{г}$ , направленные горизонтально и вертикально, можно показать, что эти силы численно равны силам, приложенным к центру поршневого пальца (точка А). Таким образом, вертикальная реакция коленчатого вала на коренной подшипник численно равна силе давления газа на крышку. Эти две силы растягивают детали остова двигателя и на фундамент двигателя не передаются.

Равные по величине и противоположно направленные силы  $p_{н}$ , из которых одна приложена к центру поршневого пальца, а другая к оси коленчатого вала, образуют пару сил с плечом  $H$ . Эта пара сил стремится повернуть остов двигателя вокруг горизонтальной оси в сторону, противоположную вращению коленчатого вала. Момент данной пары сил называется *опрокидывающим* или *обратным крутящим* моментом.

По физической сущности обратный крутящий момент является реакцией на двигатель со стороны потребителя энергии, которому передается крутящий момент двигателя. Величина опрокидывающего момента

$$\begin{aligned} M_{опр} &= -p_{н}F_{п}H = -p_{г} \operatorname{tg} \beta F_{п}(R \cos \alpha + L \cos \beta) = \\ &= -p_{г} \frac{\sin \beta}{\cos \beta} F_{п}R \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right). \end{aligned}$$

Подставив  $\lambda = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$ , получим

$$\begin{aligned} M_{опр} &= -p_{г} \frac{\sin \beta}{\cos \beta} F_{п}R \frac{\sin \beta \cos \alpha + \cos \beta \sin \alpha}{\sin \beta} = \\ &= -p_{г}RF_{п} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = -tRF_{п} = -M_{кр}. \end{aligned} \quad (23.69)$$

Таким образом, опрокидывающий момент численно равен крутящему моменту и направлен в обратную сторону.

Опрокидывающий момент не уравнивается внутри самого двигателя, а передается через остов двигателя и опоры фундаментной рамы на корпус судового фундамента. Следовательно,  $M_{опр}$  должен быть уравновешен внешним моментом реакций  $r_{ф}$  судового фундамента (см. рис. 23.17, а).

На рис. 23.17, б показано совместное действие сил от давления газов и сил инерции в КШМ.

Рассмотрим отличительные особенности схемы действия сил, представленных на рис. 23.17, а.

1. Вертикальную силу, действующую на центр поршневого пальца, определяют из уравнения

$$p_{д} = p_{г} + q_{з}, \quad (23.70)$$

где  $q_{з}$  находят по формуле (23.55), а  $p_{г}$  из выражения (23.63).

Сила  $p_{д}$  называется *движущей*.



Силы  $p_{ш}$  и  $p_n$

$$p_{ш} = \frac{p_d}{\cos \beta}; \quad (23.71)$$

$$p_n = p_d \operatorname{tg} \beta. \quad (23.72)$$

2. К центру шатунной шейки кроме силы  $p_{ш}$  будет приложена сила инерции неуравновешенных вращающихся частей  $q_R$

$$q_R = -m_R R \omega^2. \quad (23.73)$$

Тангенциальная и радиальная силы

$$t = p_{ш} \sin(\alpha + \beta) = p_d \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (23.74)$$

$$z = p_{ш} \cos(\alpha + \beta) + q_R = p_d \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + q_R. \quad (23.75)$$

На рис. 23.17, б сила  $p_{ш}$  представляет собой геометрическую сумму  $p_{ш}$  и  $q_R$ .

Дальнейший анализ сил можно произвести так же, как это было сделано при исследовании схемы на рис. 23.17, а.

**Порядок определения суммарных сил, действующих в КШМ.** В самом общем случае на поршень действуют силы давления газов  $p_r$  (избыточное давление), инерции ПДМ  $q_s$ , тяжести поступательно-движущихся частей  $g_s$  и трения  $p_{тр}$ .

Движущая сила, отнесенная к площади поршня,

$$p_d = p_r + q_s + g_s + p_{тр}.$$

Если пренебречь силами тяжести  $g_s$  и трения  $p_{тр}$ , то

$$p_d = p_r + q_s. \quad (23.76)$$

Входящее в эту формулу абсолютное давление газов  $p$  снимают с индикаторной диаграммы (рис. 23.18), построенной по ходу поршня  $p = f(S)$  или с развернутой индикаторной диаграммы  $p = f(\alpha)$ .

Закон изменения силы инерции ПДМ  $q_s$  определяют путем построения диаграммы ускорения  $J = f(S)$ , а затем диаграммы  $q_s = f(S)$  в масштабе индикаторной диаграммы по формуле  $q_s = -m_s J$ .

Рассмотрим порядок построения расчетной индикаторной диаграммы. Исходными данными служат результаты расчета рабочего цикла двигателя. По оси ординат откладываются давление газов на поршень, а по оси абсцисс — объемы  $V$  или пропорциональные им перемещения поршня  $S$ , мм. Нанося в выбранном масштабе объем  $V_c$ , отложим объем  $V_s$ , а также отрезок  $\psi_s V_s$  (в случае двухтактного двигателя). Отметив на диаграмме давление  $p_a$ ,  $p_c$ ,  $p_n$  и  $p_b$  для определения положения точки  $z$ , можно найти  $V_z = p V_c$ . Между точками  $a$  и  $c$  проведем политропу со сред-

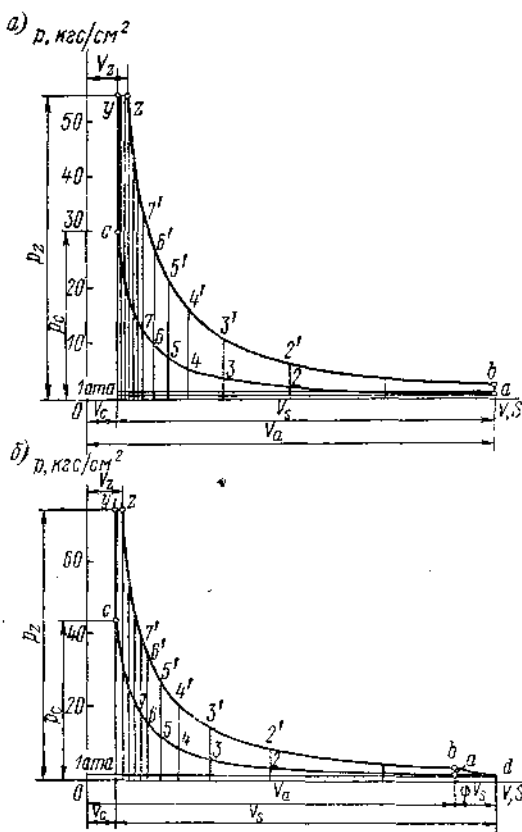


Рис. 23.18. Расчетные индикаторные диаграммы рабочего цикла: а — четырехтактного двигателя; б — двухтактного двигателя.

ним показателем  $n_1$ , а между точками  $z$  и  $b$  — политропу со средним показателем  $n_2$ . При этом используем аналитический метод построения политроп, согласно которому давление в произвольной точке на линии сжатия

$$p = p_a \left( \frac{V_a}{V} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon_i^{n_1};$$

аналогично, для линии расширения

$$p = p_b \left( \frac{V_a}{V} \right)^{n_2} = p_b \delta_i^{n_2},$$

где  $\varepsilon_i$  задается в пределах от 1 до  $\varepsilon$ , а  $\delta_i$  в пределах от 1 до  $\delta$ .

Значения текущих объемов  $V$  находятся из уравнений

$$\frac{V_a}{V} = \varepsilon_i \text{ и } \frac{V_a}{V} = \delta_i.$$

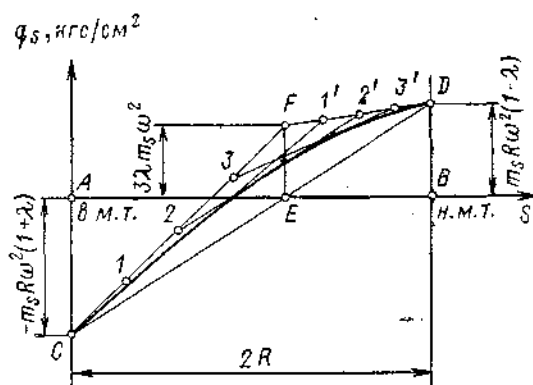


Рис. 23.19. Построение диаграммы сил инерции ПДМ способом Толле.

Построение политроп рекомендуется свести в таблицу (см. табл. 6 приложения). На основании данных таблицы строят линии сжатия и расширения на диаграммах (см. рис. 23.18).

Участок диаграммы  $суз$  плавно скругляется от руки. На диаграмме четырехтактного двигателя следует нанести линии наполнения и выпуска, а на диаграмме двухтактного двигателя — хвостовую часть диаграммы  $bda$  (проводят от руки).

По диаграмме  $p = f(S)$  можно вычертить развернутую диаграмму либо воспользоваться построением Брикса и затем определить избыточное давление в цилиндре в функции от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ :

$$p_r = p - p_0 = f(\alpha). \quad (23.77)$$

Силы инерции ПДМ в функции от  $\alpha$  можно подсчитать аналитически, используя уравнение

$$q_s = -m_s R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (23.78)$$

Для решения той же задачи можно воспользоваться и графическим способом. Для этого по методу Толле строят диаграмму сил инерции ПДМ  $q_s = f(S)$ , учитывая, что

$$q_s = -m_s J.$$

Так как  $m_s$  постоянна, то диаграмма сил инерции в функции от  $S$  будет отличаться от диаграммы ускорений только масштабом и тем, что ее ординаты будут иметь противоположный знак.

На рис. 23.19 приведен пример построения диаграммы  $q_s = f_1(S)$ . Порядок построения диаграммы тот же, что и на рис. 23.9. Для установления соответствия между  $q_s$  и  $\alpha$  достаточно под диаграммой построить бицентровую диаграмму Брикса (см. рис. 23.10). Получив таким образом диаграммы сил давления газов на поршень  $p_r = f(\alpha)$  и сил инерции ПДМ  $q_s = f_1(\alpha)$ , следует рассчитать по формуле (23.76) ординаты диаграммы движущей силы и заполнить табл. 7, форма которой представлена в приложении.

В столбце 1 таблицы записывают значения углов поворота кривошипа с шагом 5, 10 или 15°. Для четырехтактного двигателя таблицу заполняют для диапазона  $\alpha$  от 0 до 720°, для двухтактного — от 0 до 360°.

Шаг  $\Delta\alpha$  рекомендуется выбирать таким, чтобы

$$k\Delta\alpha = \frac{360^\circ}{i} \text{ — для двухтактного цикла;}$$

$$k\Delta\alpha = \frac{720^\circ}{i} \text{ — для четырехтактного цикла,}$$

где  $k$  — произвольное целое число;

$i$  — число цилиндров.

Например, для двухтактного девятицилиндрового двигателя

$$k\Delta\alpha = \frac{360^\circ}{9} = 40^\circ.$$

Следовательно, в этом случае  $\Delta\alpha$  следует выбрать равным 10°.

Графический способ построения кривой движущей силы  $p_d = f(\alpha)$  (рис. 23.20). Под свернутой индикаторной диаграммой строят бицентрированную диаграмму Брикса. Затем проводят линию атмосферного давления  $p_0$  (AB). На ней, как на нулевой линии, строят по способу Толле кривую сил инерции, повернутую вокруг оси на 180° (см. для сравнения рис. 23.19). Чтобы дополнительно учесть силу тяжести поступательно-движущихся частей  $g_s$ , достаточно сместить нулевую линию сил инерции AB вниз на величину  $g_s$  в масштабе построения.

Докажем, что для данного перемещения, например  $S_{30^\circ}$ , расстояние по вертикали от линии давления газов в цилиндре до линии сил инерции представляет собой движущую силу в масштабе построения диаграммы. Действительно, для  $\alpha = 30^\circ$   $p = ad$ ;  $p_r = p - p_0 = ac$ ;  $q_s = -bc$ . По формуле (23.70)

$$p_d = p_r + q_s = ac - bc = ab,$$

что и требовалось доказать.

Аналогично, для  $\alpha = 330^\circ$   $p_d = fb$  в масштабе ординат индикаторной диаграммы. Используя этот метод, можно определить ряд значений движущей силы  $p_d$  через каждые 30° (шаг  $\Delta\alpha$  всегда можно уменьшить), а затем построить кривую  $p_d = f(\alpha)$ .

Примерный вид зависимостей движущей силы  $p_d$  от угла поворота коленчатого вала для двух- и четырехтактных двигателей представлен на рис. 23.21. При построении этих и подобных кривых рекомендуется помещать нулевое значение абсциссы правее начала координат. Движущая сила  $p_d$  положительна, если кривая сил давления газов в цилиндре выше кривой сил инерции и, наоборот, если кривая давления ниже кривой сил инерции то  $p_d$  отрицательна.

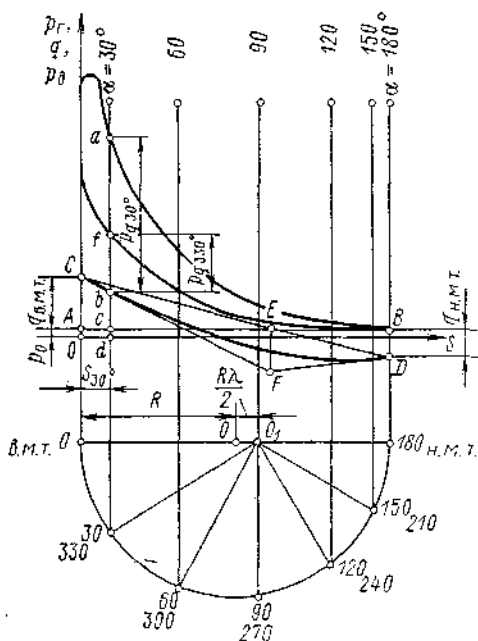


Рис. 23.20. Графический способ построения диаграммы движущей силы  $p_d$ .

Принято считать, что в двухтактных двигателях линии сгорания — расширения соответствует участок  $\alpha$  от 0 до  $180^\circ$ , а линии сжатия — участок от  $180$  до  $360^\circ$ . В четырехтактных ДВС при  $\alpha = 0 \div 180^\circ$  происходит сгорание — расширение, при  $\alpha = 180 \div 360^\circ$  — выпуск, при  $\alpha = 360 \div 540^\circ$  — наполнение, при  $\alpha = 540 \div 720^\circ$  — сжатие. Пересечение кривой движущей силы  $p_d$  с осью абсцисс соответствует так называемой вертикальной *перекладке поршня*, что связано с изменением положения зазора между поршневым пальцем и поршнем. В четырехтактных двигателях перекладка происходит всегда, в двухтактных двигателях — наблюдается при больших силах инерции и низком давлении наддува.

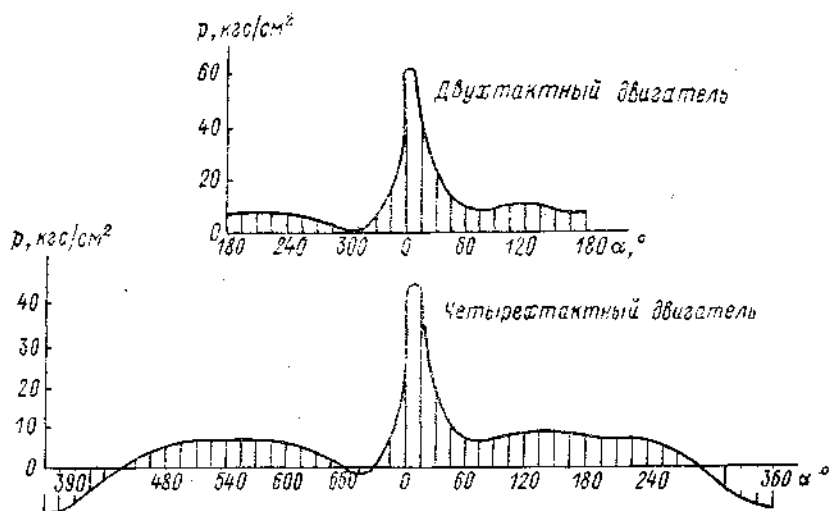


Рис. 23.21. Диаграммы движущих сил в функции  $\alpha$ .

Кривая движущей силы является исходной для построения диаграммы нормальной силы  $p_n = f_1(\alpha)$ , тангенциальной силы  $t = f_2(\alpha)$  и радиальной силы  $z = f_3(\alpha)$ , а также силы  $p_{ш} = f_4(\alpha)$ .

Для расчета динамики с учетом сил инерции указанные силы определяют по формулам (23.71), (23.72), (23.74) и (23.75). Выражение для радиальной силы  $z$  перепишем в виде

$$z = p_d \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + q_R = z' + q_R, \quad (23.79)$$

где  $z' = p_d \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ .

Расчет этих сил ведется по табличной форме, шаг  $\Delta\alpha$  принимают равным 5, 10 или  $15^\circ$  (см. табл. 8 приложения). В столбец 1 таблицы выписывают значения  $\alpha$  с шагом  $\Delta\alpha$ . Заканчивать этот столбец рекомендуется при  $\alpha = 360^\circ$  —  $\Delta\alpha$  для двухтактных ДВС и  $\alpha = 720^\circ$  —  $\Delta\alpha$  для четырехтактных. В столбце 2 приводят значения  $p_d = f(\alpha)$ , найденные графическим методом или заимствованные из табл. 7 приложения.

В табл. 9 приложения даны значения  $\tan \beta = f(\alpha; \lambda)$ . На основании этих данных заполняют столбец 3 табл. 8. Для заполнения столбца 5 рекомендуется воспользоваться значениями  $\beta = f(\alpha; \lambda)$ , приведенными в табл. 1 приложения. Столбец 7 табл. 8 соответствует безразмерной скорости поршня  $v$  (см. табл. 3 приложения). Функция радиальной силы  $w$  в зависимости от  $\alpha$  и  $\lambda$  (столбец 9 табл. 8) представлена в табл. 10 приложения. Для подсчета столбца 11 табл. 8 по формуле  $q_R = -m_R R \omega^2$  определяют значения  $q_R$ . В табл. 1—4, 9—10 приложения шаг  $\Delta\alpha$  принят

равным  $15^\circ$ . Аналогичные таблицы с шагом  $\Delta\alpha = 5^\circ$  приведены в учебнике [9]. При составлении табл. 8 следует строго учитывать знаки движущей силы и тригонометрических функций.

При вращении коленчатого вала по часовой стрелке принимают, что угол  $\beta$  положителен при отклонении шатуна вправо от его положения в в. м. т., сила  $p_n$  положительна, если она направлена влево, сила  $t$  положительна, если она направлена в сторону вращения коленчатого вала, сила  $z$  положительна, если она направлена к центру коленчатого вала.

С учетом данных табл. 8 приложения следует построить диаграммы  $p_n = f_1(\alpha)$ ,  $p_w = f_4(\alpha)$ ,  $t = f_2(\alpha)$  и  $z = f_3(\alpha)$ .

На рис. 23.22 приведены примеры построения диаграмм тангенциальных сил с учетом сил инерции для одного цилиндра двух- и четырехтакт-

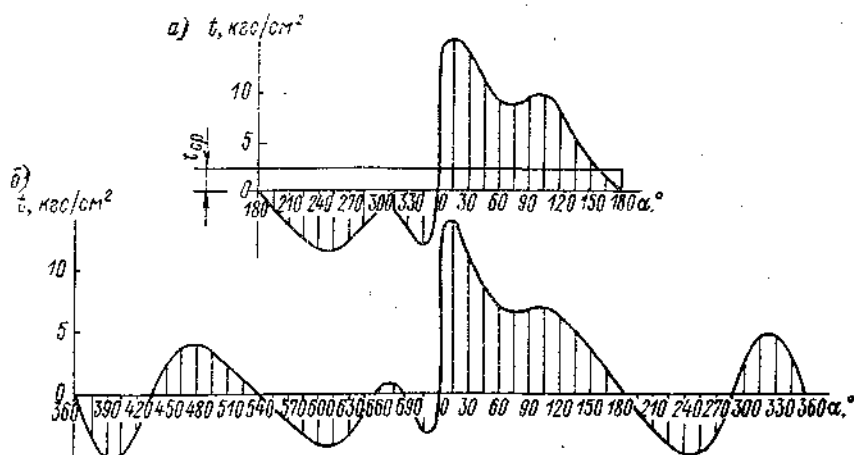


Рис. 23.22. Диаграммы тангенциальных сил одного цилиндра: а — двухтактного двигателя; б — четырехтактного двигателя.

ного двигателей. По таким диаграммам можно проверить правильность расчетов проектируемого двигателя.

Для проверки построения тангенциальной диаграммы прежде всего по ней следует определить среднюю по углу поворота кривошипа тангенциальную силу  $t_{cp}$ .

Рассмотрим тангенциальную диаграмму двухтактного двигателя, приведенную на рис. 23.22, а. Средняя тангенциальная сила  $t_{cp}$  определится как отношение площади между линией  $t = f(\alpha)$  и осью абсцисс к длине диаграммы (в см). Следует отметить, что площади, расположенные над осью абсциссы, следует считать положительными и, наоборот, площади, находящиеся под осью абсциссы, — отрицательными. Проще всего для определения площадей воспользоваться планиметром. При отсутствии планиметра среднюю тангенциальную силу можно найти по методу трапеций для определения площадей. По этому методу

$$t_{cp} = \frac{\sum_{i=0}^{i=n_0-1} y_i}{n_0} \text{ см,} \quad (23.80)$$

где  $n_0$  — число участков, на которое разбивают искомую площадь;

$y_i$  — ордината кривой на границах участков.

Если интервал  $\Delta\alpha$  принят равным  $15^\circ$ , то  $n_0 = 360/15 = 24$ . При  $\Delta\alpha = 10^\circ$   $n_0 = 360/10 = 36$  (для двухтактного двигателя) и  $n_0 = 720/\Delta\alpha$  (для четырехтактного двигателя).

Практически  $\sum_{i=0}^{n_0-1} y_i$  равно сумме всех ординат с учетом знака в столбце табл. 8 приложения.

По формуле (23.80)  $t_{cp}$  определяется в сантиметрах. Следует перевести эту величину в килограмм-силу на квадратный сантиметр, используя масштаб по оси ординат графика  $t = f(\alpha)$  на рис. 23.22. На рис. 23.22, а отмечена средняя тангенциальная сила  $t_{cp}$ , соответствующая рассматриваемой диаграмме тангенциальной силы.

Работу за один цикл можно выразить через среднее индикаторное давление  $p_i$  или через среднюю тангенциальную силу  $t_{cp}$ . Из равенства получаемых выражений для двухтактного ДВС найдем

$$p_i F_{\pi} 2R = t_{cp} F_{\pi} R 2\pi.$$

Тогда

$$t_{cp} = \frac{p_i}{\pi} \text{ — для двухтактного ДВС;} \quad (23.81)$$

$$t_{cp} = \frac{p_i}{2\pi} \text{ — для четырехтактного ДВС.}$$

Если значения  $t_{cp}$ , определенные по формулам (23.81) и (23.80) с учетом масштаба диаграммы, различаются не более чем на 5%, то, следовательно, все расчеты динамики проведены правильно, если же расхождение превышает 5%, то необходимо найти и устранить ошибку в расчетах.

**Определение набегающих тангенциальных сил на шейках коленчатого вала многоцилиндрового двигателя.** Определим законы изменения крутящих моментов на коленчатом валу многоцилиндрового двигателя. На рис. 23.23, а представлена схема коленчатого вала двухтактного четырехцилиндрового двигателя. Цифрами 1—4 пронумерованы цилиндры рассматриваемого двигателя, а 1'—4' — шатунные шейки коленчатого вала; для нумерации коренных шеек использованы цифры I—V. Отсчет цилиндров и шеек ведется со стороны свободного конца вала (со стороны, противоположной расположению приемника энергии).

На рис. 23.23, а указано направление вращения (в данном случае по часовой стрелке), через  $M_1, M_2, M_3$  и  $M_4$  обозначены крутящие моменты, передаваемые на коленчатый вал от КШМ соответствующих цилиндров, через  $M_{кI}, M_{кII}, M_{кIII}, M_{кIV}$  и  $M_{кV}$  — моменты, скручивающие соответственно коренные шейки. Эти моменты называются *набегающими крутящими моментами на коренных шейках*. Очевидно, что набегающий крутящий момент на последней коренной шейке представляет собой суммарный крутящий момент всего двигателя.

Обозначим дополнительно через  $M_{ш1}, M_{ш2}, M_{ш3}$  и  $M_{ш4}$  крутящие моменты, скручивающие шатунные шейки (на рисунке не обозначены). Следует ясно представить, что моменты  $M_{ш1}, M_{ш2}$  и т. д. отличаются от моментов  $M_1, M_2$  и т. д., передаваемых на коленчатый вал от соответствующих КШМ. Действительно, нетрудно заметить, что в указанном положении коленчатого вала  $M_4 = 0$  (четвертый кривошип находится в н. м. т.), в то время как четвертая шатунная шейка скручивается почти полным крутящим моментом всего двигателя и, следовательно,  $M_{ш4} \neq 0$ . Крутящие моменты  $M_{ш1}, M_{ш2}$  и т. д. называют *набегающими крутящими моментами на шатунных шейках коленчатого вала*.

На рис. 23.23, а указано положительное направление всех моментов, фактическое же направление моментов определяется их знаком. Естественно, что некоторые моменты могут оказаться равными нулю при данном положении коленчатого вала (уже отмечалось, что в указанном поло-

жении вала  $M_4 = 0$ ). При исследовании динамики двигателя первое колено всегда располагают в соответствующей ему в. м. т.

Схема коленчатого вала задается диаграммой заклинки кривошипов (рис. 23.23, б), которая представляет по существу вид на коленчатый вал по стрелке А при положении первого кривошипа в в. м. т.

В многоцилиндровых двигателях по ряду соображений применяют, как правило, равномерную заклинку кривошипов. При равномерной за-

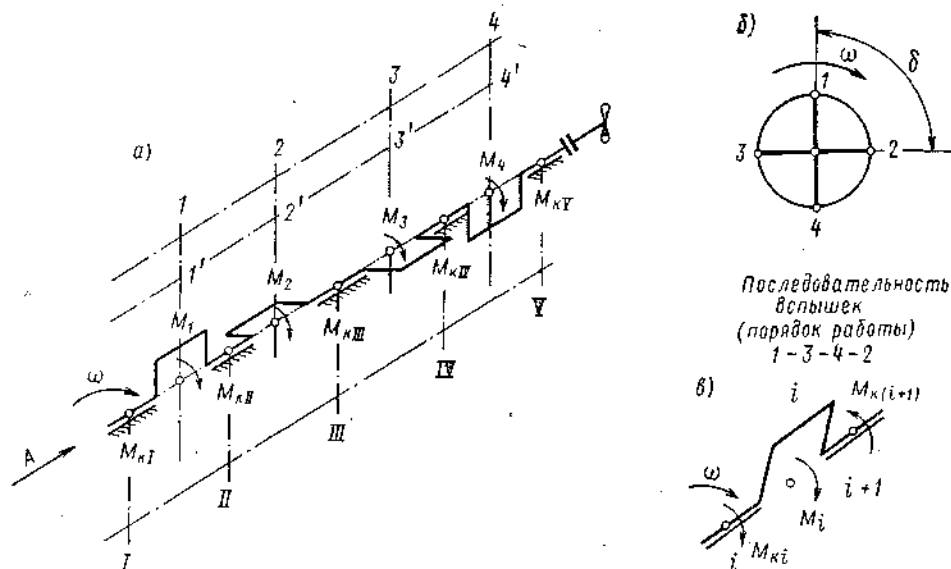


Рис. 23.23. Схема коленчатого вала с диаграммой заклинки кривошипов двухтактного четырехцилиндрового двигателя: а — схема вала; б — диаграмма заклинки кривошипов; в — схема моментов, действующих на колено.

клинке кривошипов наименьший угол  $\delta$  между плоскостями различных кривошипов находят по следующим формулам:

$$\delta = \frac{360^\circ}{i} \text{ — для двухтактных ДВС;} \quad (23.82)$$

$$\delta = \frac{720^\circ}{i} \text{ — для четырехтактных ДВС,}$$

где  $i$  — число цилиндров.

Для двухтактных ДВС последовательность вспышек (порядок работы цилиндров) полностью определяется диаграммой заклинки кривошипов и направлением вращения (для рассматриваемого двигателя последовательность вспышек 1—3—4—2). Справедливо и обратное утверждение: зная последовательность вспышек двухтактного двигателя и подсчитав по формуле (23.82) угол  $\delta$ , нетрудно представить диаграмму заклинки кривошипов. В табл. 20 приложения приведена рекомендуемая последовательность работы цилиндров двухтактных двигателей с числом цилиндров от 2 до 12.

На рис. 23.23, а коренная шейка I является свободной, и если пренебречь моментами сил трения, что вполне допустимо, то можно утверждать, что  $M_{кI} = 0$ . Произведя суммирование моментов, начиная со свободного конца коленчатого вала, нетрудно установить, что

$$\begin{aligned} M_{кI} &= 0; \quad M_{кII} = M_1; \\ M_{кIII} &= M_1 + M_2; \quad M_{кIV} = M_1 + M_2 + M_3; \\ M_{кV} &= M_1 + M_2 + M_3 + M_4. \end{aligned} \quad (23.83)$$

Запишем уравнения (23.83) в другой форме:

$$\begin{aligned} M_{ki} &= 0; \quad M_{kII} = M_{ki} + M_1; \quad M_{kIII} = M_{kII} + M_2; \\ M_{kIV} &= M_{kIII} + M_3; \quad M_{kV} = M_{kIV} + M_4. \end{aligned} \quad (23.84)$$

В общем виде для колена с номером  $i$  (рис. 23.23, в)

$$M_{k(i+1)} = M_{ki} + M_i. \quad (23.85)$$

Относительно  $M_{ш}$  можно установить, что

$$M_{шi} = M_{ki} + \frac{M_i}{2}. \quad (23.86)$$

Крутящий момент  $M_i$ , кгс·см, от данного КШМ

$$M_i = t_i F_{\pi} R. \quad (23.87)$$

Следовательно, тангенциальная сила  $t_i$ , кгс/см<sup>2</sup>, данного КШМ

$$t_i = \frac{M_i}{F_{\pi} R}. \quad (23.88)$$

Введем понятие *условных тангенциальных сил на коренных и шатунных шейках коленчатого вала*, которые определим следующим образом:

$$t_{ki} = \frac{M_{ki}}{F_{\pi} R}; \quad t_{шi} = \frac{M_{шi}}{F_{\pi} R}. \quad (23.89)$$

Условные тангенциальные силы отличаются от соответствующих моментов постоянным множителем ( $F_{\pi} R = \text{const}$  для данного двигателя). С учетом выражения (23.89) уравнения (23.85) и (23.86) примут вид

$$t_{k(i+1)} = t_{ki} + t_i; \quad (23.90)$$

$$t_{шi} = t_{ki} + \frac{t_i}{2}. \quad (23.91)$$

На рис. 23.24, а представлена тангенциальная диаграмма первого КШМ двухтактного ДВС (подобную диаграмму см. на рис. 23.22, а). Определим, на каком угле  $\xi_3$  с этой диаграммы нужно снять ординату, чтобы получить тангенциальное усилие, например в третьем цилиндре при положении первого кривошипа в в. м. т. Из рис. 23.24, б следует, что процесс в третьем цилиндре отстает от процесса в первом цилиндре на угол  $\gamma_3 = 90^\circ$  ( $\gamma_3$  — угол запаздывания вспышки в третьем цилиндре по сравнению с вспышкой в первом цилиндре). Изобразив тангенциальную диаграмму третьего КШМ со сдвигом вправо на угол  $\gamma_3$ , нетрудно установить, что искомый угол  $\xi_3 = 360^\circ - \gamma_3 = 270^\circ$ . Угол  $\xi_3$  принято считать *начальной фазой тангенциального усилия* третьего КШМ по отношению к тангенциальному усилию первого КШМ.

Значения  $\xi_i$  для рассмотренного двухтактного двигателя сведены в табл. 11 приложения.

Для четырехтактного ДВС  $\xi_i$  определяют по последовательности вспышек и углу  $\gamma$ . В этом случае  $\xi_i = 720^\circ - \gamma_i$ . На рис. 23.25 представлена схема заклинки кривошипов четырехтактного восьмицилиндрового ДВС и указана последовательность вспышек. Расчет углов  $\xi_i$  для четырехтактного ДВС сведен в табл. 12 приложения. Рекомендуемые схемы заклинки кривошипов приведены на рис. 23.51.

Рассмотрим порядок составления таблиц набегающих тангенциальных сил на коренных и шатунных шейках на примере шестицилиндрового двухтактного двигателя с последовательностью вспышек 1—6—2—4—3—5. Согласно расчету начальных фаз  $\xi_1 = 0$ ;  $\xi_2 = 240^\circ$ ;  $\xi_3 = 120^\circ$ ;  $\xi_4 = 180^\circ$ ;  $\xi_5 = 60^\circ$  и  $\xi_6 = 300^\circ$ . Исходным материалом для расчета является тан-



генциальная диаграмма первого КШМ  $t_1 = f(\alpha_1)$ . Расчет набегающих тангенциальных сил в коренных шейках для этого двигателя сведен в табл. 13 приложения.

Рассмотрим порядок заполнения этой таблицы.

1. В столбцы 1, 2 записывают значения  $\alpha$  с шагом  $\Delta\alpha = 30^\circ$  и соответствующие значения  $t_1$ , которые определяют по тангенциальной диаграмме одного цилиндра.

2. На основании уравнения (23.90)  $t_{кII} = t_{кI} + t_1 = 0 + t_1 = t_1$ .

3. Для угла  $\xi_2 = 240^\circ$  находят соответствующее значение  $t_1 = -1,0$  и записывают в первую строчку столбца 3 (сдвиг на  $240^\circ$ ).

4. С учетом выражения (23.90)  $t_{кIII} = t_{кII} + t_2$ . Столбец 4 представляет собой сумму двух предыдущих.

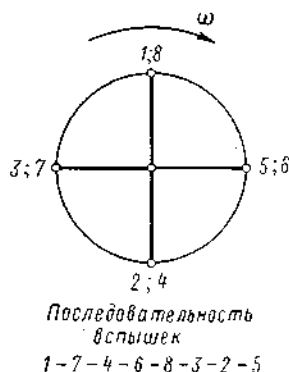
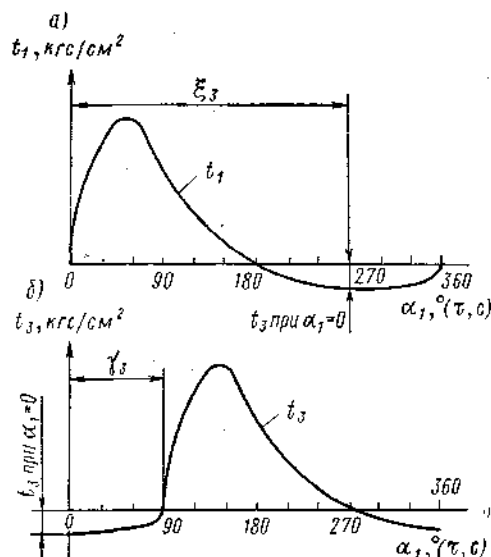


Рис. 23.24. Определение начальных фаз тангенциальных сил различных КШМ многоцилиндрового двигателя.

Рис. 23.25. Схема заклики кривошипов четырехтактного восьмицилиндрового двигателя.

5. Для заполнения столбца 5 сдвигаем  $t_1$  на  $120^\circ$ .

6. По формуле (23.90)  $t_{кIV} = t_{кIII} + t_3$ . Столбец 6 является суммой двух предыдущих.

7. Далее расчет повторяется в указанном порядке.

По таблице находят закон изменения суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя, а также законы изменения моментов, скручивающих любую из коренных шеек. По набегающим тангенциальным силам абсолютное значение крутящего момента  $M_{ки}$ , кгс·см,

$$M_{ки} = t_{ки} F_n R.$$

Табл. 13 приложения служит исходным материалом для расчета коренных шеек на прочность.

Расчет набегающих тангенциальных усилий в шатунных шейках сведен в табл. 14 приложения.

Используя уравнение (23.91), для  $i = 1; 2$  и т. д. получим

$$t_{m1} = t_{кI} + \frac{t_1}{2} = \frac{t_1}{2}; \quad t_{m2} = t_{кII} + \frac{t_2}{2};$$

$$t_{m3} = t_{кIII} + \frac{t_3}{2}; \quad t_{m4} = t_{кIV} + \frac{t_4}{2}. \quad (23.92)$$

Табл. 14 приложения заполняют на основании выражений (23.92); значения  $t_k$  заимствуют из табл. 13. Табл. 14 служит исходным материалом для расчета на прочность шатунных шеек многоцилиндрового двигателя.

**Диаграмма суммарных тангенциальных сил.** Диаграмму суммарных тангенциальных сил многоцилиндрового двигателя строят на основании данных, помещенных в столбце 12 табл. 13 приложения. Диаграмма суммарных тангенциальных сил — периодическая функция с периодом

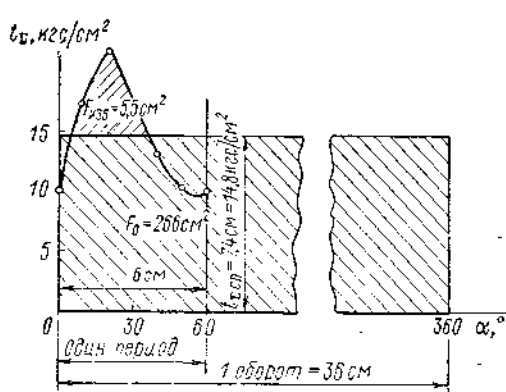


Рис. 23.26. Диаграмма суммарных тангенциальных сил многоцилиндрового двигателя.

$\frac{360^\circ}{i}$  — для двухтактных ДВС;

$\frac{720^\circ}{i}$  — для четырехтактных ДВС.

По данным табл. 13 приложения построена диаграмма  $t_\Sigma$  (один период). По этой диаграмме (рис. 23.26) определяют среднюю суммарную тангенциальную силу  $t_{\Sigma \text{ ср}}$  [см. формулу (23.80)]. Средний суммарный крутящий момент  $M_{\Sigma \text{ ср}}$ , кгс·см, многоцилиндрового двигателя

$$M_{\Sigma \text{ ср}} = t_{\Sigma \text{ ср}} F_{\text{п}} R. \quad (23.93)$$

Точность построения  $t_\Sigma$  оценивают по формулам, аналогичным уравнениям (23.81),

$$t_{\Sigma \text{ ср}} = \frac{\rho i^2}{\pi} \text{ — для двухтактных ДВС;} \quad (23.94)$$

$$t_{\Sigma \text{ ср}} = \frac{\rho i^2}{2\pi} \text{ — для четырехтактных ДВС.}$$

Если число точек, необходимых для построения  $t_\Sigma$ , окажется недостаточным, следует уменьшить шаг  $\Delta\alpha$ .

**Неравномерность вращения вала двигателя.** Если принять, что суммарный момент всех сил сопротивлений (гребного винта, трения и других механических потерь) постоянен и равен  $M_{\Sigma \text{ ср}}$ , то, рассматривая диаграмму суммарного крутящего момента (или пропорционального ему  $t_\Sigma$ ), можно прийти к выводу, что угловая скорость коленчатого вала будет переменной и закон ее изменения определится характером изменения  $t_\Sigma$  и моментом инерции вращающихся масс двигателя  $\theta_{\text{двс}}$ . Действительно, на участке  $bc$  диаграммы  $t_\Sigma$  (рис. 23.27) крутящий момент двигателя больше крутящего момента сопротивлений и положительная избыточная работа  $A_2$ , пропорциональная площади  $F_2$  на диаграмме, тратится на увеличение кинетической энергии вращающихся масс двигателя (а в общем случае и приемника энергии). Таким образом, на участке  $bc$  угловая скорость коленчатого вала  $\omega$  возрастает. На участках  $cd$  и  $ab$  наблюдается обратная картина и угловая скорость  $\omega$  убывает. Характер изменения угловой скорости  $\omega$  представлен в нижней части рисунка. Из диаграммы следует, что в точке  $c$  угловая скорость  $\omega$  имеет максимальное значение  $\omega_{\text{max}}$ , а в точке  $b$  — минимальное  $\omega_{\text{min}}$ . Изменение угловой скорости  $\omega$  за цикл оценивают так называемой *степенью неравномерности вращения коленчатого вала*

$$\delta_s = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad (23.95)$$

где  $\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$  — средняя угловая скорость вращения вала.

Равномерность вращения вала тем лучше, чем меньше отношение  $\delta_s$ .  
Рекомендуемые значения  $\delta_s$  лежат в следующих пределах:

Двигатели	
главные, приводящие в действие гребной винт . . . . .	1/22—1/50
вспомогательные, приводящие в действие генераторы	
постоянного тока . . . . .	1/100—1/150
переменного тока . . . . .	1/150—1/200

Для параллельно работающих генераторов переменного тока  $\delta_s \approx 1/250$ . Степень неравномерности вращения вала проектируемого двигателя можно определить по диаграмме суммарных тангенциальных сил (см. рис. 23.26). Избыточная работа  $A$ , кгс·см, за период увеличения  $\omega$  пропорциональна положительной избыточной площади  $F_{изб}$ . Обозначив приведенный к валу момент инерции всех кинематически связанных с ним масс через  $\theta_{двс}$  [см. формулу (23.51)], на основании теоремы об изменении кинетической энергии системы запишем

$$A = \theta_{двс} \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} =$$

$$= \theta_{двс} (\omega_{max} - \omega_{min}) \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} =$$

$$= \theta_{двс} \delta_s \omega_{cp}^2, \quad (23.96)$$

так как  $\omega_{max} - \omega_{min} = \delta_s \omega_{cp}$ , откуда

$$\delta_s = \frac{A}{\theta_{двс} \omega_{cp}^2} = \frac{A}{\theta_{двс}} \left( \frac{30}{\pi n} \right)^2 = \frac{91,2A}{\theta_{двс} n^2}. \quad (23.97)$$

Преобразуем формулу (23.97). Обозначим через  $A_0$ , кгс·см, работу средней суммарной тангенциальной силы  $t_{\Sigma cp}$  за один оборот коленчатого вала. Эта работа пропорциональна площади заштрихованного прямоугольника на рис. 23.26. Важно отметить, что масштабы площадей  $F_{изб}$  и  $F_0$  одинаковы

$$A_0 = t_{\Sigma cp} F_n 2\pi R, \quad (23.98)$$

откуда

$$\frac{t_{\Sigma cp} F_n 2\pi R}{A_0} = 1,0. \quad (23.99)$$

Перемножив уравнения (23.97) и (23.99), получим

$$\delta_s = \frac{91,2A}{\theta_{двс} n^2} \frac{t_{\Sigma cp} 2\pi R F_n}{A_0} = 286 \frac{t_{\Sigma cp} F_n 2RA}{\theta_{двс} A_0 n^2}. \quad (23.100)$$

Учитывая, что  $\frac{A}{A_0} = \frac{F_{изб}}{F_0}$ ,

$$t_{\Sigma cp} F_n 2R = 2M_{\Sigma cp} = 2 \cdot 71\,620 \frac{N_i}{n}, \quad (23.101)$$

где  $N_i$  — индикаторная мощность двигателя, л. с.

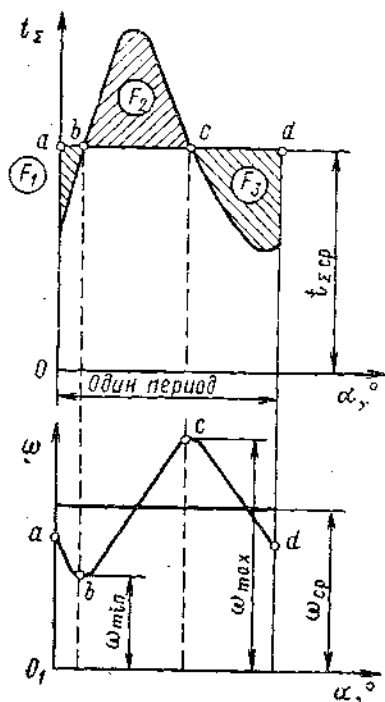


Рис. 23.27. Угловая скорость вращения коленчатого вала в зависимости от характера изменения суммарного тангенциального усилия.

Окончательно получим

$$\delta_s = 4,1 \cdot 10^{-7} \frac{N_i}{\theta_{\text{двс}}^{1/3}} \frac{F_{\text{изб}}}{F_0}. \quad (23.102)$$

В последнюю формулу следует подставлять  $N_i$  в л. с.,  $\theta_{\text{двс}}$  в кгс·см·с<sup>2</sup>,  $n$  в об/мин. Площади  $F_{\text{изб}}$  и  $F_0$  снимают с диаграммы  $t_\Sigma$  (например, на рис. 23.26). Следует подчеркнуть, что длина заштрихованного прямоугольника площадью  $F_0$ , см, должна соответствовать 360° вне зависимости от тактности двигателя. Если за один период  $t_\Sigma$  имеется несколько максимумов, то избыточную площадь  $F_{\text{изб}}$ , входящую в формулу (23.102), определяют по схеме, приведенной на рис. 23.28.

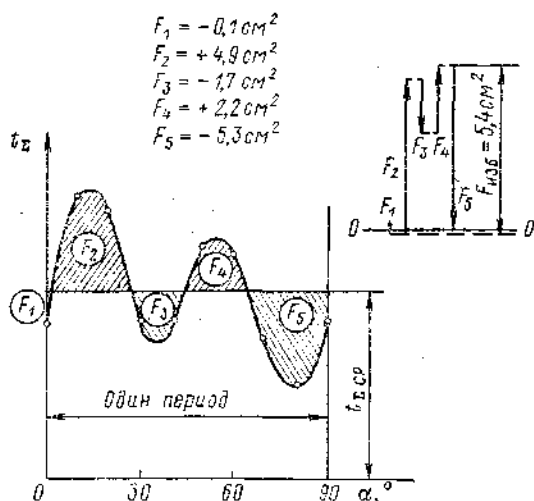


Рис. 23.28. Схема определения  $F_{\text{изб}}$  при нескольких максимумах  $t_\Sigma$  за один период.

шатунную шейку коленчатого вала и несет на себе палец  $D$  прицепного шатуна  $A'D$  бокового цилиндра; расстояние  $BD = r$  — радиус прицепа; угол  $A'BD = \gamma_i$  — угол прицепа; угол  $A'O A_i = \gamma$  — угол развала цилиндров. Направление вращения коленчатого вала в таких двигате-

Порядок приближенного расчета динамики V-образного двигателя с прицепными шатунами. На рис. 23.29, а представлена схема КШМ V-образного двигателя с прицепным шатуном:  $A'B$  — главный шатун, нижняя головка которого охватывает

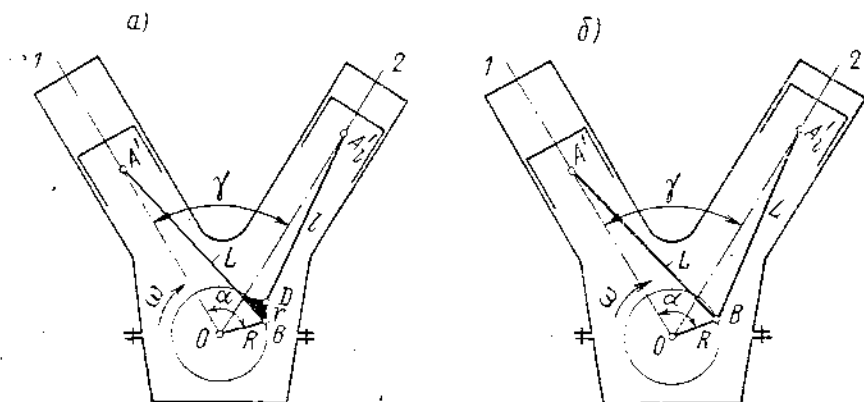


Рис. 23.29. К расчёту динамики V-образного двигателя.

1 и 2 — соответственно главный и боковой цилиндры.

лях назначают от оси главного цилиндра к оси бокового цилиндра по наименьшему углу  $\gamma$  между этими осями.

Кинематика прицепного КШМ существенно отличается от кинематики главного КШМ. Ход бокового поршня обычно несколько больше хода поршня главного цилиндра; степень сжатия в боковом цилиндре может

отличаться от степени сжатия в главном цилиндре, поэтому законы изменения тангенциальных и радиальных усилий в функции от угла поворота коленчатого вала для главного и прицепного КШМ будут различными. При расчете суммарных сил, действующих на колено, следует учитывать  $\gamma_i$  и  $\gamma$ . Все эти обстоятельства значительно усложняют расчет кинематики и динамики КШМ бокового цилиндра, а также динамики всего КШМ V-образного двигателя с прицепными шатунами. В настоящей книге не представляется возможным остановиться на точном расчете динамики V-образного двигателя с прицепными шатунами. Такой расчет можно найти в учебнике [9]. Для приближенных расчетов можно заменить КШМ двигателя с прицепными шатунами на КШМ V-образного двигателя с центральным расположением нижних головок шатунов (рис. 23.29, б).

На рис. 23.30 представлены шатуны такого двигателя и их сочленение с шатунной шейкой коленчатого вала. Как видно из рисунка, один из шатунов имеет вильчатую нижнюю головку, в прорезь которой входит нижняя головка второго шатуна. Оба шатуна сочленяются с одной и той же шейкой коленчатого вала. Важно отметить, что сам коленчатый вал не имеет никаких специфических особенностей и полностью соответствует коленчатому валу рядного двигателя.

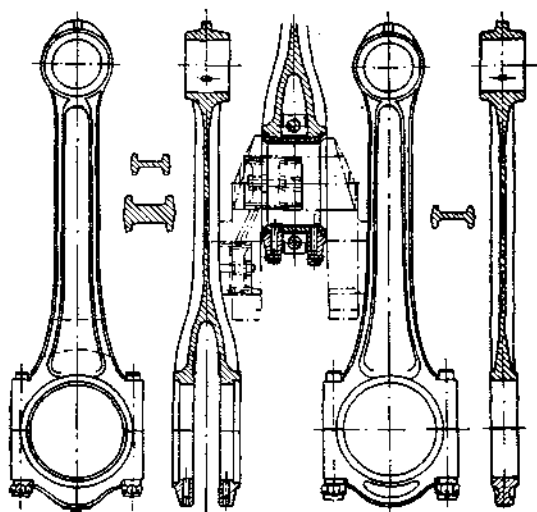


Рис. 23.30. Шатуны V-образного ДВС с центральным расположением нижних головок.

Поэтому схему расположения колен V-образного двигателя следует принимать такой же, как и для соответствующего рядного двигателя. Замена схемы КШМ V-образного двигателя с прицепными шатунами схемой КШМ V-образного двигателя с центральными шатунами вносит известные ошибки в результаты расчета динамики, но с ними можно мириться при необходимости проведения приближенного расчета. Хотя в двигателе, схема которого представлена на рис. 23.29, б, оба цилиндра по их динамическому воздействию на коленчатый вал совершенно одинаковы и прицепной шатун отсутствует, в дальнейшем (имея в виду указанную выше замену) можно считать левый ряд цилиндров главными, а правый — боковыми.

При принятом упрощении индикаторные диаграммы главного и бокового цилиндров и, следовательно, диаграммы тангенциальных и радиальных сил в главном и прицепном КШМ можно считать идентичными. В этом случае для определения диаграммы набегающих тангенциальных сил на коренных шейках коленчатого вала рационально сначала определить закон изменения результирующей тангенциальной силы на одном колене двигателя от КШМ главного и бокового цилиндров. Аналогичные результирующие тангенциальные силы на других коленах будут различаться только начальной фазой. Располагая законом изменения результирующей тангенциальной силы на одном колене, дальнейший расчет динамики V-образного двигателя можно вести так, как это делается для рядного двигателя с той же заклинкой кривошипов.

Обратимся к определению результирующей тангенциальной силы на одном колене от КШМ главного и бокового цилиндров. Диаграмму танген-

циальной силы от КШМ бокового цилиндра в функции угла поворота кривошипа, отсчитываемого от в. м. т. поршня главного цилиндра (см. рис. 23.29), можно получить путем сдвига тангенциальной силы КШМ главного цилиндра на угол  $\xi$ , где  $\xi$  — начальная фаза тангенциальной силы прицепного КШМ по отношению к тангенциальной силе КШМ главного цилиндра.

Начальную фазу  $\xi$  определяют по формулам

$$\xi = 360^\circ - \gamma_s \text{ — для двухтактных ДВС;}$$

$$\xi = 720^\circ - \gamma_s \text{ — для четырехтактных ДВС,} \quad (23.103)$$

где  $\gamma_s$  — угол запаздывания вспышки в боковом цилиндре по отношению к моменту вспышки в главном цилиндре.

В двухтактных ДВС вспышка в цилиндре происходит каждый раз, как только кривошип оказывается в положении, соответствующем в. м. т. данного цилиндра. Следовательно (см. рис. 23.29, б), в двухтактном V-образном двигателе вспышка в боковом цилиндре произойдет при повороте кривошипа на угол  $\gamma$  от момента вспышки в главном цилиндре ( $\gamma_s = \gamma$ ).

Тогда для двухтактного ДВС формула (23.103) примет следующий вид:

$$\xi = 360^\circ - \gamma. \quad (23.104)$$

В четырехтактном ДВС продолжительность цикла равна  $720^\circ$ , поэтому вспышка в боковом цилиндре происходит через угол развала  $\gamma$  после вспышки в главном цилиндре (как в двухтактном ДВС) либо через  $\gamma + 360^\circ$  п. к. в. С точки зрения уменьшения нагрузок на КШМ оказывается рациональнее воспользоваться вторым вариантом, т. е. считать, что

$$\gamma_s = 360^\circ + \gamma. \quad (23.105)$$

Тогда для четырехтактного двигателя формула (23.103) примет вид

$$\xi = 720^\circ - \gamma_s = 720^\circ - \gamma - 360^\circ = 360^\circ - \gamma. \quad (23.106)$$

Порядок приближенного расчета динамики рассмотрим на примере V-образного двенадцатицилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала  $\gamma = 60^\circ$ . В каждом ряду этого двигателя расположено по шесть цилиндров. Примем одну из рекомендуемых схем закидки кривошипов шестицилиндрового четырехтактного двигателя (см. рис. 23.31) и установим последовательность вспышек в главных цилиндрах: 1—5—3—6—2—4. Диаграмму тангенциальных сил первого главного цилиндра  $t_{г1}$  строят обычным образом (см. табл. 8 приложения). Отсчет угла поворота коленчатого вала  $\alpha_{г1}$  ведут от положения кривошипа, соответствующего в. м. т. первого главного поршня.

По формулам (23.105) и (23.106) определяем:

1) угол запаздывания вспышки в боковом цилиндре

$$\gamma_s = \gamma + 360^\circ = 60^\circ + 360^\circ = 420^\circ; \quad (23.107)$$

2) начальную фазу тангенциальной силы КШМ первого бокового цилиндра

$$\xi = 360^\circ - \gamma = 360^\circ - 60^\circ = 300^\circ. \quad (23.108)$$

Затем находим результирующую тангенциальную силу  $t'_1$  на первом кривошипе от главного и прицепного КШМ. Расчет  $t'_1$  сведен в табл. 15 приложения. Чтобы получить ординату  $t'_{п1}$  в функции от  $\alpha_{г1}$ , следует сместить ординату  $t_{г1}$  влево на угол  $\xi = 300^\circ$ . Усилие  $t'_1$  находят по формуле

$$t'_1 = t_{г1} + t_{п1}. \quad (23.109)$$

Для определения набегающих тангенциальных сил на коренных и шатунных шейках коленчатого вала и суммарной тангенциальной силы всего двигателя составляют таблицы, аналогичные представленным в приложении (см. табл. 13 и 14), с той лишь разницей, что в столбец 2 табл. 13 вместо  $t_1$  вписывают значения  $t'_1$ . Начальные фазы результирующих (от главного и прицепного КШМ) тангенциальных сил на разных коленах определяют по диаграмме заклинки кривошипов (рис. 23.31). Суммарная тангенциальная диаграмма всего двенадцатилиндрового V-образного двигателя будет иметь один период:  $\frac{720^\circ}{12} = 60^\circ$ .

Установим теперь порядок работы всех 12 цилиндров рассматриваемого V-образного двигателя, обозначив цилиндры номерами от 1 до 6 с соответствующими индексами: гл — цилиндра главного ряда; пр — цилиндра бокового ряда.

Последовательность вспышек для главного и бокового рядов цилиндров задана на рис. 23.31. Запишем последовательность вспышек в главных цилиндрах, с указанием угла  $\alpha_{гг.1}$ , при котором происходит вспышка:  $1_{гг} (0)$ ;  $5_{гг} (120^\circ)$ ;  $3_{гг} (240^\circ)$ ;  $6_{гг} (360^\circ)$ ;  $2_{гг} (480^\circ)$ ;  $4_{гг} (600^\circ)$ . Вспышка в первом боковом цилиндре отстает от вспышки в первом главном цилиндре на  $\gamma_3 = 420^\circ$ . Определим последовательность вспышек в боковых цилиндрах:  $1_{пр} (420^\circ)$ ;  $5_{пр} (540^\circ)$ ;  $3_{пр} (660^\circ)$ ;  $6_{пр} (780^\circ = 60^\circ)$ ;  $2_{пр} (900^\circ = 180^\circ)$ ;  $4_{пр} (1020^\circ = 300^\circ)$ .

Расположив вспышки в заданной очередности, получим:  $1_{гг}-6_{пр}-5_{гг}-2_{пр}-3_{гг}-4_{пр}-6_{гг}-1_{пр}-2_{гг}-5_{пр}-4_{гг}-3_{пр}$ . Интервал между вспышками равен  $60^\circ$ . По заданной последовательности вспышек в главных цилиндрах можно построить диаграмму заклинки кривошипов данного двигателя.

Результирующую радиальную силу  $z'_1$  находят по схеме для  $t'_1$  (см. табл. 15 приложения).

Нормальную силу в главном цилиндре определяют обычным способом. Закон изменения нормальной силы в боковом цилиндре при приближенном методе расчета считается совпадающим с законом изменения нормальной силы в главном цилиндре. Однако вполне понятно, что складывать эти силы было бы ошибкой.

Порядок приближенного расчета динамики V-образного двухтактного двигателя будет таким же, с той только разницей, что начальную фазу тангенциальной силы прицепного КШМ следует вычислять по формуле (23.104). Остановимся лишь на общей последовательности вспышек двухтактного V-образного двигателя с числом цилиндров, равным 12, и углом развала  $\gamma = 60^\circ$ . Запишем последовательность вспышек, определенных по диаграмме заклинки кривошипов:  $1-5-3-4-2-6$ . Определим последовательность вспышек в главных цилиндрах:  $1_{гг} (0)$ ;  $5_{гг} (60^\circ)$ ;  $3_{гг} (120^\circ)$ ;  $4_{гг} (180^\circ)$ ;  $2_{гг} (240^\circ)$ ;  $6_{гг} (300^\circ)$ . Угол запаздывания вспышки в первом боковом цилиндре по сравнению с вспышкой в первом главном цилиндре  $\gamma_3 = 60^\circ$ .

Следовательно, ряд вспышек в боковых цилиндрах будет иметь вид:  $1_{пр} (60^\circ)$ ;  $5_{пр} (120^\circ)$ ;  $3_{пр} (180^\circ)$ ;  $4_{пр} (240^\circ)$ ;  $2_{пр} (300^\circ)$ ;  $6_{пр} (360^\circ = 0)$ . В данном двигателе вспышки возникают одновременно в одном из главных и в одном из боковых цилиндров.

Общий порядок вспышек запишется следующим образом:  $1_{гг}6_{пр} (0) - 5_{гг}1_{пр} (60^\circ) - 3_{гг}5_{пр} (120^\circ) - 4_{гг}3_{пр} (180^\circ) - 2_{гг}4_{пр} (240^\circ) - 6_{гг}2_{пр} (300^\circ)$ .

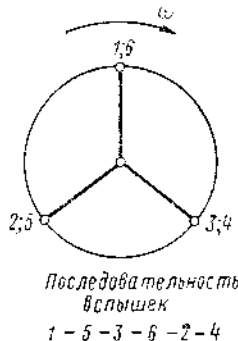


Рис. 23.31. Диаграмма заклинки кривошипов двенадцатилиндрового четырехтактного V-образного двигателя.

### 23.3. ВНЕШНЯЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ И УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Под внешней неуравновешенностью двигателя понимается наличие в нем периодических сил или моментов сил, передающихся на фундамент.

Неуравновешенные силы и моменты сил вызывают вибрацию самого двигателя, фундамента или сооружения, на котором установлен фундамент. В судовых энергетических установках с ДВС вследствие неуравновешенности двигателя может возникать вибрация корпуса судна или его отдельных участков. Причиной внешней неуравновешенности двигателя являются силы инерции приведенных ПДМ и неуравновешенных вращающихся масс КШМ всех цилиндров, а также опрокидывающие моменты.

Характер изменения опрокидывающего момента  $M_{\text{опр}}$  определяется характером диаграммы суммарных тангенциальных сил. Переменная часть опрокидывающего момента, которая и вызывает вибрацию, для многоцилиндрового двигателя сравнительно невелика, и ее влиянием на общую неуравновешенность двигателя можно пренебречь. Рассмотрим неуравновешенность, вызываемую силами инерции масс КШМ.

Система координат выбрана отличной от принятой в начале данной главы. Вертикальную ось направим вдоль оси цилиндра вверх, а горизонтальную — в направлении кривошипа, повернутого от в. м. т. на  $90^\circ$  в сторону вращения коленчатого вала. В данном случае такая система координатных осей является предпочтительней, так как будут рассмотрены только силы инерции, которые, как известно, при положении поршня в в. м. т. направлены вертикально вверх.

Постоянные при установившемся скоростном режиме работы двигателя амплитудные значения сил инерции и их моментов обозначим символами  $P$  и  $M$  (для безразмерных величин  $p$  и  $m$  соответственно). Примем следующие индексы:  $i$  — для номера цилиндра;  $r$  — для сил инерции вращающихся масс; I и II — для сил инерции первого и второго порядка ПДМ соответственно; в и г — для вертикальных и горизонтальных проекций сил инерции.

В соответствии с новым направлением координатных осей и введенными обозначениями безразмерное амплитудное значение, например силы инерции неуравновешенных вращающихся масс одного цилиндра, запишется в виде

$$p_{ri} = m_{ri} R \omega^2 = -q_{ri},$$

где  $m_{ri}$  и  $q_{ri}$  определяют по формулам (23.47) и (23.56).

В расчет вводят *относительные приведенные массы КШМ*, отнесенные к единице площади поршня,

$$m_{ri} = \frac{M_{ri}}{F_{\pi}}; \quad m_s = \frac{M_{si}}{F_{\pi}}. \quad (23.110)$$

Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс при установившемся режиме работы двигателя имеет постоянную величину

$$P_{ri} = M_{ri} R \omega^2 = m_{ri} F_{\pi} R \omega^2. \quad (23.111)$$

Вертикальная  $P_{ri \text{ в}}$  и горизонтальная  $P_{ri \text{ г}}$  проекции этой силы определяются в зависимости от положения кривошипа  $\alpha_i$

$$P_{ri \text{ в}} = P_{ri} \cos \alpha_i; \quad P_{ri \text{ г}} = P_{ri} \sin \alpha_i. \quad (23.112)$$

Проекцию силы инерции поступательно-движущихся масс на вертикальную ось обозначим через  $P_{ji}$  и найдем по приближенной формуле для ускорения поршня

$$P_{ji} = M_{si} R \omega^2 (\cos \alpha_i + \lambda \cos 2\alpha_i) = P_{Ii} \cos \alpha_i + P_{IIi} \cos 2\alpha_i, \quad (23.113)$$



где переменные величины

$$P_{IiB} = P_{Ii} \cos \alpha_i \text{ и } P_{IiB} = P_{Ii} \cos 2\alpha_i \quad (23.114)$$

принято считать силами инерции первого и второго порядков ПДМ, а постоянные величины

$$P_{Ii} \approx M_{Si} R \omega^2 = m_{Si} F_n R \omega^2 \text{ и } P_{IiB} = \lambda P_{Ii} \quad (23.115)$$

представляют собой амплитуды этих сил.

Силу инерции первого порядка ПДМ  $P_{IiB}$  можно, как и раньше, рассматривать в виде проекции на вертикальную ось некоторого *фиктивного*

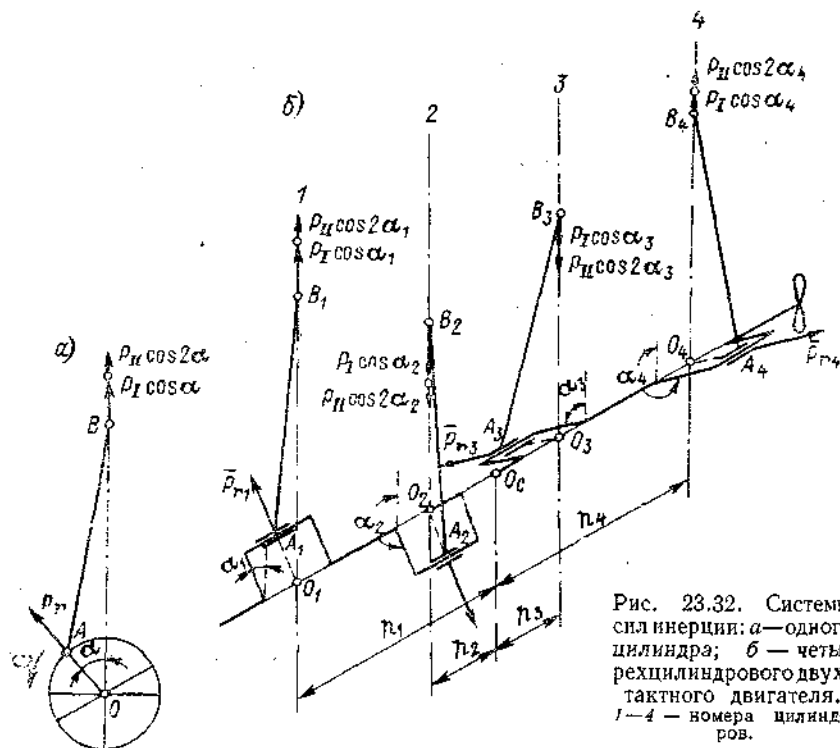


Рис. 23.32. Системы сил инерции: а — одного цилиндра; б — четырехцилиндрового двухтактного двигателя. 1—4 — номера цилиндров.

вектора, численно равного амплитуде этой силы  $P_{Ii}$ , направленного по оси кривошипа с номером  $i$  и вращающегося вместе с кривошипом с угловой скоростью коленчатого вала  $\omega$ . Как сам вектор  $P_{Ii}$ , так и его горизонтальная проекция  $P_{IiH} = P_{Ii} \sin \alpha_i$  являются фиктивными силами и вводятся только для упрощения последующих расчетов.

Для аналогичных целей служит и фиктивный вектор второго порядка ПДМ, численно равный амплитуде силы инерции второго порядка, совпадающий в момент  $\alpha_i = 0$  с направлением кривошипа с номером  $i$  и вращающийся с угловой скоростью  $2\omega$ .

Проекция фиктивного вектора сил инерции ПДМ второго порядка на горизонтальную ось  $P_{IiH} = P_{Ii} \sin 2\alpha_i$  является фиктивной силой, так же как и  $P_{IiB}$ .

Рассмотрим систему сил инерции многоцилиндрового двигателя на примере четырехцилиндрового двухтактного ДВС. На рис. 23.32, а показаны силы инерции одного цилиндра при произвольном угле поворота коленчатого вала  $\alpha$ . На рисунке приняты следующие обозначения:  $P_r$  — сила инерции неуравновешенных вращающихся масс КШМ;  $P_I \cos \alpha$  и  $P_{II} \cos 2\alpha$  — сила инерции поступательно-движущихся масс КШМ первого и второго порядков соответственно.

На рис. 23.32, б представлена система сил инерции всего четырехцилиндрового двигателя. Через  $\alpha_i$  обозначены углы поворотов соответствующих мотылей от своих в. м. т. В рассматриваемом примере система сил инерции состоит из 12 сил: четыре силы инерции вращающихся масс  $P_{r1}$ ,  $P_{r2}$ ,  $P_{r3}$  и  $P_{r4}$ ; четыре силы инерции ПДМ первого порядка  $P_{I1} \cos \alpha_1$ ,  $P_{I1} \cos \alpha_2$ ,  $P_{I1} \cos \alpha_3$  и  $P_{I1} \cos \alpha_4$  и четыре силы инерции ПДМ второго порядка  $P_{II1} \cos 2\alpha_1$ ,  $P_{II1} \cos 2\alpha_2$ ,  $P_{II1} \cos 2\alpha_3$  и  $P_{II1} \cos 2\alpha_4$ .

Кривошипно-шатунные механизмы в многоцилиндровых двигателях обычно выполняют одинаковыми; поэтому, как правило, для многоцилиндровых двигателей можно принимать

$$P_{r1} = P_{r2} = P_{r3} = P_{r4} = P_r;$$

$$P_{I1} = P_{I2} = P_{I3} = P_{I4} = P_I;$$

$$P_{II1} = P_{II2} = P_{II3} = P_{II4} = P_{II}. \quad (23.116)$$

Как следует из рис. 23.32, б, система сил инерции вращающихся масс представляет пространственную систему сил, а система сил инерции ПДМ первого и второго порядков — плоскую систему сил, лежащих в вертикальной плоскости, проходящей через ось вращения коленчатого вала.

Двигатель считается полностью уравновешенным, если при любом положении коленчатого вала система сил инерции находится в равновесии.

Приведем систему сил инерции к точке  $O_c$ , т. е. в середине оси коленчатого вала. Как известно из курса статики, любую систему сил можно привести к данной точке (в данном случае к точке  $O_c$ , заменив ее главным вектором всей системы сил, приложенным в точке  $O_c$  приведения и

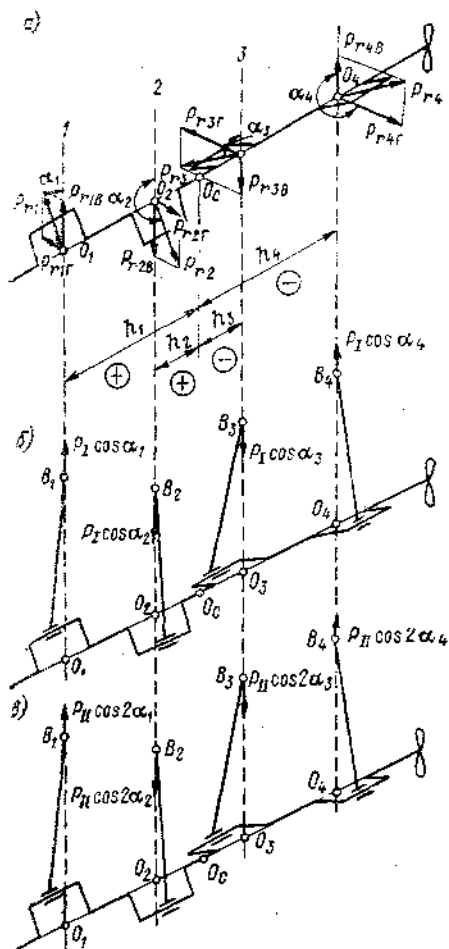


Рис. 23.33. Схемы систем сил инерции.  
1—4 — номера цилиндров.

равным геометрической сумме всех сил системы, и главным моментом, равным геометрической сумме векторов моментов всех сил относительно той же точки приведения.

Для удобства исследования обычно отдельно рассматривают:

- систему сил инерции вращающихся масс (рис. 23.33, а);
- систему сил инерции ПДМ первого порядка (рис. 23.33, б);
- систему сил инерции ПДМ второго порядка (рис. 23.33, в).

На рис. 23.33, в показаны только действительные составляющие сил инерции ПДМ первого и второго порядков. На рис. 23.33, а силы инерции вращающихся масс  $P_{ri}$  перенесены по линиям их действия в точки  $O_i$  на оси коленчатого вала и каждая из сил разложена на две составляющие: вертикальную  $P_{riB}$  и горизонтальную  $P_{riT}$ . Величины составляющих находят по уравнениям

$$P_{riB} = P_{ri} \cos \alpha_i; \quad P_{riT} = P_{ri} \sin \alpha_i. \quad (23.117)$$

На рис. 23.33, *a* плечи сил разных КШМ относительно точки  $O_c$  обозначены  $h_1 = O_1O_c$ ,  $h_2 = O_2O_c$ ,  $h_3 = O_3O_c$  и  $h_4 = O_4O_c$ . Так как моменты сил, приложенных по разные стороны от точки, имеют разные знаки, будем приписывать плечам сил, расположенным в сторону носовой части двигателя ( $h_1$  и  $h_2$ ), знак плюс, а плечам, расположенным в сторону кормовой части двигателя ( $h_3$  и  $h_4$ ), — знак минус.

Для того чтобы общая система сил инерции (см. рис. 23.32, *b*) находилась в равновесии при любом положении коленчатого вала, необходимо обеспечить условия равновесия каждой из трех систем сил на рис. 23.33. Условием такого равновесия будет равенство нулю главных векторов и главных моментов сил инерции каждой из систем относительно точки  $O_c$ .

При исследовании уравновешенности систем сил инерции ПДМ первого и второго порядков удобнее рассматривать равновесие систем фиктивных сил тех же порядков. Из равенства нулю, например, главного вектора и главного момента системы фиктивных сил инерции ПДМ первого порядка, как следствие, вытекает равенство нулю главного вектора и главного момента действительной системы сил инерции ПДМ первого порядка.

Условия равновесия запишем в следующем виде:

— для системы сил инерции вращающихся масс (см. рис. 23.33, *a*)

$$\left. \begin{aligned} \sum_1^z P_{ri} \cos \alpha_i &= 0 \\ \sum_1^z P_{ri} \sin \alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{равенство нулю} \\ &\text{главного вектора} \end{aligned} \quad (23.118)$$

$$( \text{в проекциях на две оси} ), \quad (23.119)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_1^z P_{ri} h_i \cos \alpha_i &= 0 \\ \sum_1^z P_{ri} h_i \sin \alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{равенство нулю} \\ &\text{главного момента системы} \end{aligned} \quad (23.120)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_1^z P_{ri} h_i \cos \alpha_i &= 0 \\ \sum_1^z P_{ri} h_i \sin \alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{относительно точки } O_c \\ &\text{(в проекциях на две оси);} \end{aligned} \quad (23.121)$$

— для сил инерции ПДМ первого порядка (см. рис. 23.33, *b*)

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{Ii} \cos \alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{Ii} \sin \alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{равенство нулю} \\ &\text{главного вектора,} \end{aligned} \quad (23.122)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{Ii} \cos \alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{Ii} \sin \alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (23.123)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{Ii} h_i \cos \alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{Ii} h_i \sin \alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{равенство нулю} \\ &\text{главного момента;} \end{aligned} \quad (23.124)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{Ii} h_i \cos \alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{Ii} h_i \sin \alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (23.125)$$

— для сил инерции ПДМ второго порядка (рис. 23.33, *в*)

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{IIi} \cos 2\alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{IIi} \sin 2\alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{равенство нулю} \\ &\text{главного вектора,} \end{aligned} \quad (23.126)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{IIi} \cos 2\alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{IIi} \sin 2\alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (23.127)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{IIi} h_i \cos 2\alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{IIi} h_i \sin 2\alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{равенство нулю} \\ &\text{главного момента.} \end{aligned} \quad (23.128)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum_i^z P_{IIi} h_i \cos 2\alpha_i &= 0 \\ \sum_i^z P_{IIi} h_i \sin 2\alpha_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (23.129)$$

Равенства (23.122), (23.124), (23.126) и (23.128) выражают сумму действительных составляющих, а равенства (23.123), (23.125), (23.127) и (23.129) — сумму фиктивных составляющих главного вектора и главного момента сил инерции ПДМ первого и второго порядков.

Уравнения (23.118)—(23.129) являются *аналитическими условиями уравновешенности многоцилиндрового двигателя*, записанными в скалярной форме.

При симметричной конструкции остова двигателя и коленчатого вала положение точки  $O_c$  можно принимать в середине коленчатого вала (при этом предполагается, что вертикальная плоскость, проходящая через точку  $O_c$ , пересекает ц. м. всего двигателя). В случае несимметричной конструкции остова (например, при делении коленчатого вала на две неравные части) координату ц. м. можно найти из уравнения статических моментов масс отдельных цилиндров относительно какой-либо вертикальной оси, например оси первого цилиндра. Обозначив условно массу одного

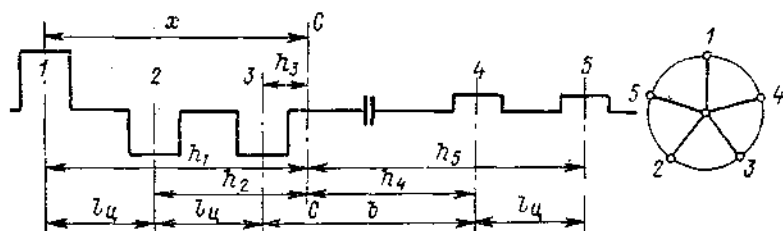


Рис. 23.34. Схема определения центра масс двигателя.

рабочего цилиндра через 1,0, а расстояние между цилиндрами через  $l_{ц}$ , найдем для схемы коленчатого вала пятицилиндрового двигателя (рис. 23.34) координату ц. м.  $x$  из уравнения

$$1,0 \cdot 0 + 1,0 \cdot l_{ц} + 1,0 \cdot 2l_{ц} + 1,0 (2l_{ц} + b) + 1,0 (3l_{ц} + b) = 5x,$$

откуда

$$x = \frac{8l_{ц} + 2b}{5}.$$

Соответственно найдутся и размеры  $h_1, h_2, h_3, h_4$  и  $h_5$ :

$$h_1 = \frac{8l_{ц} + 2b}{5}; \quad h_2 = \frac{3l_{ц} + 2b}{5};$$

$$h_3 = \frac{2(b - l_{ц})}{5}; \quad h_4 = \frac{2l_{ц} + 3b}{5};$$

$$h_5 = \frac{7l_{ц} + 3b}{5}.$$

Расположение колен коленчатого вала характеризуется диаграммой заклинки кривошипов (рис. 23.35, б), которая иначе называется *фазовой диаграммой* первого порядка и представляет собой вид на коленчатый вал со стороны его свободного конца (по стрелке А на рис. 23.35, а) при положении кривошипа первого цилиндра в своей в. м. т.

Отмеренные в сторону вращения коленчатого вала углы  $\beta_i$  между плоскостью кривошипа первого цилиндра и плоскостью кривошипа с номером  $i$  показаны на рис. 23.35, б.

Нетрудно видеть, что в произвольном положении коленчатого вала, когда угол поворота кривошипа первого цилиндра от своей в. м. т. равен  $\alpha_1$ , для угла  $\alpha_i$  справедливо следующее равенство (рис. 23.36):

$$\alpha_i = \alpha_1 + \beta_i. \quad (23.130)$$

В самом общем случае неуравновешенности системы сил инерции ни одно из уравнений (23.118)—(23.129) не будет удовлетворяться, и мы получим двенадцать уравнений, характеризующих неуравновешенные силы и моменты:

$$R_{rv} = \sum_1^z P_{ri} \cos \alpha_i; \quad (23.131)$$

$$R_{rr} = \sum_1^z P_{ri} \sin \alpha_i; \quad (23.132)$$

$$M_{rr} = \sum_1^z P_{ri} h_i \cos \alpha_i; \quad (23.133)$$

$$M_{rv} = \sum_1^z P_{ri} h_i \sin \alpha_i; \quad (23.134)$$

$$R_{I_d} = \sum_1^z P_{Ii} \cos \alpha_i; \quad (23.135)$$

$$R_{I_\Phi} = \sum_1^z P_{Ii} \sin \alpha_i; \quad (23.136)$$

$$M_{I_d} = \sum_1^z P_{Ii} h_i \cos \alpha_i; \quad (23.137)$$

$$M_{I_\Phi} = \sum_1^z P_{Ii} h_i \sin \alpha_i; \quad (23.138)$$

$$R_{II_d} = \sum_1^z P_{IIi} \cos 2\alpha_i; \quad (23.139)$$

$$R_{II_\Phi} = \sum_1^z P_{IIi} \sin 2\alpha_i; \quad (23.140)$$

$$M_{II_d} = \sum_1^z P_{IIi} h_i \cos 2\alpha_i; \quad (23.141)$$

$$M_{II_\Phi} = \sum_1^z P_{IIi} h_i \sin 2\alpha_i; \quad (23.142)$$

где  $R_{rv}$  и  $R_{rr}$  — вертикальная и горизонтальная проекции неуравновешенной силы инерции (главного вектора) системы сил  $P_{ri}$ ;

$M_{rr}$  и  $M_{rv}$  — моменты системы сил  $P_{ri}$  относительно горизонтальной и вертикальной осей, проходящих через точку  $O_c$  (проекция главного момента системы сил  $P_{ri}$  относительно точки  $O_c$  соответственно на горизонтальную и вертикальную ось);

$R_{I_d}$  и  $R_{I_\Phi}$  — действительная и фиктивная составляющие главного вектора системы сил инерции ПДМ первого порядка;

$M_{I_d}$  и  $M_{I_\Phi}$  — действительная и фиктивная составляющие главного момента системы сил инерции ПДМ первого порядка;

$R_{II_d}$  и  $R_{II_\Phi}$  — действительная и фиктивная составляющие главного вектора системы сил инерции ПДМ второго порядка;

$M_{\text{Ид}}$  и  $M_{\text{Иф}}$  — действительная и фиктивная составляющие главного момента системы сил инерции ПДМ второго порядка.

Главный вектор неуравновешенных вращающихся масс, равный геометрической сумме векторов  $\vec{P}_{r1}$ ,  $\vec{P}_{r2}$ ,  $\vec{P}_{r3}$  и  $\vec{P}_{r4}$ ,

$$\vec{R}_r = \vec{P}_{r1} + \vec{P}_{r2} + \vec{P}_{r3} + \vec{P}_{r4} \quad (23.143)$$

будет вращаться вместе с коленчатым валом с угловой скоростью  $\omega$  (см. рис. 23.33, а). При любом положении коленчатого вала проекциями этого вектора на вертикальную и горизонтальную ось будут  $R_{rv}$  и  $R_{rh}$ . Следо-

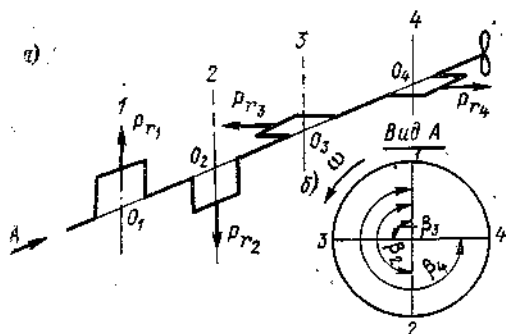


Рис. 23.35. Схема расположения кривошипов коленчатого вала.  
1—4 — номера цилиндров.

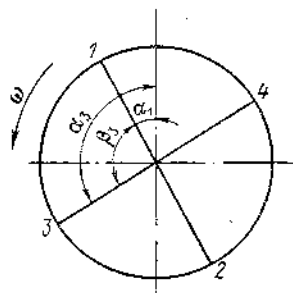


Рис. 23.36. К определению  $\alpha_i$  для произвольного положения коленчатого вала.

зательно, численное значение главного вектора неуравновешенных вращающихся масс можно определить из выражения

$$R_r = \sqrt{R_{rv}^2 + R_{rh}^2}, \quad (23.144)$$

где  $R_{rv}$  и  $R_{rh}$  находят по формулам (23.131) и (23.132).

Если определены проекции главного вектора  $R_r$  при положении коленчатого вала, когда его первый кривошип находится в своей в. м. т., то угол между главным вектором и вертикальной осью  $\varphi_r$

$$\operatorname{tg} \varphi_r = \frac{R_{rh}}{R_{rv}} = \frac{\sum_1^z P_{ri} \sin \alpha_i}{\sum_1^z P_{ri} \cos \alpha_i}. \quad (23.145)$$

Справедливо и обратное: для произвольного положения коленчатого вала, определяемого углом  $\alpha_i$ , проекции главного вектора на вертикальную и горизонтальную оси можно найти по уравнениям

$$R_{rv} = R_r \cos(\alpha_1 + \varphi_r); \quad R_{rh} = R_r \sin(\alpha_1 + \varphi_r). \quad (23.146)$$

Несколько иначе обстоит дело с неуравновешенными моментами от сил инерции вращающихся масс. Как известно (рис. 23.37), момент  $P a$  сил  $\vec{P}$ , действующих в плоскости  $EE$ , можно представить вектором  $\vec{M}$ , перпендикулярным к плоскости  $EE$ . Длина вектора  $\vec{M}$  соответствует в выбранном масштабе величине момента. Вектор  $\vec{M}$  направлен в ту сторону, откуда пара сил  $\vec{P}$  представляется действующей по часовой стрелке. В соответствии с этим вектор момента от силы  $P_{r1v}$  направлен горизонтально, а вектор момента от силы  $P_{r1r}$  — вертикально (рис. 23.38, точка приведения  $O_c$ ).

Момент от силы  $P_{ri}$

$$M_{ri} = \sqrt{M_{ri\beta}^2 + M_{ri\gamma}^2}. \quad (23.147)$$

Соответственно  $\operatorname{tg} \psi_i = \frac{M_{ri\beta}}{M_{ri\gamma}}$ .

Обозначим через  $\psi_r$  угол между результирующим вектором момента  $M_r$  и горизонтальной осью. Для главного вектора сил инерции вращающихся масс по аналогии получим

$$M_r = \sqrt{M_{r\gamma}^2 + M_{r\beta}^2}, \quad (23.148)$$

где

$$M_{r\gamma} = \sum_1^z P_{ri} h_i \cos \alpha_i; \quad (23.149)$$

$$M_{r\beta} = \sum_1^z P_{ri} h_i \sin \alpha_i. \quad (23.150)$$

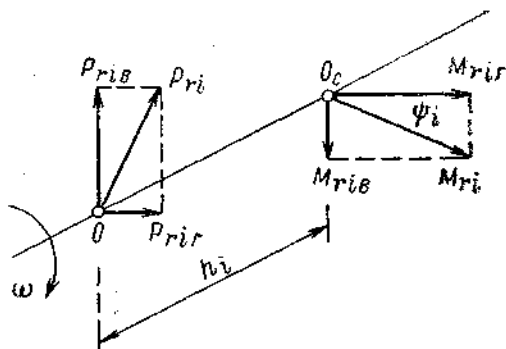
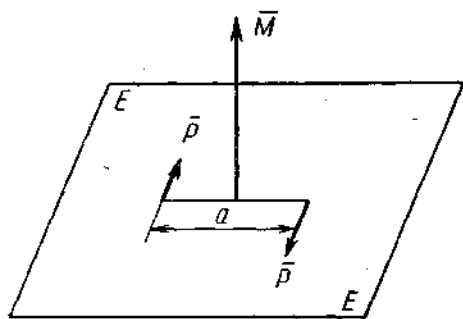


Рис. 23.37. Векторное изображение момента пары сил.

Рис. 23.38. Схема моментов неуравновешенных вращающихся масс цилиндра.

Таким образом,

$$\operatorname{tg} \psi_r = \frac{M_{r\beta}}{M_{r\gamma}} = \frac{\sum_1^z P_{ri} h_i \sin \alpha_i}{\sum_1^z P_{ri} h_i \cos \alpha_i}, \quad (23.151)$$

откуда непосредственно следует

$$M_{r\gamma} = M_r \cos(\alpha_1 + \psi_r); \quad (23.152)$$

$$M_{r\beta} = M_r \sin(\alpha_1 + \psi_r), \quad (23.153)$$

где  $\psi_r$  — начальная фаза момента.

В дальнейшем будем определять  $\psi_r$  для положения коленчатого вала при  $\alpha_1 = 0$ .

Для сил и моментов сил инерции ПДМ первого и второго порядков получим соответственно:

$$R_I = \sqrt{R_{I\Delta}^2 + R_{I\Phi}^2}; \quad M_I = \sqrt{M_{I\Delta}^2 + M_{I\Phi}^2}; \quad (23.154)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_I = \frac{R_{I\Phi}}{R_{I\Delta}}; \quad \operatorname{tg} \psi_I = \frac{M_{I\Phi}}{M_{I\Delta}}; \quad (23.155)$$

$$R_{I\Delta} = R_I \cos(\alpha_1 + \varphi_I); \quad M_{I\Delta} = M_I \cos(\alpha_1 + \psi_I); \quad (23.156)$$

$$R_{II} = \sqrt{R_{II\phi}^2 + R_{II\alpha}^2}; \quad M_{II} = \sqrt{M_{II\phi}^2 + M_{II\alpha}^2}; \quad (23.157)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{II} = \frac{R_{II\phi}}{R_{II\alpha}}; \quad \operatorname{tg} \psi_{II} = \frac{M_{II\phi}}{M_{II\alpha}}; \quad (23.158)$$

$$R_{II\alpha} = R_{II} \cos 2(\alpha_1 + \varphi_{II}); \quad M_{II\alpha} = M_{II} \cos 2(\alpha_1 + \psi_{II}), \quad (23.159)$$

где  $R_{II\alpha}$ ,  $R_{II\phi}$ ,  $M_{II\alpha}$  и  $M_{II\phi}$  определяют по формулам (23.135)—(23.138), а  $R_{II\alpha}$ ,  $R_{II\phi}$ ,  $M_{II\alpha}$  и  $M_{II\phi}$  — из выражений (23.139)—(23.142).

Расчеты неуравновешенности ДВС в безразмерной форме разработаны П. А. Истоминым [9].

Для удобства вычислений вводятся понятия безразмерных плеч моментов, сил и моментов сил инерции, амплитуд и неуравновешенных сил и моментов сил инерции всего двигателя.

Безразмерным плечом  $l_i$  называется отношение

$$l_i = \frac{h_i}{l_{\alpha}}, \quad (23.160)$$

где  $l_{\alpha}$  — расстояние между цилиндрами исследуемого двигателя.

Безразмерными силами  $P_{ri\alpha}$ ,  $P_{ri\phi}$ ,  $P_{ii\alpha}$ ,  $P_{ii\phi}$ ,  $P_{iii\alpha}$  и  $P_{iii\phi}$  принято считать отношения

$$P_{ri\alpha} = \frac{P_{ri\alpha}}{P_{r0}}; \quad P_{ii\alpha} = \frac{P_{ii\alpha}}{P_{i0}}; \quad P_{iii\alpha} = \frac{P_{iii\alpha}}{P_{iii0}} \text{ и т. д.}, \quad (23.161)$$

где  $P_{r0} = M_R R \omega^2$ ,  $P_{i0} = M_S R \omega^2$ ,  $P_{iii0} = \lambda M_S R \omega^2$ , причем  $M_S$  и  $M_R$  определяют по формулам (23.45) и (23.46).

Следует заметить, что индексы у безразмерных сил сохраняются теми же, что и у размерных сил. Размерные амплитуды  $P_{r0}$ ,  $P_{i0}$  и  $P_{iii0}$  определяют для КШМ первого цилиндра многоцилиндрового двигателя. Безразмерные амплитуды сил  $p$  и  $R$  находят по формулам

$$p = \frac{P}{P_0}; \quad r = \frac{R}{P_0}. \quad (23.162)$$

Безразмерные моменты и их безразмерные амплитуды

$$m_i = \frac{M_i}{P_0 l_{\alpha}}; \quad m = \frac{M}{P_0 l_{\alpha}}, \quad (23.163)$$

где индексы у  $M$  и  $m$  сохраняются одинаковыми.

Абсолютные силы и моменты выражаются через безразмерные величины следующим образом:

$$P = p P_0; \quad R = r P_0; \quad M = m P_0 l_{\alpha}, \quad (23.164)$$

где  $P_0 = P_{r0} = M_R R \omega^2 = m_R F_{\pi} R \omega^2$  — для системы сил инерции неуравновешенных вращающихся масс;  $P_0 = P_{i0} = M_S R \omega^2 = m_S F_{\pi} R \omega^2$  — для системы сил инерции ПДМ первого порядка;  $P_0 = P_{iii0} = \lambda M_S R \omega^2 = \lambda m_S F_{\pi} R \omega^2 = \lambda P_{i0}$  — для системы сил инерции ПДМ второго порядка;  $l_{\alpha}$  — расстояние между осями цилиндров. Индексы у абсолютных и безразмерных величин сохраняются одинаковыми.

Уравнения (23.147)—(23.159) справедливы и для безразмерных величин. Векторы результирующих безразмерных сил инерции и моментов для систем сил инерции неуравновешенных вращающихся масс и сил инерции ПДМ первого порядка вращаются вместе с коленчатым валом с угловой скоростью  $\omega$ . Векторы результирующих безразмерных сил инерции и их моментов для системы сил инерции ПДМ второго порядка вращаются в ту же сторону, что и коленчатый вал, с угловой скоростью  $2\omega$ .

Неуравновешенные силы и моменты от системы сил инерции вращающихся масс. Неуравновешенные силы и моменты принято определять



при положении коленчатого вала, когда кривошип первого цилиндра находится в в. м. т.

Определение неуравновешенной силы графическим способом. Разберем этот способ на примере четырехцилиндрового двухтактного двигателя с диаграммой заклинки кривошипов, представленной на рис. 23.35. Предположим, что приведенные вращающиеся массы КШМ разных цилиндров различны и составляют  $M_{R2} = 0,5M_{R1}$ ;  $M_{R3} = 1,5M_{R1}$  и  $M_{R4} = M_{R1}$  (этот пример имеет чисто иллюстративное значение). Для данного двигателя  $P_{r2} = 0,5P_{r1}$ ;  $P_{r3} = 1,5P_{r1}$  и  $P_{r4} = P_{r1}$ .

Принимаем за  $P_{r0}$  силу инерции вращающихся масс первого цилиндра. Тогда безразмерные силы инерции

$$p_{r1} = 1,0; p_{r2} = 0,5; p_{r3} = 1,5; p_{r4} = 1,0. \quad (23.165)$$

Отметим направление безразмерных сил инерции КШМ разных цилиндров на диаграмме заклинки кривошипов (фазовой диаграмме первого порядка — рис. 23.39, а). Расположение сил  $P_{ri}$  в пространстве показано на рис. 23.35. На рис. 23.39, б произведено геометрическое сложение безразмерных сил  $P_{ri}$ . Многоугольник сил  $P_{ri}$  не замкнулся; неуравновешенная сила представлена безразмерным главным вектором  $r_r = 0,5\sqrt{2}$  и фазовым углом  $\varphi_r = 45^\circ$ .

При вращении коленчатого вала многоугольник сил (см. рис. 23.39, б) вращается вместе с ним в ту же сторону и с той же угловой скоростью. При этом в некоторые моменты проекции  $r_{rv}$  и  $r_{rt}$  равны  $r_r = 0,5\sqrt{2}$ .

Таким образом, для графического определения амплитуды безразмерной силы  $r_r$  на фазовой диаграмме первого порядка следует указать направление безразмерных сил  $P_{ri}$  и сложить эти силы. Замыкающая многоугольника сил  $r_r$  представит амплитуду безразмерной неуравновешенной силы. Абсолютное значение амплитуды неуравновешенной силы находят по формуле

$$R_r = r_r P_{r0} = r_r M_{R1} R \omega^2. \quad (23.166)$$

Фазовым углом  $\varphi_r$  будет угол между вектором  $r_r$  и вертикалью. Максимальное значение проекции неуравновешенной силы как на горизонтальную, так и на вертикальную ось равно  $R_r$ .

Если приведенные массы  $M_{Ri}$  разных цилиндров будут одинаковыми, то многоугольник сил замкнется и, следовательно, силы инерции вращающихся масс уравновесятся. Можно показать, что при равномерной заклинке кривошипов и одинаковой величине вращающихся масс различных КШМ, как правило, силы инерции вращающихся масс оказываются уравновешенными (за исключением двухцилиндрового четырехтактного ДВС).

Определение неуравновешенной силы  $R_r$  аналитическим способом. Для аналитического определения неуравновешенной силы используем формулы (23.131) и (23.132), которые с учетом уравнения (23.130) при  $\alpha_1 = 0$  переписутся в виде

$$R_{rv} = \sum_1^z P_{ri} \cos \beta_i, \quad R_{rt} = \sum_1^z P_{ri} \sin \beta_i$$

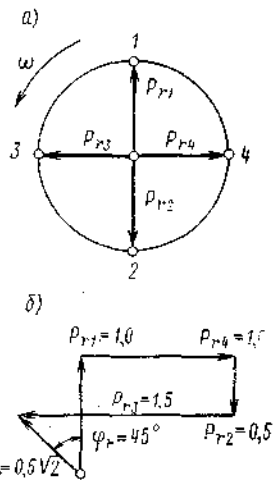


Рис. 23.39. Графический способ определения  $r_r$ : а — фазовая диаграмма сил инерции вращающихся масс (фазовая диаграмма первого порядка); б — многоугольник сил инерции  $P_{ri}$ .

или в безразмерном виде

$$r_{r\beta} = \sum_1^2 p_{ri} \cos \beta_i, \quad r_{r\gamma} = \sum_1^2 p_{ri} \sin \beta_i. \quad (23.167)$$

Углы  $\beta_i$  определяют по фазовой диаграмме первого порядка (см. рис. 23.35).

Расчет неуравновешенной безразмерной силы  $r_r$  для рассмотренного четырехцилиндрового двухтактного двигателя сведен в табл. 16 приложения.

Абсолютная неуравновешенная сила

$$R_r = r_r P_{r0} = r_r M_{R1} R \omega^2. \quad (23.168)$$

Определение неуравновешенного момента графическим способом. На рис. 23.40 представлена схема

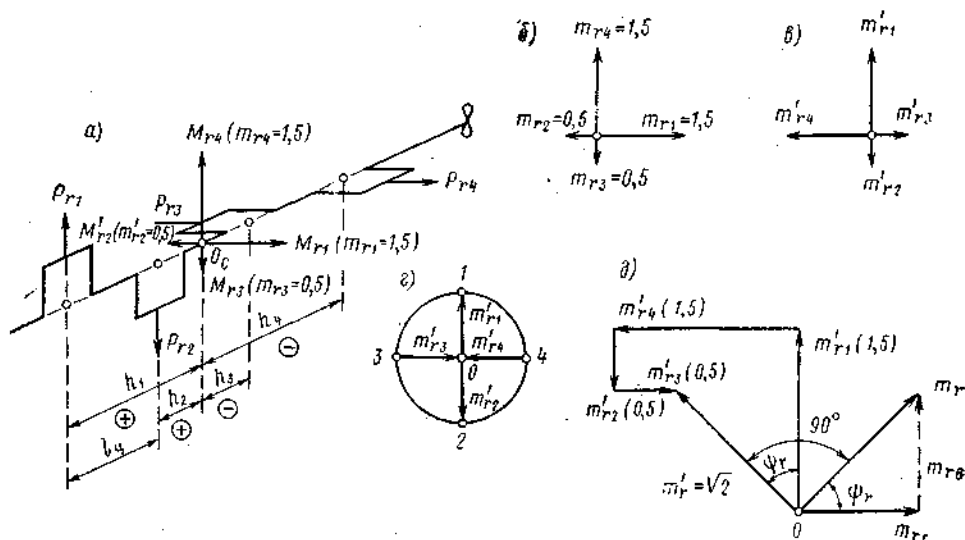


Рис. 23.40. Графическое определение  $m_r$ : а — схема вала; б — направление действительных безразмерных моментов; в — направление повернутых безразмерных моментов; г — совмещение повернутых безразмерных моментов с фазовой диаграммой первого порядка; д — многоугольник моментов.

коленчатого вала четырехцилиндрового двухтактного двигателя с фазовой диаграммой первого порядка. Следует отметить, что неуравновешенность двигателя не зависит от направления вращения коленчатого вала. Предполагаем, что двигатель однородный, т. е. безразмерные амплитуды сил инерций вращающихся масс удовлетворяют равенству

$$p_{r1} = p_{r2} = p_{r3} = p_{r4} = 1,0.$$

Безразмерные плечи моментов, как следует из рис. 23.40, а, равны:

$$l_1 = \frac{h_1}{l_{ц}} = 1,5; \quad l_2 = \frac{h_2}{l_{ц}} = 0,5;$$

$$l_3 = -\frac{h_3}{l_{ц}} = -0,5; \quad l_4 = -\frac{h_4}{l_{ц}} = -1,5.$$

Безразмерные моменты (без учета знака) составляют

$$m_{r1} = p_{r1} l_1 = 1,5; \quad m_{r2} = p_{r2} l_2 = 0,5;$$

$$m_{r3} = p_{r3} l_3 = 0,5; \quad m_{r4} = p_{r4} l_4 = 1,5.$$

Направление векторов размерных  $M_{ri}$  и безразмерных моментов  $m_{ri}$  соответствует показанному на рис. 23.37.

Безразмерные векторы моментов  $m_{ri}$  в соответствии с рис. 23.40, а и с учетом их величины и направления указаны на рис. 23.40, б. Если все безразмерные моменты (здесь и далее будем говорить моменты, имея в виду векторы моментов) повернуть на  $90^\circ$  против часовой стрелки, то они расположатся так, как указано на рис. 23.40, в (повернутые моменты обозначены через  $m'_{ri}$ ). Сравнивая фазовую диаграмму первого порядка с диаграммой повернутых безразмерных моментов  $m'_{ri}$ , можно заметить, что линии действия повернутых безразмерных моментов совпадают с плоскостями соответствующих кривошипов, причем безразмерные повернутые моменты  $m'_{ri}$ , плечи которых положительны, направлены от центра фазовой диаграммы (рис. 23.40, г) к периферии, а безразмерные повернутые моменты, плечи которых отрицательны, — по линиям кривошипов от периферии к центру.

На фазовой диаграмме (рис. 23.40, г) в соответствии со схемой на рис. 23.40, в показано направление повернутых векторов моментов  $m'_{ri}$ . Следует подчеркнуть, что схема на рис. 23.40, г не учитывает величины указанных векторных моментов, а дает представление только об их направлении.

На рис. 23.40, д приведено геометрическое суммирование повернутых безразмерных моментов и найдена их геометрическая сумма  $m'_r$ . Поскольку порядок сложения  $m'_r$  произволен, то имеет смысл складывать их таким образом, чтобы векторы не накладывались друг на друга. Фактическое направление суммарного безразмерного момента найдется поворотом вектора  $m'_r$  на  $90^\circ$  по часовой стрелке (рис. 23.40, д). Проекция безразмерного момента  $m_r$  на горизонталь даст  $m_{r\Gamma}$ , а на вертикаль  $m_{rB}$  при  $\alpha_1 = 0$ . При вращении коленчатого вала вектор  $m_r$  вращается вместе с ним в ту же сторону и с той же угловой скоростью  $\omega$ . Соответственно изменятся и  $m_{r\Gamma}$ ,  $m_{rB}$ . Максимальное значение их будет равно  $m_r$ .

Абсолютное значение амплитуды неуравновешенного момента

$$M_r = m_r P_{r0} l_{\text{ш}}$$

где  $P_{r0} = M_{R1} R \omega^2 = m_{R1} F_n R \omega^2$ .

Начальную фазу вектора момента  $\psi_r$  находят из рис. 23.40, д. В данном случае  $m_{r\Gamma} = m_{rB}$ ,  $\psi_r = 45^\circ$ .

Порядок графического определения  $m_r$ :

- 1) оценивают безразмерные силы  $p_{ri}$ ;
- 2) выбирают безразмерные плечи с учетом их знака  $l_i$ ;
- 3) находят безразмерные моменты  $m_{ri} = p_{ri} l_i$ ;
- 4) на фазовой диаграмме первого порядка указывают направление повернутых на  $90^\circ$  против часовой стрелки векторов безразмерных моментов;
- 5) геометрически складывают повернутые безразмерные моменты и находят их геометрическую сумму;
- 6) поворачивают вектор  $m'_r$  на  $90^\circ$  по часовой стрелке и определяют таким образом вектор  $m_r$ ;
- 7) снимают с чертежа угол  $\psi_r$ ;
- 8) находят абсолютное значение амплитуды неуравновешенного момента

$$M_r = m_r P_{r0} l_{\text{ш}} = m_R M_{R1} R \omega^2 l_{\text{ш}}$$

Определение неуравновешенного момента аналитическим способом. В соответствии с формулами (23.133), (23.134) и с учетом уравнения (23.130) при  $\alpha_1 = 0$

$$M_{r\Gamma} = \sum_1^z P_{ri} h_i \cos \beta_i; \quad M_{rB} = \sum_1^z P_{ri} h_i \sin \beta_i,$$

а в безразмерном виде

$$m_{r\tau} = \sum_1^z p_{ri} l_i \cos \beta_i; \quad m_{r\beta} = \sum_1^z p_{ri} l_i \sin \beta_i.$$

Относительные плечи  $l_i$  рассчитываем или определяем по схеме коленчатого вала. По фазовой диаграмме, согласно рис. 23.35, б, оцениваем углы  $\beta_i$ . При вращении вала против часовой стрелки (рис. 23.40, з)  $\beta_1 = 0$ ,  $\beta_2 = 180^\circ$ ,  $\beta_4 = 270^\circ$  и  $\beta_3 = 90^\circ$ .

Аналитический расчет  $m_r$  для того же двигателя сведен в табл. 17 приложения.

Следует отметить, что для двух- и четырехтактных двигателей значения углов  $\beta_i$  не должны превышать  $360^\circ$ .

Абсолютное значение амплитуды неуравновешенного момента находят по формуле  $M_r = m_r P_{r0} l_{ц}$ .

При изменении направления вращения изменяются знаки проекций момента  $m_r$  и угла  $\varphi_r$ . Величина амплитуды  $m_r$  остается неизменной.

Безразмерные неуравновешенные моменты при прочих равных условиях зависят от схемы заклинь кривошипов (см. табл. 20 приложения).

Уравновешивание сил и моментов сил инерции вращающихся масс. Радикальным способом устранения неуравновешенных сил и моментов сил инерции вращающихся масс является установка противовесов на щеках коленчатого вала (рис. 23.41).

Рассмотрим три частных случая уравновешивания вращающихся масс.

*Первый случай:*  $R_r \neq 0$ ;  $M_r = 0$ .

Пусть  $OO_1$  — ось коленчатого вала (рис. 23.42, а),  $R_r$  — амплитуда неуравновешенной силы. Точки  $A$  и  $B$  соответствуют положению середин щек коленчатого вала, на которых мы собираемся установить противовесы. Рассчитаем силы инерции противовесов  $P_{пр A}$  и  $P_{пр B}$  по следующей схеме:

$$P_{пр A} + P_{пр B} = P_{пр, рез} = -R_r; \quad (23.169)$$

$$P_{пр A} l_A = -P_{пр B} l_B. \quad (23.170)$$

Условия (23.169) и (23.170) требуют, чтобы сила  $P_{пр, рез}$  была по величине равна  $R_r$  и приложена в точке  $C$ . Задаемся значением  $r_{пр}$  и определяем  $m_{пр A}$  и  $m_{пр B}$  из уравнений

$$P_{пр A} = m_{пр A} r_{пр} \omega^2; \quad (23.171)$$

$$P_{пр B} = m_{пр B} r_{пр} \omega^2. \quad (23.172)$$

Заметим, что при присоединении к системе сил  $P_{ri}$  еще двух сил  $P_{пр A}$  и  $P_{пр B}$  равенство нулю главного момента  $M_r$  не нарушится ввиду выполнения условия (23.170).

*Второй случай:*  $R_r = 0$ ;  $M_r \neq 0$  (рис. 23.42, б).

Для уравновешивания  $M_r$  на щеках в точках  $A$  и  $B$  устанавливаем одинаковые противовесы ( $m_{пр A} = m_{пр B}$ ), чтобы

$$P_{пр A} AB = -M_r.$$

Равные силы  $P_{пр A}$  и  $P_{пр B}$  создают момент  $M_{пр}$ , который и уравновешивает  $M_r$ . В результате присоединения к системе сил  $P_{ri}$  двух сил  $P_{пр A}$  и  $P_{пр B}$  равенство нулю главного вектора не нарушится, так как  $P_{пр A}$  и  $P_{пр B}$  равны по величине и противоположны по направлению.

*Третий случай:*  $R_r \neq 0$ ;  $M_r \neq 0$  (рис. 23.42, в).

Раскладываем  $R_r$  на две параллельные силы  $R_A$  и  $R_B$ , приложенные в точках  $A$  и  $B$  соответственно. Момент  $M_r$  заменяем парой сил  $R'_A$  и  $R'_B$  ( $R'_A = R'_B$ ). Далее находим равнодействующие  $R_{A\Sigma}$  и  $R_{B\Sigma}$  сил, приложенных в точках  $A$  и  $B$ , и устанавливаем противовесы  $m_{пр A}$  и  $m_{пр B}$  с та-

ким расчетом, чтобы  $P_{пр A} = -R_{A\Sigma}$ ;  $P_{пр B} = -R_{B\Sigma}$ . После присоединения указанных противовесов система сил инерции вращающихся масс будет полностью уравновешена.

Таким образом, во всех случаях система сил инерции неуравновешенных вращающихся масс может быть уравновешена по меньшей мере двумя противовесами на щеках коленчатого вала. Иногда даже при полной уравновешенности вращающихся масс устанавливают противовесы на щеках коленчатого вала для уменьшения внутренних сил, изгибающих вал, и снижения нагрузки в коренных подшипниках. Например, на рис. 23.43 показана установка противовесов на щеках шестцилиндрового четырехтактного МОД, у которого  $R_r = 0$  и  $M_r = 0$  без противовесов. Противовесы установлены только на щеках 1, 3, 4 и 6 колен. Центр масс противовесов не лежит на продолжении радиусов кривошипов, а смещен на угол  $\gamma = 30^\circ$ ; поэтому составляющие  $k$  от центробежных сил  $F$  компенсируют действие недостающих на коленах 2 и 5 противовесов.

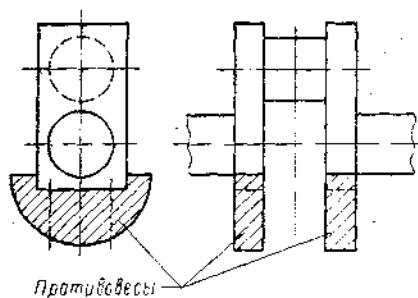


Рис. 23.41. Схема установки противовесов на щеках коленчатого вала.

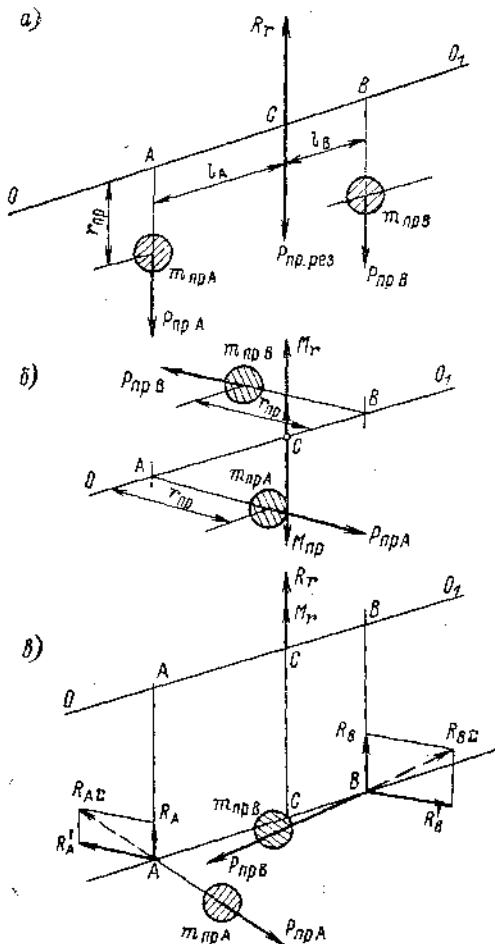


Рис. 23.42. Три частных случая уравновешивания сил инерции вращающихся масс многцилиндрового двигателя.

Определение неуравновешенных сил и моментов от системы сил инерции ПДМ первого порядка графическим способом. Ранее было показано, что силу инерции первого порядка  $P_1 \cos \alpha_i$  можно рассматривать как проекцию на вертикаль вектора фиктивной центробежной силы  $P_{1i}$ , направленного вдоль кривошипа и вращающегося вместе с ним с угловой скоростью  $\omega$ .

Момент действительной силы инерции первого порядка  $P_1 \cos \alpha_i$  относительно центра тяжести двигателя  $O_c$  можно представить как проекцию вектора момента фиктивной силы  $P_1$  на горизонтальную ось. Из рассмотрения рис. 23.33, б следует, что действительная составляющая главного вектора сил инерции первого порядка всегда лежит в вертикальной

плоскости, а действительная составляющая вектора главного момента  $M_{1д}$  — в горизонтальной плоскости, так как для плоской системы сил ее главный вектор момента направлен перпендикулярно к плоскости действия сил системы. Для определения  $R_{1д}$  и  $M_{1д}$  после введения фиктивных центробежных сил  $P_{ri}$  можно найти главный вектор фиктивных центробежных сил  $R_1$  и главный момент фиктивных центробежных сил  $M_1$  относительно точки  $O_c$  точно так, как это сделано для системы сил  $P_{ri}$ . Тогда реальный главный вектор сил инерции первого порядка  $R_{1д}$ , очевидно, будет равен проекции на вертикаль вектора  $R_1$ , а реальный

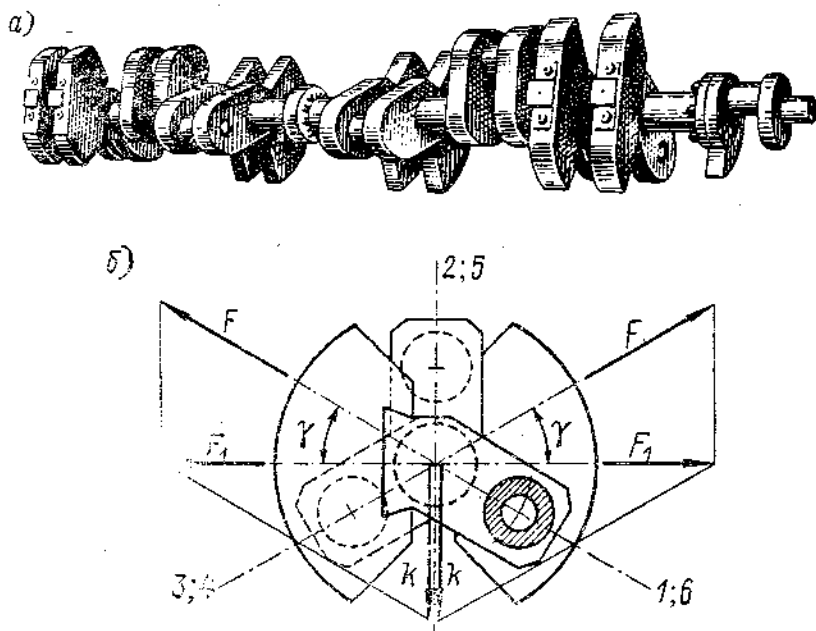


Рис. 23.43. Установка противовесов для разгрузки шестицилиндрового четырехтактного МОД: а — общий вид вала; б — схема установки противовесов.

главный момент сил инерции первого порядка  $M_{1д}$  найдется как проекция на горизонталь фиктивного вектора  $M_1$ .

Учитывая, что векторы  $R_1$  и  $M_1$ , так же как и векторы  $R_r$  и  $M_r$ , вращаются вместе с коленчатым валом, можно утверждать, что величины их максимальных проекций на вертикаль и горизонталь (правда, в разные моменты времени) равны  $R_1$  и  $M_1$  соответственно.

Следовательно,

$$(R_{1д})_{\max} = R_1; \quad (M_{1д})_{\max} = M_1. \quad (23.173)$$

В качестве примера определим графически  $R_1$  и  $M_1$  для четырехцилиндрового двухтактного двигателя, для которого мы ранее определяли неуравновешенный момент вращающихся масс (см. рис. 23.40).

Необходимые построения для этого случая представлены на рис. 23.44. Исследование проведено в безразмерных величинах. На рис. 23.44, а изображена скелетная схема коленчатого вала и указаны размерные  $h_i$  и безразмерные  $l_i$  плечи. На рис. 23.44, б показана фазовая диаграмма первого порядка с указанием направления безразмерных фиктивных сил инерции всех КШМ рассматриваемого двигателя. Двигатель принят однородным, поэтому

$$p_{11} = p_{12} = p_{13} = p_{14} = 1,0.$$

На рис. 23.44, а произведено геометрическое сложение безразмерных фиктивных векторов  $p_{1i}$ . Многоугольник сил замкнулся, следовательно,  $r_1 = 0$ . Силы инерции первого порядка данного двигателя уравновешены, что наблюдается почти всегда при равномерной заклинке кривошипов. Если бы  $r_1$  отличалось от нуля, то вертикальная проекция  $r_1$  представляла бы  $r_{1д}$ , т. е. действительную неуравновешенную силу первого порядка при положении кривошипа первого цилиндра в своей в. м. т. Максимальное же значение безразмерной неуравновешенной силы первого порядка численно равнялось бы  $r_1$ . Абсолютную амплитуду неуравновешенной силы первого порядка можно было бы найти по формуле

$$R_1 = r_1 P_{10}, \quad (23.174)$$

где  $P_{10} = M_S R \omega^2 = m_S F_{\pi} R \omega^2$ .

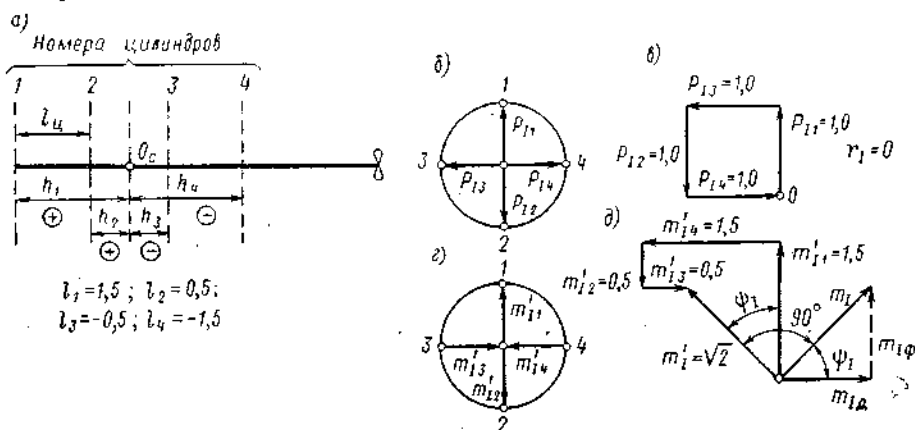


Рис. 23.44. Графический способ определения  $r_1$  и  $m_1$  для четырехцилиндрового двухтактного двигателя.

Переходим к графическому определению безразмерного момента сил инерции первого порядка  $m_{1д}$ . Так же, как и раньше, на фазовой диаграмме первого порядка (рис. 27.44, з) показываем направление повернутых безразмерных векторов фиктивных моментов  $\bar{m}'_{1i}$ . У моментов, для которых  $l_i$  отрицательны, векторы  $\bar{m}'_{1i}$  направляются к центру фазовой диаграммы. Абсолютная величина моментов  $m'_{1i}$  (знак уже учтен на диаграмме рис. 23.44, з)

$$m'_{11} = p_{11} l_1 = 1,5; \quad m'_{12} = p_{12} l_2 = 0,5;$$

$$m'_{13} = p_{13} l_3 = 0,5; \quad m'_{14} = p_{14} l_4 = 1,5.$$

На рис. 23.44, д произведено геометрическое суммирование векторов моментов с учетом их величины и направления. Замыкающая (геометрическая сумма)  $\bar{m}_1 = \sqrt{2}$  представляет повернутый результирующий фиктивный вектор безразмерного момента сил инерции первого порядка. Действительное направление вектора фиктивного безразмерного момента  $m_1$  найдется поворотом вектора  $\bar{m}_1$  на  $90^\circ$  по часовой стрелке. Действительный момент первого порядка сил инерции ПДМ при положении коленчатого вала в своей в. м. т. ( $\alpha_1 = 0$ )  $m_{1д}$  определится как проекция вектора  $\bar{m}_1$  на горизонталь. Вторая вертикальная проекция вектора  $\bar{m}_1$  представляет фиктивный момент первого порядка при  $\alpha_1 = 0^\circ$ . Вектор  $\bar{m}_1$  вращается вместе с коленчатым валом с угловой скоростью  $\omega$ . Максимальное значение  $m_{1д}$  численно равно  $m_1$ . Размерная амплитуда неуравновешенного момента сил инерции ПДМ первого порядка

$$M_1 = m_1 P_{10} l_{ц} = m_1 M_S R \omega^2 l_{ц}. \quad (23.175)$$

Фазовый угол  $\varphi_1$  снимается непосредственно с чертежа (см. рис. 23.44,  $\partial$ ). При сравнении рис. 23.44,  $\partial$  и 23.40,  $\partial$  нетрудно установить, что численно  $m_1 = m_r$ ,  $m_{1д} = m_{rг}$  и  $m_{1ф} = m_{rв}$ . Отсюда следует практический вывод, что если предварительно в безразмерных величинах провести анализ неуравновешенных сил и моментов вращающихся масс, то исследовать неуравновешенность от сил инерции ПДМ первого порядка не имеет смысла; достаточно приравнять  $m_1 = m_r$ ;  $m_{1д} = m_{rг}$ ,  $m_{1ф} = m_{rв}$ .

Абсолютные значения максимальных неуравновешенных сил и моментов сил инерции вращающихся масс ( $R_r$  и  $M_1$ ) всегда будут отличаться от абсолютных значений максимальных неуравновешенных сил и моментов сил инерции ПДМ первого порядка ( $R_1$  и  $M_1$ ).

Действительно,

$$R_r = r_r P_{r0} = r_r M_R R \omega^2; \quad M_r = m_r M_R R \omega^2 l_{ц}; \quad (23.176)$$

$$R_1 = r_1 P_{10} = r_1 M_S R \omega^2; \quad M_1 = m_1 M_S R \omega^2 l_{ц}, \quad (23.177)$$

где  $P_{r0} = M_R R \omega^2 = m_R F_n R \omega^2$ ,  $P_{10} = M_S R \omega^2 = m_S F_n R \omega^2$ , а  $M_S$  и  $M_R$  определяют по формулам (23.45) и (23.46). Так как обычно  $M_S \neq M_R$ , то  $R_r \neq R_1$  и  $M_r \neq M_1$ .

Определение неуравновешенных сил и моментов от системы сил инерции ПДМ первого порядка аналитическим способом. Для определения этих величин можно было бы заполнить таблицы, аналогичные табл. 16 и 17 приложения. Однако, как уже разъяснялось, достаточно приравнять  $m_1 = m_r$ ,  $m_{1д} = m_{rг}$  и  $r_1 = r_r$ , причем где значения  $m_r$ ,  $m_{rг}$  и  $r_r$  следует заимствовать непосредственно из табл. 16 и 17 приложения.

Абсолютные значения  $P_1$  и  $M_1$  определяют, как и прежде, по формулам (23.176) и (23.177).

Уравновешивание сил и моментов сил инерции первого порядка. При равномерной заклинке кривошипов  $R_1$ , как правило, равно нулю. Неуравновешенный максимальный момент от сил инерции первого порядка  $M_1 = m_1 P_{10} l_{ц}$  можно уменьшить, если удастся подобрать более рациональный порядок заклинки кривошипов (фазовую диаграмму первого порядка). Этот момент можно попытаться уменьшить за счет утяжеления одних поршней и облегчения других. Из рис. 23.44,  $г$  видно, что если бы в рассматриваемом двигателе облегчить поршни 1 и 4, а поршни 2 и 3 утяжелить, то  $m_1^i$  уменьшится. Следует, однако, иметь в виду, что при этом нарушится уравновешенность сил инерции первого и второго порядков.

Полностью уравновесить силу инерции первого порядка обычными противовесами, установленными на щеках колен, не удастся. Действительно, хотя и можно подобрать массу противовеса  $m_{пр}$  (рис. 23.45) так, чтобы  $P_{пр} = P_1$  и  $P_1 \cos \alpha = P_{пр} \cos \alpha$ , уравновесив тем самым силы в вертикальной плоскости, но это вызовет появление новой неуравновешенной силы  $P_{пр} \sin \alpha$  в горизонтальной плоскости, максимальное значение которой равно  $P_{пр} = P_1$ . Следовательно, обычным противовесом можно только перенести неуравновешенную силу ПДМ первого порядка из вертикальной плоскости в горизонтальную. Однако такой перенос, как правило, практического смысла не имеет. Иногда, правда, переносят половину силы инерции ПДМ первого порядка в горизонтальную плоскость, но это, конечно, нельзя считать кардинальным решением вопроса.

Полностью уравновесить силу инерции первого порядка можно за счет специального устройства — динамического противовеса. Идея динамического противовеса заключается в следующем (рис. 23.46,  $а$ ).

В остоу двигателя на подшипниках  $O_1$  и  $O_2$  устанавливаются две шестерни, вращающиеся в разные стороны с одинаковой угловой скоростью  $\omega$ .



С шестернями связаны два противовеса ( $m_{np1} = m_{np2}$ ), радиусы которых составляют с вертикалью одинаковые углы  $\alpha$ . Горизонтальные составляющие сил инерции противовесов  $P_{1r}$  и  $P_{2r}$  взаимно уравниваются, а вертикальная составляющая, равная  $2P_{np} \cos \alpha$ , приложенная в точке  $K$ , может уравновесить неуравновешенную силу  $P_1 \cos \alpha$ , если  $2P_{np} = P_1$ .

Двумя парами аналогичных динамических противовесов (рис. 23.46, б) можно создать пару сил  $2P_{np}L \cos \alpha$ , лежащих в вертикальной плоскости, вектор момента которой  $\bar{M}_{np}$ , направленный всегда горизонтально, изменяясь по закону косинуса, уравнивает неуравновешенный вектор момента  $\bar{M}_1$ .

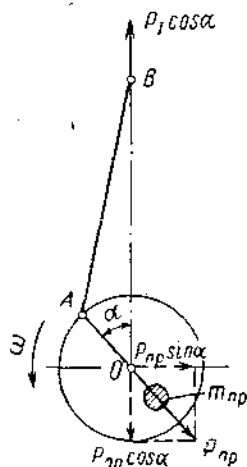


Рис. 23.45. Частичное уравнивание сил инерции первого порядка противовесами, установленными на шках колен.

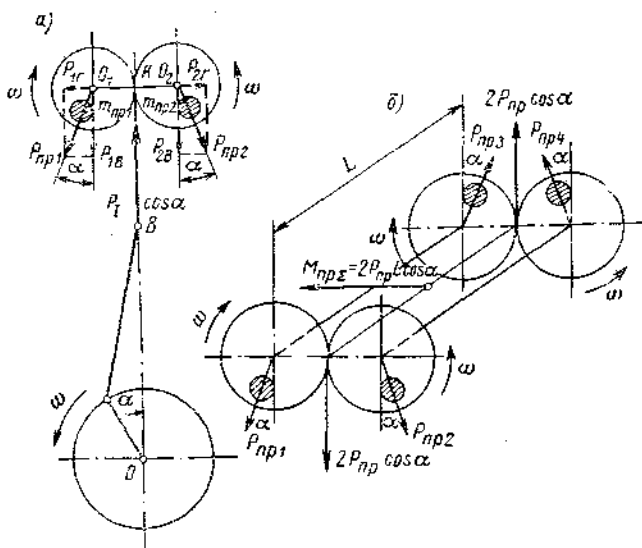


Рис. 23.46. Схемы динамических противовесов для уравнивания  $R_1$  и  $M_1$ .

Определение неуравновешенных сил и моментов от системы сил инерции ПДМ второго порядка графическим способом. Пример системы сил инерции ПДМ второго порядка дан на рис. 23.33, в. Силу инерции второго порядка  $i$ -го цилиндра  $P_{1i} \cos 2\alpha_i$  можно представить как проекцию на вертикаль вектора фиктивной центробежной силы  $P_{1i}$ , наклоненного к вертикали под углом  $2\alpha_i$ , причем угловая скорость вектора  $\bar{P}_{1i}$  должна равняться  $2\omega$ , т. е. удвоенной угловой скорости вращения коленчатого вала.

Расположение вектора  $P_{1i}$  при положении коленчатого вала, соответствующем в. м. т. кривошипа первого цилиндра ( $\alpha_1 = 0$ ), задается фазовой диаграммой второго порядка.

Фазовую диаграмму второго порядка можно получить из фазовой диаграммы первого порядка (диаграммы заклинки кривошипов) путем удвоения угла  $\beta_i$ . На рис. 23.47 приведен пример построения фазовой диаграммы второго порядка по фазовой диаграмме первого порядка для пятицилиндрового двухтактного двигателя. Все углы измеряют от плоскости первого кривошипа в сторону вращения коленчатого вала. Для последующих аналитических расчетов  $2\beta_i$  снимают непосредственно с фазовой диаграммы второго порядка; численное значение этих углов не должно превышать  $360^\circ$ . Углы можно мерить и против вращения вала, но при этом они

приобретают отрицательное значение, например  $2\beta_4 = 288^\circ = -72^\circ$ . При таком способе отсчета любой из углов  $2\beta_i$  по абсолютной величине может не превышать  $180^\circ$ .

Графическое определение неуравновешенной силы второго порядка  $R_{II}$  и ее амплитудного значения, а также момента второго порядка  $M_{II}$  (при  $\alpha_1 = 0$ ) и его амплитудного значения  $M_{II}$  производят точно так же, как для сил и моментов первого порядка. Разница заключается в том, что в основу графического построения кладется фазовая диаграмма второго порядка, вместо  $P_{II}$  берется  $P_{III} = \lambda P_{II}$ , а полученные результирующие центробежных сил  $R_{II}$  и моментов  $M_{II}$  при вращении коленчатого вала вращаются с удвоенной угловой скоростью  $2\omega$ .

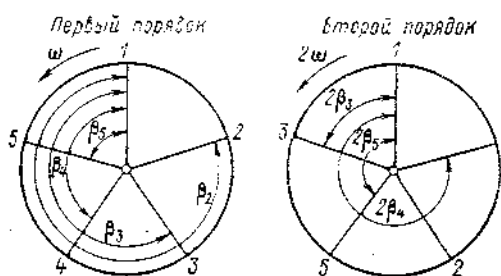


Рис. 23.47. Построение фазовой диаграммы второго порядка.

На рис. 23.48 приведено графическое определение безразмерных фиктивных амплитуд моментов сил инерции ПДМ второго порядка  $m_{II}$ , а также их проекций на вертикальную и горизонтальную ось при  $\alpha_1 = 0$ . В качестве объекта расчета принят шестицилиндровый двухтактный двигатель с последовательностью вспышек 1—5—3—4—2—6.

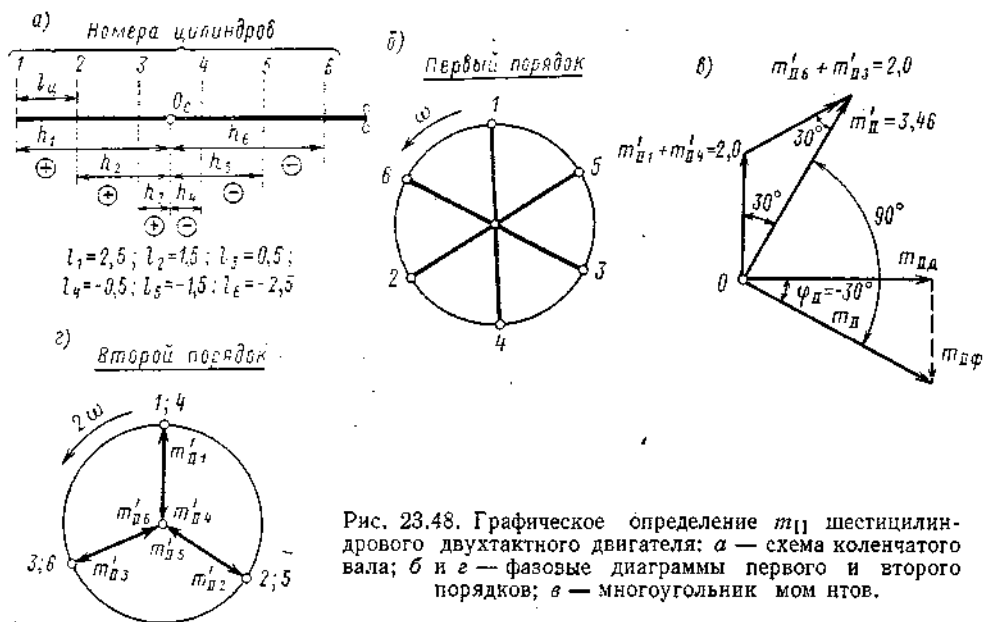


Рис. 23.48. Графическое определение  $m_{II}$  шестицилиндрового двухтактного двигателя: а — схема коленчатого вала; б и в — фазовые диаграммы первого и второго порядков; г — многоугольник моментов.

Принимаем, что двигатель однородный и

$$p_{111} = p_{112} = p_{113} = p_{114} = p_{115} = p_{116} = 1,0.$$

Размерные  $h_i$  и безразмерные  $l_i$  плечи моментов указаны на рис. 23.48, а. На рис. 23.48, б представлена фазовая диаграмма первого порядка и по ней построена фазовая диаграмма второго порядка (рис. 23.48, в). На фазовой диаграмме второго порядка указано направление повернутых безразмерных моментов второго порядка  $m_{IIi}$  (моменты, плечи которых отрица-

тельны, направлены к центру диаграммы — 23.48, з). Абсолютная величина безразмерных моментов второго порядка (без учета знака)

$$m'_{111} = p_{111}l_1 = 2,5; \quad m'_{112} = p_{112}l_2 = 1,5;$$

$$m'_{113} = p_{113}l_3 = 0,5; \quad m'_{114} = p_{114}l_4 = 0,5;$$

$$m'_{115} = p_{115}l_5 = 1,5; \quad m'_{116} = p_{116}l_6 = 2,5.$$

На рис. 23.48, в проведено геометрическое суммирование повернутых безразмерных моментов и найден вектор  $\overline{m}_{11}$ , численно равный 3,46. Повернув этот вектор на  $90^\circ$  по часовой стрелке, найдем действительное направление безразмерного фиктивного результирующего вектора момента  $\overline{m}_{11} = 3,46$ . Его проекция на горизонталь дает значение действительного момента второго порядка при  $\alpha_1 = 0$ . Вектор  $m_{11}$  вращается с угловой скоростью  $2\omega$ . Максимальное (амплитудное) значение действительного безразмерного неуравновешенного момента второго порядка  $m_{11} = 3,46$ . Абсолютное значение амплитуды неуравновешенного момента второго порядка

$$M_{11} = m_{11}P_{110}l_{10} = m_{11}\lambda M_S R \omega^2 l_{10},$$

где  $M_S = m_S F_{11}$  — неуравновешенная масса ПДМ первого КШМ.

Графического определения безразмерной неуравновешенной силы  $r_{110}$  мы не производим, так как из диаграммы второго порядка следует, что многоугольник сил  $p_{11i}$  замкнется и  $r_{11}$  будет равно нулю.

Определение неуравновешенных сил и моментов от системы сил инерции ПДМ второго порядка аналитическим способом. Расчет  $m_{11}$  сведен в табл. 18 приложения. Значения углов  $2\beta_i$  снимались с рис. 23.48, з.

Уравновешивание сил  $R_{11}$  и моментов  $M_{11}$  второго порядка можно производить при помощи динамических противовесов. На рис. 23.49 приведена схема установки динамических противовесов для уравновешивания момента ПДМ второго порядка  $M_{11}$ . Противовесы вращаются с угловой скоростью  $2\omega$  и расположены под углом  $2\alpha$  к вертикали. Противовесы рассчитывают так, чтобы их общий момент, изменяющийся по закону  $2P_{11}L \cos 2\alpha$ , уравновесил  $M_{11}$ .

Приведем полный аналитический расчет неуравновешенности пятицилиндрового двухтактного судового МОД, схема коленчатого вала которого с различными расстояниями между цилиндрами представлена на рис. 23.50, а, а фазовые диаграммы первого и второго порядков даны на рис. 23.50, б. Запишем исходные данные для расчета.

Ход поршня $S$ , м	1,2
Радиус кривошипа $R$ , см	60
Постоянная механизма $\lambda$	0,22
Частота вращения вала $n$ , об/мин	122
Масса вращающихся звеньев КШМ $M_R$ , кгс·с <sup>2</sup> /см	4,57
Масса поступательно-движущихся звеньев КШМ $M_S$ , кгс·с <sup>2</sup> /см	7,65

По этим данным подсчитываем:

— силу инерции вращающихся масс одного КШМ

$$P_{r0} = M_R R \omega^2 = 45\,000 \text{ кгс};$$

— силу инерции ПДМ первого порядка одного КШМ

$$P_{10} = M_S R \omega^2 = 75\,000 \text{ кгс};$$

— силу инерции ПДМ второго порядка одного КШМ

$$P_{110} = \lambda P_{10} = 16\,500 \text{ кгс}.$$

Двигатель считаем однородным, поэтому

$$p_{r1} = p_{r2} = p_{r3} = p_{r4} = p_{r5} = 1,0;$$

$$p_{11} = p_{12} = p_{13} = p_{14} = p_{15} = 1,0;$$

$$p_{111} = p_{112} = p_{113} = p_{114} = p_{115} = 1,0.$$

Базовое расстояние между осями цилиндров  $l_{11} = 1,5$  м (принимаем).  
Безразмерные плечи моментов (см. рис. 23.50, а)

$$l_1 = \frac{3,6}{1,5} = 2,4; \quad l_2 = \frac{2,1}{1,5} = 1,4;$$

$$l_3 = \frac{0,6}{1,5} = 0,4; \quad l_4 = -\frac{2,4}{1,5} = -1,6;$$

$$l_5 = -\frac{3,9}{1,5} = -2,6.$$

Углы  $\beta_1 = 0, \beta_2 = 144^\circ, \beta_3 = -144^\circ, \beta_4 = -72^\circ, \beta_5 = 72^\circ$ .

Углы  $2\beta_i$  оцениваем по фазовой диаграмме второго порядка  $2\beta_1 = 0, 2\beta_2 = -72^\circ, 2\beta_3 = 72^\circ, 2\beta_4 = -144^\circ, 2\beta_5 = 144^\circ$ .

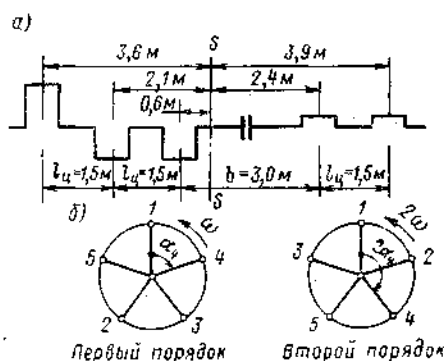
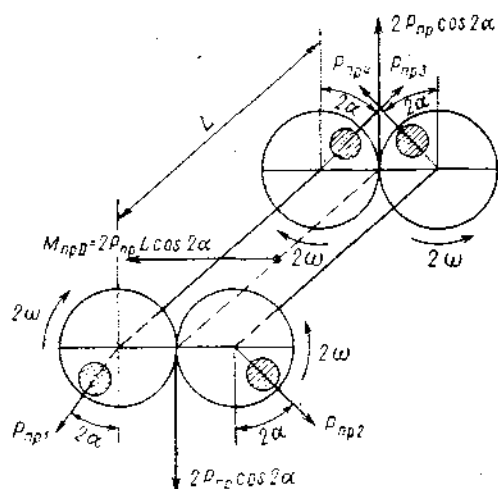


Рис. 23.49. Схема установки динамических противовесов для уравнивания  $M_{11}$ .

Рис. 23.50. Схема коленчатого вала и фазовые диаграммы первого и второго порядков двухтактного пятицилиндрового двигателя: а — схема вала; б — фазовые диаграммы.

Расчет неуравновешенности в безразмерной форме сведен в табл. 19 приложения. На основании результатов таблицы можно сделать следующие выводы:

1. В рассматриваемом двигателе  $r_r = r_I = r_{11} = 0$ . Следовательно, все силы инерции уравновешены (благодаря равномерной заклинке кривошипов).

2. Амплитуда безразмерного момента сил инерции вращающихся масс  $m_r = 0,508$ . Следовательно, абсолютная амплитуда неуравновешенного момента сил инерции вращающихся масс в исследуемом двигателе

$$M_r = m_r P_{r0} l_{11} = 0,508 \cdot 45\,000 \cdot 1,5 = 34\,200 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

3. Амплитуда безразмерного момента сил инерции ПДМ первого порядка  $m_1 = 0,508$ . Следовательно, абсолютная амплитуда неуравновешенного момента сил инерции первого порядка

$$M_1 = m_1 P_{10} l_{11} = 0,508 \cdot 75\,000 \cdot 1,5 = 57\,300 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

4. Амплитуда безразмерного момента сил инерции ПДМ второго порядка  $m_{II} = 6,54$ . Следовательно, абсолютная амплитуда неуравновешенного момента сил инерции ПДМ второго порядка

$$M_{II} = m_{II} P_{II} I_{\omega} = 6,54 \cdot 16\,500 \cdot 1,5 = 162\,000 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

Рассмотренные силы инерции и моменты от сил инерции являются периодическими функциями, имеющими частоту, равную или кратную частоте вращения двигателя; поэтому при неблагоприятных условиях частота изменения сил или моментов сил инерции может совпасть с частотой собственных колебаний корпуса судна и вызвать вынужденные резо-

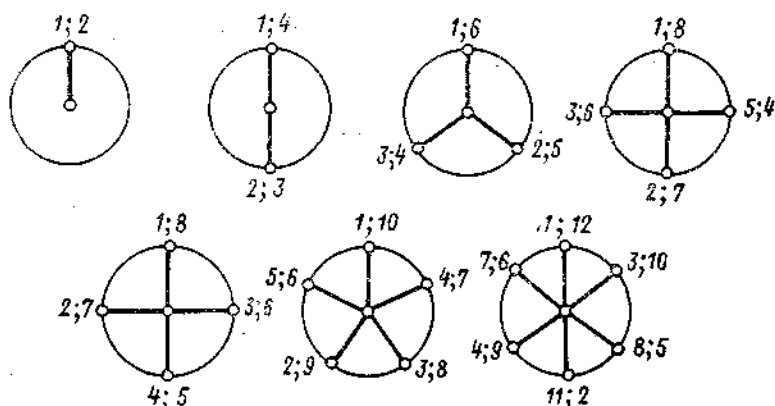


Рис. 23.51. Рекомендуемые схемы заклинки кривошипов четырехтактных ДВС с четным числом цилиндров.

нансные колебания недопустимой величины. Вследствие этого при проектировании двигателя стремятся к возможно лучшему его уравниванию.

Уравнивания сил и моментов сил инерции (полного или частичного) можно достигнуть за счет выбора оптимальной схемы заклинки кривошипов, введения противовесов; утяжеления некоторых поршней, применения в некоторых случаях неравномерной заклинки кривошипов и т. д.

Вначале следует уравновесить суммарные силы инерции первого и второго порядков (силы инерции вращающихся масс считаются силами инерции первого порядка). Затем уравнивают моменты от сил инерции первого и второго порядков.

Принимая во внимание, что в многоцилиндровых судовых двигателях возможно очень большое число различных вариантов расположения кривошипов (фазовых диаграмм первого порядка), при выборе схемы заклинки кривошипов необходимо пользоваться специальными таблицами, в которых приведены рекомендуемые схемы заклинки и содержатся сведения о степени неуравновешенности двигателя при применении разных схем.

В табл. 20 приложения приведены рекомендуемые порядки работы цилиндров (последовательность вспышек) для двухтактных двигателей с равномерной заклинкой кривошипов, а также безразмерные неуравновешенные моменты сил инерции вращающихся масс  $m_i$  и ПДМ первого  $m_I$  ( $m_I = m_i$ ) и второго  $m_{II}$  порядков. Число цилиндров  $i = 2 + 12$ . Все силы инерции в двигателях уравниваются. Из таблицы следует, что, например, в двухтактном двигателе с восемью цилиндрами при последовательности вспышек 1—7—3—5—4—6—2—8 момент второго порядка уравнивается, а безразмерные неуравновешенные моменты сил инерции вращающихся масс и ПДМ первого порядка  $m_i = m_I = 0,448$ . По приведенной последовательности вспышек не представляет труда построить схему заклинки кривошипов.

Для четырехтактных двигателей с четным числом цилиндров на рис. 23.51 показаны рекомендуемые схемы заклинки кривошипов. Все двигатели с фазовыми диаграммами, представленными на рисунке, полностью уравновешены. Исключение составляет двухцилиндровый четырехтактный двигатель, у которого  $r_r = r_I = r_{II} = 2,0$ , и четырехцилиндровый двигатель с  $r_{II} = 4,0$ .

Запишем критерии А. М. Каца степени неуравновешенности двигателя:

$$\xi = \frac{1}{MD\omega^2} \left[ R_I + 0,25R_{II} + \frac{6L(M_I + 0,25M_{II})}{L^2 + H^2} \right]; \quad (23.178)$$

$$\eta = \frac{1}{MD\omega^2} \left[ R_r + \frac{6LM_r}{L^2 + H^2} \right], \quad (23.179)$$

где  $M$  — масса двигателя, кгс·см<sup>2</sup>/см;  
 $D$  — диаметр цилиндра, см;  
 $\omega$  — угловая скорость, 1/с;  
 $R_r, R_I, R_{II}$  — амплитуды неуравновешенных сил, кгс;  
 $M_r, M_I, M_{II}$  — амплитуды неуравновешенных моментов, кгс·см;  
 $L$  — длина дизеля;  
 $H$  — высота двигателя, см.

Критерии  $\xi$  и  $\eta$  по существу не зависят от  $\omega^2$ , так как она является множителем в выражениях для  $R_r, R_I, R_{II}, M_r, M_I, M_{II}$ . Если критерии  $\xi$  и  $\eta$  меньше 0,002, то двигатели считаются хорошо уравновешенными; если указанные критерии больше 0,01, то двигатели считаются плохо уравновешенными.

## Глава 24

### ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

#### 24.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СУДОВЫМ ДИЗЕЛЯМ

##### Требования общего характера

1. Надежность в работе — способность дизеля обеспечивать нормальную работу (т. е. без перебоев, поломок, аварий, вынужденных остановок, потери мощности) в течение установленного времени на всех заданных эксплуатационных режимах (при соблюдении правил технической эксплуатации).

2. Соблюдение назначенных ресурсов: а) до первой переборки для вскрытия и осмотра цилиндропоршневой группы; б) до капитального ремонта, т. е. до полной разборки дизеля с заменой подшипников и перешлифовкой коленчатого вала.

3. Высокая экономичность — возможность работы с минимальными удельными расходами топлива и масла при различных эксплуатационных режимах.

4. Обеспечение безотказного пуска дизеля как в горячем, так и в холодном состоянии.

5. Технологичная, рациональная и возможно простая конструкция, облегчающая изготовление и монтаж дизеля, а также обслуживание его во время эксплуатации.

6. Возможно меньшие габариты и масса дизеля и вспомогательных устройств.

7. Максимальное уравнивание сил инерции вращающихся и поступательно-движущихся масс, а также их моментов.

8. Отсутствие запретных критических зон частоты вращения для эксплуатационных режимов.

9. Обеспечение заданной степени неравномерности вращения на номинальной частоте вращения.

10. Обеспечение быстрой и удобной разборки и сборки ответственных узлов и деталей дизеля.

11. Полная безопасность обслуживания дизеля и соблюдение всех правил охраны труда.

12. Возможность работы дизелей на различных сортах жидкого топлива, в том числе и тяжелых.

13. Возможно полная автоматизация работы и управления дизелем.

14. Снижение стоимости изготовления дизеля и его вспомогательных устройств.

15. Низкий уровень шума при работе дизеля.

### Дополнительные требования к судовым дизелям

1. Возможность изменения частоты вращения в широких пределах.

2. Обеспечение устойчивой работы при малой частоте вращения (до  $1/3$ — $1/4$  от номинальной).

3. Быстрота маневрирования (пусков, реверсов, остановок), а также перехода с одного режима на другой.

4. Соблюдение Правил Морского Регистра СССР для теплоходов гражданского флота.

5. Наличие всережимного регулятора для поддержания заданных частоты вращения и нагрузки при всех режимах.

6. Блокировка всех органов управления между собой и с машинным телеграфом для исключения возможности выполнения неправильного маневра.

### 24.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДИЗЕЛЯ

**Мощностные ряды.** При проектировании нового типа дизеля целесообразно, чтобы он составлял одно из звеньев мощностного ряда. Основная цель мощностных рядов — установление планового начала в развитии конструкторских работ в дизелестроении. Мощностные ряды дают возможность перекрывать весь диапазон требуемых мощностей минимальным количеством типоразмеров, способствуют унификации узлов и аппаратуры дизелей, а также упрощают и удешевляют их производство.

**Мощность дизеля.** Требуемая агрегатная мощность судового дизеля  $N_e$  при данной частоте вращения  $n$  задается (при проектировании СДУ) дизелестроительному заводу. Завод гарантирует длительную работу дизеля при номинальных мощности  $N_e$  и частоте вращения  $n$  в нормальных условиях окружающей среды. По агрегатной мощности  $N_e$  судовые дизели можно условно разделить на четыре группы:

	$N_e$ , л. с.
Маломощные . . . . .	$\leq 200$
Средней мощности . . . . .	$200 < N_e \leq 2\,000$
Мощные . . . . .	$2\,000 < N_e \leq 20\,000$
Сверхмощные . . . . .	$20\,000 < N_e \leq 40\,000$

Цилиндровая мощность  $N_{цл} = N_e/i$  изменяется в широких пределах (от 5 до 5000 э. л. с.) в зависимости от  $D$ ,  $S$ ,  $n$  и  $p_e$ .

**Частота вращения.** При непосредственном соединении дизеля с винтом наряду с  $N_e$  для СДУ задается и частота вращения  $n_v$  винта, обеспечивающая получение наибольшего пропульсивного к. п. д. Частота вращения  $n$  дизелей, работающих через редукторную передачу, не связана с частотой вращения винта  $n_v$  и может быть выбрана повышенной, что дает возможность использовать дизели более компактной и легкой конструкции. Поэтому при непосредственном соединении с винтом обычно применяют МОД ( $100 \leq n \leq 350$  об/мин), а при редукторной передаче СОД и ВОД.

**Средняя скорость поршня.** Главным критерием быстроходности дизеля является средняя скорость поршня  $c_m = Sn/30$ , м/с. По степени быстроходности судовые дизели можно разделить на четыре группы:

	$c_m$ , м/с
Тихоходные . . . . .	$4 \leq c_m \leq 6$
Средней быстроходности . . . . .	$6 < c_m \leq 9$
Быстроходные . . . . .	$9 < c_m \leq 12$
Высокой быстроходности . . . . .	$> 13$

При повышении  $c_m$  уменьшаются габарит и масса дизеля, однако возрастают динамические нагрузки и износ трущихся деталей, в связи с чем снижается долговечность работы дизеля. Сохранение высокого ресурса можно достигнуть за счет повышения качества и износостойкости материалов, а также класса точности изготовления деталей и применения высококачественных сортов масел.

**Число цилиндров.** При выборе числа цилиндров  $i$  для главных судовых дизелей следует обеспечить:

- пуск с любого положения коленчатого вала (достигается при  $i \geq 6$  в четырехтактных дизелях и  $i \geq 4$  в двухтактных);
- выбор оптимального  $i$  для двухтактных дизелей с импульсным наддувом (кратного трем);
- полное соответствие основных размеров дизеля ( $L, B, H$ ) габариту машинного отделения.

Значения  $i$  в главных судовых дизелях приведены ниже.

Дизель	Количество $i$
четыrehтактный	
малооборотный . . . . .	6, 8, 10
средне- и высокооборотный . . . . .	6, 8, 10, 12*, 16*, 18*, 20*
двухтактный	
малооборотный . . . . .	5, 6, 7, 8, 9, 10, 12
средне- и высокооборотный . . . . .	6, 8, 10, 12*, 16*, 18*, 20*

В четырехтактных дизелях целесообразно применять четное число цилиндров, при котором достигается полное уравнивание сил инерции. В двухтактных можно использовать как четное, так и нечетное число цилиндров. Для укорочения длины мощных МОД переходят на меньшее  $i$  за счет форсирования степени наддува. У ВОД (например, звездообразного типа) большой мощности  $i$  может достигать 42—56.

**Диаметр цилиндра.** Диапазон применяемых для судовых дизелей диаметров цилиндров весьма значителен.

Дизели	$D$ , мм
тронковые . . . . .	80—650
крейцкопфные . . . . .	450—1060

При малых  $D$  возникают затруднения в организации качественного процесса смесеобразования, а также в обеспечении надежного пуска.

\* В V-образных дизелях.



При больших  $D$  характерна высокая теплонапряженность КС (особенно поршня и крышки) Судовые дизели в зависимости от  $D$  можно условно разделить на три группы:

	$D$ , мм
ВОД маломощные . . . . .	30—200
СОД средней мощности . . . . .	250—650
МОД большой мощности . . . . .	500—1060

**Ход поршня; отношение  $S/D$ .** Ход поршня  $S$  можно выбрать в зависимости от отношения  $S/D$ .

Дизели	
короткоходовые . . . . .	$0,9 \leq S/D < 1,2$
среднеходовые . . . . .	$1,2 \leq S/D < 1,5$
длинноходовые . . . . .	$1,5 \leq S/D < 2,2$

В ВОД снижают  $S/D$ , чтобы не превысить допустимую  $c_m$  для данного класса дизелей, а также уменьшить его высоту. При снижении  $S/D$  упрощается задача размещения клапанов в крышке, улучшаются условия газообмена и увеличивается жесткость коленчатого вала. В МОД выбирают высокие значения  $S/D$ , чтобы получить нормальные значения  $c_m$  при относительно низкой частоте вращения. Кроме того, с ростом  $S/D$  уменьшается  $D$ , т. е. снижается нагрузка на детали движения и увеличивается относительная высота КС, что способствует улучшению процесса сгорания.

**Показатели напряженности (форсирования).** Роста  $N_{\text{сш}}$  при данных основных размерах, тактности и частоте вращения достигают за счет повышения  $p_e$  и  $c_m$ . Одним из распространенных показателей форсирования является  $v = z c_m p_e$  кгс·м/(см<sup>2</sup>·с), где для четырехтактных дизелей  $z = 1/2$ , а для двухтактных  $z = 1,0$ . Более удачным показателем форсирования является удельная поршневая мощность цилиндра  $N_n = N_{\text{сш}}/F_n$  э. л. с./дм<sup>2</sup> (где  $F_n$  — площадь поршня). По смыслу этот показатель не отличается от  $v$ , однако не требует введения  $z$ . Для четырехтактных дизелей  $N_n$  можно определить по формуле  $N_n = \frac{c_m p_e}{3}$  э. л. с./дм<sup>2</sup>, а для

двухтактных — из выражения  $N_n = \frac{c_m p_e}{1,5}$  э. л. с./дм<sup>2</sup>.

Ориентировочные значения  $N_n$  четырехтактных СОД с высоким наддувом изменяются от 40 до 60 э. л. с./дм<sup>2</sup> (см. табл. 24.2), а двухтактных МОД с умеренным наддувом — от 45 до 55 э. л. с./дм<sup>2</sup>.

**Габарит дизеля.** Габаритные размеры зависят от тактности,  $N_e$ ,  $i$ ,  $n$ ,  $c_m$  и  $p_e$  и изменяются в широких пределах. Габарит МОД в первом приближении определяется тремя основными размерами (см. рис. 24.1, а):

- длиной  $L_2$  по фундаментной раме (с упорным подшипником);
- шириной  $B$  по фундаментной раме (или шириной на уровне коллекторов, если она больше  $B$ );
- высотой  $H$  (от оси коленчатого вала до высшей точки крышки).

Вспомогательными размерами, обычно приводимыми на габаритных эскизах являются:

- общая длина  $L_1$  по верхней части дизеля;
- высота  $H_1$  фундаментной рамы от оси коленчатого вала;
- расстояние  $l_n$  между осями цилиндров;
- высота  $H_3$ , необходимая для разборки поршня.

Для оценки степени использования габарита дизеля в условиях машинного отделения судна служат следующие показатели:

- объемная удельная мощность дизеля  $\kappa_v = N_e/LBH$  э. л. с./м<sup>3</sup>;
- удельная мощность площади основания  $\kappa_F = N_e/LB$  э. л. с./м<sup>2</sup>;
- удельная мощность по длине дизеля  $\kappa_L = N_e/L$  э. л. с./м.

**Масса дизеля.** Одним из критериев совершенства конструкции дизеля является его удельная масса

$$G_e = C/N_e \text{ кг/л. с.}$$

В судовых дизелях  $G_e$  изменяется в следующих пределах:

	$G_e$ , кг/л. с.
МОД большой мощности (крейцкопфные) . . . . .	35—25
СОД средней и большой мощности . . . . .	15—10
ВОД средней и малой мощности . . . . .	10—5
ВОД мощные высокофорсированные . . . . .	5—2 (и ниже)

В табл. 24.1 приведены подробные данные об удельных массах судовых дизелей отечественного производства. Удельную массу обычно относят к сухому дизелю (без воды, масла и топлива) со всеми вспомогательными механизмами, обеспечивающими его работу.

Снижение массы дизеля достигается за счет увеличения  $n$ ,  $c_m$ , форсирования рабочего цикла ( $p_e$ ), а также рациональной конструкции, применения сварных остовов, легких материалов и других мероприятий. Для оценки самой конструкции дизеля более показательным является так называемая литровая масса дизеля

$$G_d = G/V_d \text{ кг/л.}$$

где  $V_d$  — суммарный объем всех цилиндров, л.

**Ресурс дизеля.** Продолжительность срока службы дизеля (ресурс) до определенного момента его работы — один из важнейших показателей качества его конструкции, изготовления и эксплуатации.

В эксплуатации установлены два основных вида ресурса дизеля (в часах): 1) срок службы до первой переборки; 2) срок службы до капитального ремонта (см. параграф 24.1).

Ресурс дизелей изменяется в очень широких пределах и зависит от целого ряда факторов, среди которых определяющими являются тип дизеля, диаметр цилиндра  $D$ , частота вращения  $n$ , быстроходность  $c_m$ , цилиндровая мощность  $N_{ед}$ , степень форсирования  $N_n$ , удельная масса  $G_e$ , качество материалов и изготовления, условия эксплуатации, своевременное выполнение профилактических работ и др.

По гарантийным срокам службы судовых дизелей (несовпадающим с ресурсом до первой переборки) можно судить только о выполнении договорных условий, надежности и работоспособности дизеля в условиях эксплуатации, его экономичности за сравнительно короткий промежуток времени.

Из табл. 24.1 следует, что ресурс основных типов отечественных дизелей достигает следующих значений:

Дизель	Ресурс, тыс. ч	
	до первой переборки	до капитального ремонта
Малооборотный	6—4	90—60
Среднеоборотный	5—3	40—25
Высокооборотный	4—2	20—10

За последние годы на отечественных заводах проведены большие работы по дальнейшему повышению ресурса судовых дизелей.

**Шум судовых дизелей.** Одним из важных показателей судовой дизельной установки является уровень шума. Измерения, проведенные на ряде теплоходов, показывают, что

уровень шума в МОД достигает около 100—105 дБ, в СОД примерно 105—110 дБ, в ВОД приблизительно 115—125 дБ.

Из приведенных данных следует, что уровень шума превышает наибольшие значения (не выше 100 дБ), рекомендуемые Морским Регистром, а тем более установленную санитарную норму (95 дБ).

Несмотря на то, что в результате проведения ряда мероприятий удалось снизить уровень шума СДУ на 5—10 дБ, он, как правило, продол-

жает оставаться высоким (особенно на судах, где установлены дизели повышенной форсировки и оборотности).

Уровень шума машинного отделения определяется не только шумом самих дизелей, но и размерами и акустическими свойствами МО, количеством работающих дизелей и режимом их работы.

В связи с этим мероприятия по снижению шума носят комплексный характер.

Основными мероприятиями по снижению шума аэро- и газодинамического происхождения (воздушный шум) являются:

— установка эффективных глушителей на впуске воздуха и выпуске газов;

— использование мал шумных КС (особенно для ВОВ);

— снижение максимального давления сгорания (особенно в дизелях с высоким наддувом), а также скорости нарастания давления (до  $2-4 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ ).

Перечислим основные мероприятия по снижению шума механического происхождения (структурный шум):

— уменьшение диаметрального зазора у поршней тронковых дизелей;

— замена в клапанном механизме механических толкателей на гидравлические;

— устранение вибрации дизелей;

— устранение шума передаточных зубчатых колес;

— покрытие поверхности остова, корпусов ТК вибропоглощающими покрытиями.

К комплексным мероприятиям по борьбе с шумом СДУ можно отнести:

— покрытие стен машинного отделения звукопоглощающими материалами;

— установка дизелей и вспомогательных механизмов на амортизаторах;

— размещение дизелей в звукоизолированных отсеках;

— использование в машинном отделении звукоизолированных кабин для дистанционного управления и обслуживания дизеля.

#### 24.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В табл. 24.1 приведены основные параметры главных судовых дизелей, выпускаемых в настоящее время отечественной дизелестроительной промышленностью.

Малооборотные дизели мощного ряда ДКРН, изготавливаемые по лицензии фирмы Бурмейстер и Вайн, предназначены для работы в качестве главных судовых дизелей с прямой передачей на винт.

Дизели — двухтактные крейцкопфные, с прямоточно-клапанной продувкой, с ГТН, реверсивные, с встроенным упорным подшипником (рис. 24.1, б). Фундаментная рама, стойки картера и блок-цилиндры стянуты анкерными связями; фундаментная рама — сварная; рамовые подшипники расположены в поперечных балках рамы. К А-образным стойкам картера прикреплены направляющие крейцкопфов. Блок-цилиндры состоят из скрепленных между собой отдельных рубашек. Втулка отлита из специального легированного чугуна. Крышка — стальная литая, выпускной клапан расположен в отдельном чугунном охлаждаемом корпусе.

Коленчатый вал — стальной (составной или полусоставной); крейцкопф — двусторонний; шток — кованый стальной с отверстиями для подвода и отвода охлаждающего поршень масла.

Каждый из турбокомпрессоров работает от группы в три-четыре цилиндра и подает воздух в ресивер через охладители. Топливные насосы

**Основные параметры четырех- и двухтактных**

№ п/п	Тип дизеля	$N_{\text{сц}}, \text{ л. с.}$	$n, \text{ об/мин}$	$n_{\text{пл}}, \text{ об/мин}$	$i$	$N_e, \text{ л. с.}$	$D/S, \text{ см}$	$S/D$	$p_e, \text{ кгс/см}^2$
1	7ДКРН 50/110-2	700	170	50	5,7	4 900	50/110	2,20	8,55
2	5ДКРН 62/140-3	1200	140	45	5	6 100	62/140	2,25	9,30
3	6ДКРН 74/160-3 (см. рис. 24.1)	1780	120	36	6,8	10 600	74/160	2,16	9,60
4	9ДКРН 84/180-3	2340	110	33	9	21 000	84/180	2,15	9,60
5	6ДР 30/50-2	125	300	—	6	750	30/50	1,67	5,31
6	8ДР 30/50-4-2	125	340	90	8	1 000	30/50	1,67	4,68
7	6Ч 36/45 (Г-70)	200	375	—	6	1 200	36/45	1,25	10,48
8	6ЧН 36/45 (Г-74)	260	500	—	6	1 560	36/45	1,25	10,22
9	6Ч 25/34-2	50,0	500	250	6	300	25/34	1,35	5,35
10	6ЧН 25/34 (см. рис. 24.2)	66,7	500	250	6	400	25/34	1,35	8,10
11	6ЧНП 30/38 (2Д42)	318	715	—	6	1 900	30/38	1,25	14,85
12	8ЧНП 30/38 (7ДР42) (см. рис. 24.3)	354	715	—	6	2 100	30/38	1,25	16,65
13	6ЧН 31,8/33	167	740	300	6	1 000	31,8/33	1,04	7,73
14	6Ч 18/22	25	750	300	6	150	18/22	1,22	5,4
15	6ЧН 18/22 (см. рис. 24.4)	37,5	750	300	6	225	18/22	1,22	8,1
16	12ДН 23/30 (40ДМ) (см. рис. 24.5)	183	750	400	12	2 200	23/30	1,3	6,7
17	16ДН 23/30 (10Д40)	150	680	400	16	2 400	23/30	1,3	5,56
18	10ДП 20,7/25,4×2	200	850	400	10	2 000	$\frac{20,7}{2 \cdot 25,4}$	1,22	6,2
19	10ДП 20,7/25,4×2	300	850	400	10	3 000	$\frac{20,7}{2 \cdot 25,4}$	1,22	9,3
20	16ДПН 23/2×30	280	643	200	16	4 500	$\frac{23}{2 \cdot 30}$	1,3	7,9
21	16ДПН 23/2×30 (см. рис. 24.6)	375	850	400	16	6 000	$\frac{23}{2 \cdot 30}$	1,3	8,0

$c_m$ , м/с	$N_{II}$ , э. л. с./дм <sup>2</sup>	$g_m$ , г/(э. л. с.-ч)	$g_e$ , г/(л. с.-ч)	Ресурс Т-10 <sup>-3</sup> , ч		$L$ , м	$B$ , м	$H$ , м	Масса $G \cdot 10^{-3}$ , кг	Удельная масса $G_e$ , кг/л. с.
				до первой переборки	до капитального ремонта					
6,24	35,4	1,2	158	4	60	9,66	2,92	7,51	178	35
6,24	38,6	0,85	155	6	100	9,40	3,57	9,77	225	—
6,40	41,0	0,75	153	6	100	12,70	4,0	11,13	382	36
6,60	42,0	0,75	151	6	100	18,51	4,63	12,7	762	36
5,0	17,7	2,8	167	5	40	4,9	1,65	3,36	20	27
5,7	17,7	2,8	172	5	40	5,8	1,62	3,26	26	24
5,6	19,5	3,0	157	7	35	5,55	1,78	3,12	29,5	24,2
5,7	25,6	2,1	157	4,5	40	5,43	1,83	3,19	—	—
5,67	10,0	3,0	168	4,5	40	3,83	1,14	2,44	9,8	33
5,67	15,4	3,0	160	4	40	4,6	1,08	2,42	10,2	26
9,05	45	2,5	160	5	30	4,52	1,31	2,68	14,3	7,5
9,05	50	2,5	158	5	30	4,58	1,36	2,86	19	9,0
8,15	21	3,0	165	4	30	5,3	1,57	2,64	17,1	17
5,5	10	4,0	165	4	30	2,18	1,00	1,52	3,29	22
5,5	14,8	4,0	161	3,0	30	2,39	1,00	1,52	3,30	14
7,5	23,5	2,5	160	6	30	3,92	1,73	2,3	10	4,5
6,8	25	3,0	167	4,5	26	4,53	1,83	2,86	14,6	6,1
7,2	30	3,0	170	3,5	20	6,1	1,44	3,84	16,5	8,3
7,2	45	3,0	160	3,5	20	6,0	2,6	3,18	16,9	5,7
6,43	33,6	3,3	168	5	30	6,77	1,9	3,3	40	8,9
8,5	45	3,7	168	3,5	25	6,77	1,9	3,3	40	6,65

№ п/п	Тип дизеля	$N_{\text{дн}}$ , л. с.	$n$ , об/мин	$\eta_{\text{дн}}$ , об/мин	$l$	$N_e$ , л. с.	$D/S$ , см	$S/D$	$P_e$ , кгс/см <sup>2</sup>
22	6ЧСП 23/30	75	1000	450	6	450	23/30	1,4	5,4
23	8Ч 23/30	56	750	450	8	450	23/30	1,4	5,4
24	8ЧН 26/26 (2-6Д49)	187	1000	350	8	1 500	26/26	1,0	12,2
25	16ЧН 26/26 (1-5Д49) (см. рис. 24.7)	187	1000	350	16	3 000	26/26	1,0	12,2
26	16ЧН 26/26 (1А-5Д49)	250	1000	350	16	4 000	26/26	1,0	16,3
27	6ЧН 15/18 (3Д6Н-150)	25	1000	500	6	150	15/18	1,2	7,1
28	12ЧН 15/18 (3Д12А)	25	1350	500	12	300	15/18	1,2	(5,24)
29	12ЧН 15/18 (3Д12Н-520)	43,5	1500	—	12	520	15/18	1,2	8,2
30	12ЧН 18/20 (М756В) (см. рис. 24.8)	83,5	1550	500	12	1 000	18/20	1,11	9,5
31	6ЧН 21/21 (21Д-1) (см. рис. 24.9)	125	1400	—	6	750	21/21	1,0	11,06
32	42ЧНСП 16/17 (М-503Г)	78,5	2000	550	42	3 300	16/17	1,07	10,1
33	6ЧНСП 12/14 (К-166)	25	1500	800	6	150	12/14	1,16	9,5
34	4ЧСП 10,5/13 (К-962)	10	1500	700	6	40	10,5/13	1,24	5,35
35	6ЧСП 9,5/11-2	9,15	1750	800	6	55	9,5/11	1,2	5,75
36	4ЧСП 8,5/11	5,75	1500	800	6	23	8,5/11	1,3	5,75

Примечания. 1. Дизели расположены в порядке возрастания частоты вращения.  
2. В основном приведены данные по главным судовым дизелям.  
3. Более подробные данные см. в каталоге 1973 г. «Дизели, газовые двигатели».

высокого давления — золотникового типа. Регулятор — автоматический предельный или всережимный.

Управление дизелем осуществляется двумя рукоятками: одна служит для пуска, регулирования подачи топлива и остановки, другая — для реверсирования.

Дизели типа ДКРН 50/110-2 выпускаются в пяти- и семицилиндровом исполнении; дизели типа ДКРН 62/140 — в пятицилиндровом; ДКРН 74/160-2 и ДКРН 74/160-3 в шести- и восьмицилиндровом; ДКРН 84/180-3 в девятицилиндровом.

Перечисленные дизели являются модификациями дизелей типа ДКРН.

Диапазон цилиндровых мощностей изменяется от 700 до 2340 э. л. с. при частоте вращения от 170 до 110 об/мин и  $p_e = 8,5 \div 9,6$  кгс/см<sup>2</sup>.

Дизели 6Ч и 6ЧН 36/45 предназначены для установки на судах в качестве вспомогательных или главных судовых дизелей.

Дизели 6ЧРН 36/45 (Г-70) — четырехтактные с ГТН мощностью 1200 э. л. с. при  $n = 375$  об/мин и  $p_e = 10,48$  кгс/см<sup>2</sup>.

$c_H$ , м/с	$N_H$ , э. л. с./ДМ <sup>2</sup>	$g_H$ , г/(э. л. с.·ч)	$g_p$ , г/(л. с.·ч)	Ресурс $T \cdot 10^{-3}$ , ч		$L$ , м	$B$ , м	$H$ , м	Масса $G \cdot 10^{-3}$ , кг	Удельная масса $G_p$ , кг/л. с.
				до первой переборки	до капиталь- ного рекон- та					
10	18	2,5	170	4	16	4,2	1,46	2,1	7,5	7,5
7,5	13,5	2,5	165	8	24	3,58	1,12	2,1	7,0	9,4
8,67	35,4	3,0	155	4	20	3,42	1,58	2,4	8	5,3
8,67	35,4	3,0	150	4	20	4,7	1,6	2,58	14	4,8
8,67	47	3,0	150	—	—	3,42	1,6	2,58	14	3,5
6,0	14,2	3,5	168	3,5	10	2,46	0,88	1,16	1,75	11,6
8,1	14,0	3,5	178	3,5	9	2,46	1,11	1,21	1,8	6,0
9,0	24,6	3,5	168	—	—	2,15	1,14	1,17	1,35	—
10,3	32,5	5,0	165	2,5	5	2,8	1,25	1,22	2	2,0
9,8	36,4	—	—	—	—	2,64	1,025	1,85	4,5	6,0
11,33	38,4	8,0	170	—	—	3,7	1,56	1,63	—	—
7,0	22	4,0	180	3	10	1,6	0,82	1,32	1,2	23
6,5	11,6	4,5	185	4	12	1,4	0,74	1,16	0,9	15
7,6	14,5	4,0	195	2	13	2,6	0,58	0,93	—	10,5
5,5	10,5	4,0	195	4,5	12	1,38	0,55	0,92	—	18,7

Фундаментная рама — сварная. Блок-картер — литой чугунный. Крышки — индивидуальные на каждый цилиндр чугунные. Коленчатый вал и шатун изготовлены из углеродистой стали. Чугунный поршень имеет вогнутое днище, охлаждаемое маслом.

Регулятор — центробежный непрямого действия. Система смазки — комбинированная с сухим картером. Система охлаждения — двухконтурная. Управление дизелем производится с поста управления или через систему ДАУ.

Модификации дизелей 6Ч и 6ЧН 36/45 различаются степенью наддува и номинальной частотой вращения. Максимальная мощность судовых дизелей типа Г-74 составляет 1560 э. л. с. при  $n = 500$  об/мин и  $p_e = 10,22$  кгс/см<sup>2</sup>.

Дизели 6Ч и 6ЧН 25/34 (четырёхтактные шестицилиндровые без наддува и с ГТН) предназначены для установки на судах в качестве вспомогательных дизель-генераторов, а также главных судовых дизелей (рис. 24.2).

Остов дизеля — чугунный литой. На чугунных крышках установлены форсунка, два рабочих клапана и один предохранительный.

Коленчатый вал изготовлен из углеродистой стали; шатун — штампованный, двутаврового сечения. Поршень — литой чугунный с вогнутым днищем. Топливная система состоит из подкачивающих насосов, фильтров, индивидуальных насосов высокого давления и форсунок. Регулятор — центробежный прямого действия. Наддув дизеля типа 6ЧН 25/34 осуществляется турбокомпрессором (ТК-23).

Система охлаждения — двухконтурная. Управление дизелем производится рукояткой с поста управления.

Судовой реверсивный дизель 6ЧРП 25/34-1 имеет понижающий редуктор, а дизель 6ЧСПН 25/34 — ГТН, систему ДАУ и реверсредукторную передачу.

Четырехтактные дизели с ГТН типа ЧН 30/38 (Д-42) предназначены для работы на винт, генератор или на винт и генератор одновременно (рис. 24.3). Мощность дизеля марки 2Д-42 составляет 1900 э. л. с. при  $n = 715$  об/мин и  $p_e = 14,85$  кгс/см<sup>2</sup>.

Блок-цилиндры — сварные сухого типа. В блок вставлены втулки цилиндров с рубашками. Снизу к блоку крепятся подвески коренных подшипников со стальными вкладышами.

Коленчатый вал откован из легированной стали. Шатунные и коренные шейки азотированы. Поршень — составной; головка отлита из высокопрочного чугуна, а юбка — из серого чугуна. В крышке, отлитой из высокопрочного чугуна, имеется по два клапана (впускные и выпускные).

Реверс дизеля — пневматический; перемещение распределительного вала осуществляется поршневым сервомотором.

Имеются модификации в шести- и восьмицилиндровом исполнении, со встроенным редуктором или без него.

Наибольшая мощность (2500 э. л. с.) осуществляется в модификации 6Д-42 при  $n = 715$  об/мин и  $p_e = 14,7$  кгс/см<sup>2</sup>.

Четырехтактный дизель типа 6ЧН 18/22 выпускается без наддува и с ГТН (рис. 24.4); мощность дизеля 225 э. л. с. при  $n = 750$  об/мин и  $p_e = 8,1$  кгс/см<sup>2</sup>.

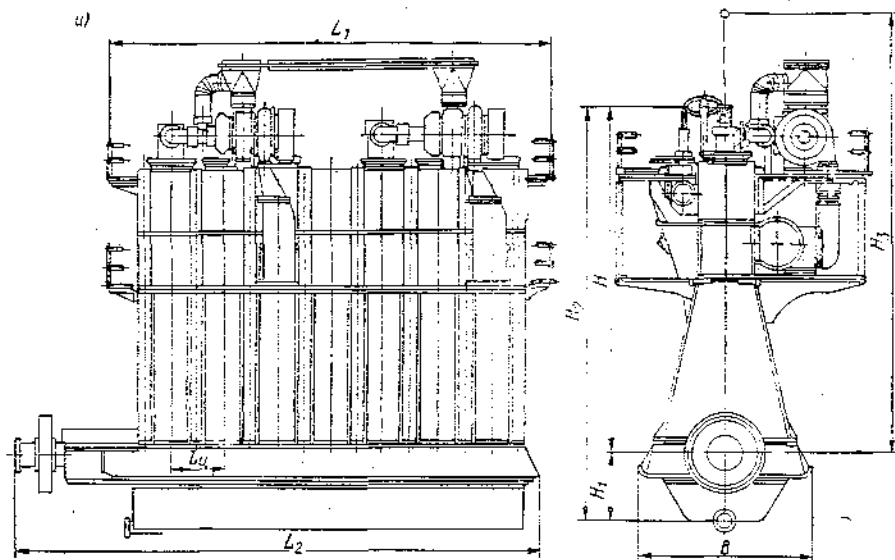
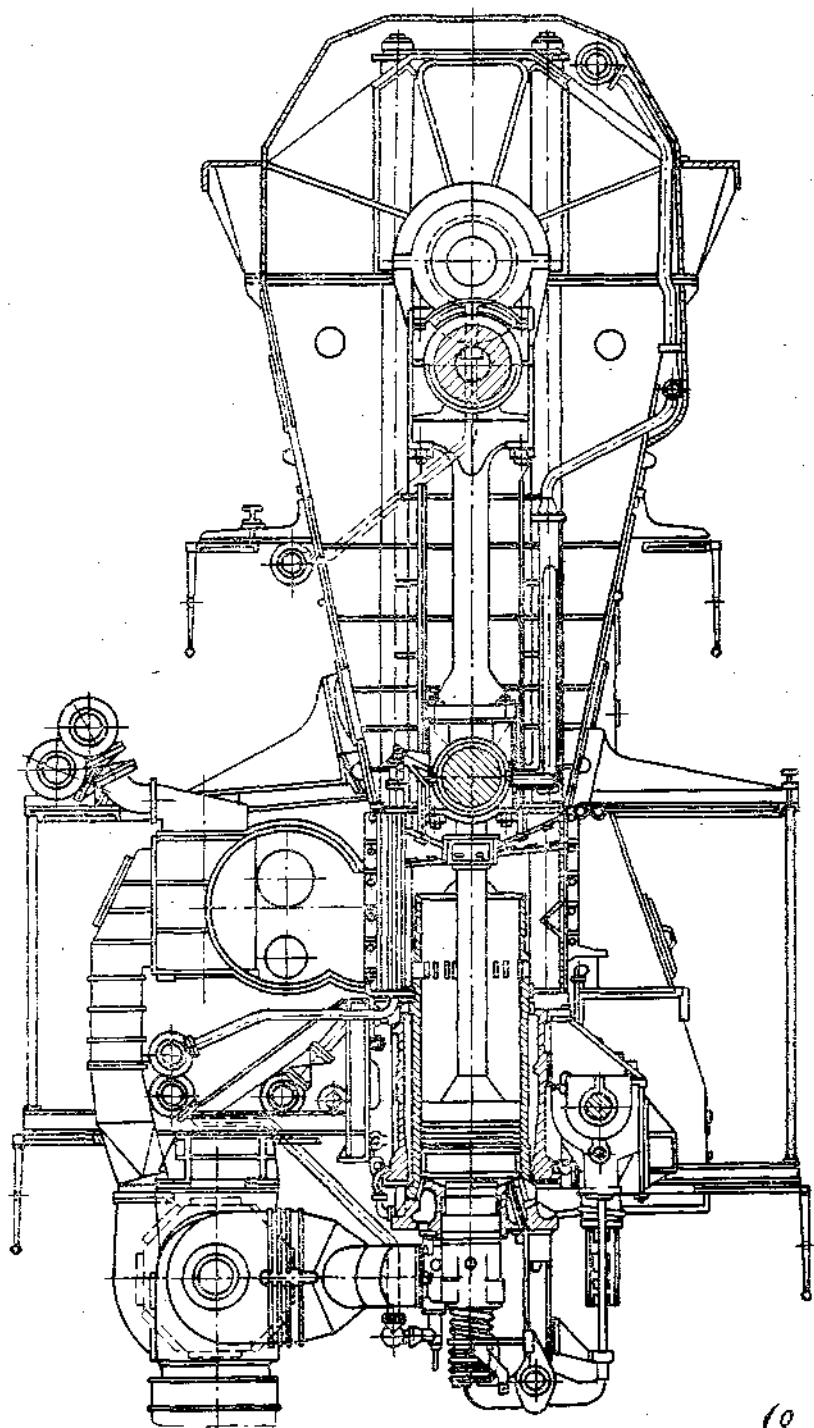


Рис. 24.1. Поперечный разрез дизеля





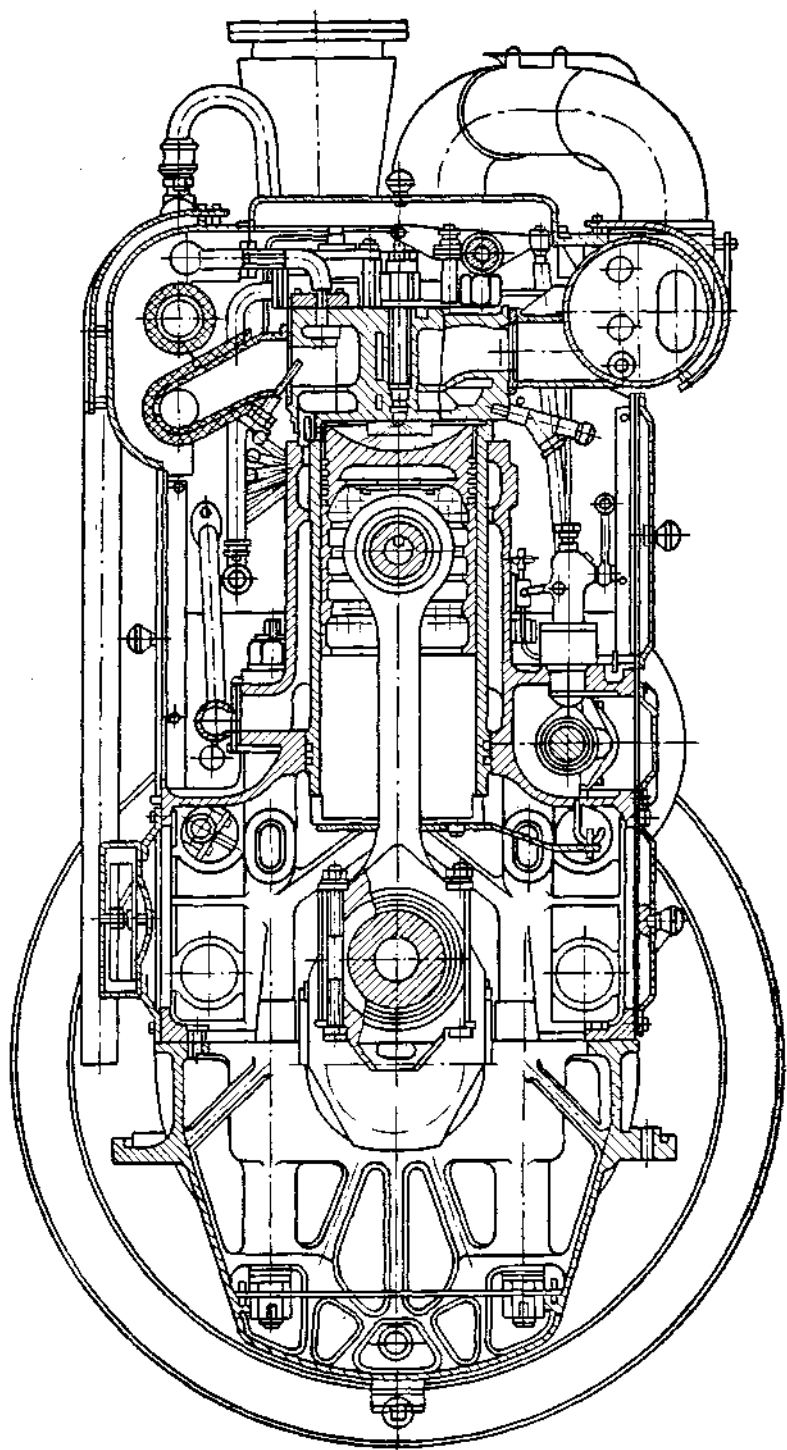


Рис. 24.2. Дизель типа 6ЧН 25/34 (см. п. 10 табл. 24.1).

Остов дизеля — чугунный литой. Блок-цилиндры крепятся к фундаментной раме шпильками и болтами. Втулка изготовлена из легированного чугуна. Крышки — индивидуальные на каждый цилиндр. Поршень — чугунный с камерой сгорания полуразделенного типа ЦНИДИ. Шейки коленчатого вала закалены токами высокой частоты; шатуны — штампованные. Топливный насос — шестиплунжерный блочного типа.

Дизели с наддувом снабжены турбокомпрессором типа ТКР-14 и охладителем воздуха. Дизель имеет два регулятора: всережимный и предельный. Система охлаждения — замкнутая двухконтурная. Регулирование температуры воды — автоматическое.

Главные судовые дизели выпускаются с реверсивно-редукторной передачей; управление РРП — гидравлическое одним рычагом. Вспомогательные дизель-генераторы типа ДГР-100/750 и ДГР-150/750 автоматизированы.

Дизель типа ДН 23/30 предназначен для использования в качестве главного судового двигателя и для привода электрогенераторов (рис. 24.5).

Дизель — двухтактный V-образный двенадцати- и шестнадцатичилиндровый с прямоточно-клапанной продувкой газотурбинным наддувом реверсивный и неревверсивный. Мощность дизеля 12ДН 23/30 составляет 2000 э. л. с., а дизеля 16ДН 23/30 — 3000 э. л. с.

Блок-цилиндры — сварные. Коренные подшипники коленчатого вала подвешены снизу к блоку. Вкладыши подшипников — стальные тонкостенные и залиты свинцовистой бронзой. Судовой дизель типа 40ДМ имеет сухой картер. Втулка цилиндра — чугунная литая.

Крышка — составная: днище отлито из высокопрочного чугуна, а верхняя часть изготовлена из алюминиевого сплава. В крышке расположены четыре выпускных клапана, форсунка и индикаторный кран.

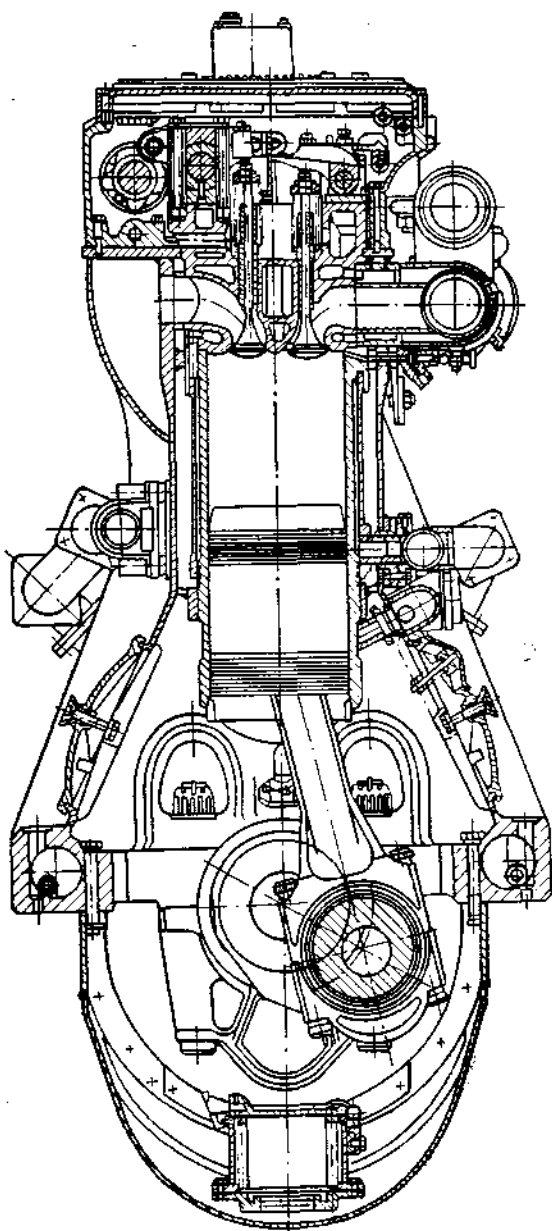


Рис. 24.3. Дизель типа 8ЧНП 30/38 (см. п. 12 табл. 24.1).

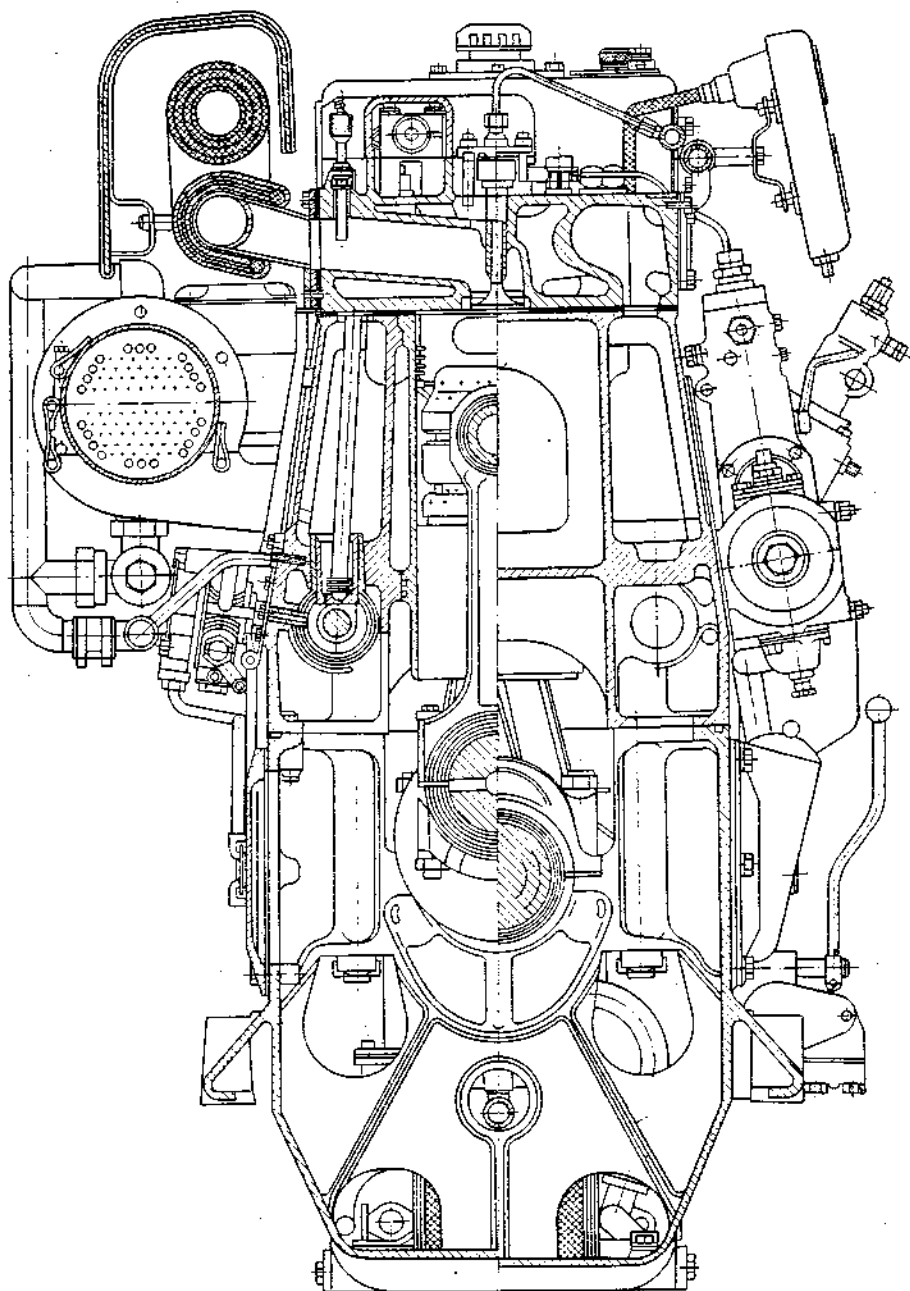


Рис. 24.4. Дизель типа 6ЧН 18/22 (см. п. 15 табл. 24.1).

§ Коленчатый вал из легированной стали с азотированной рабочей поверхностью снабжен антивибрационным устройством. Главный и прицепной шатуны имеют центральные отверстия для подвода масла к поршню.

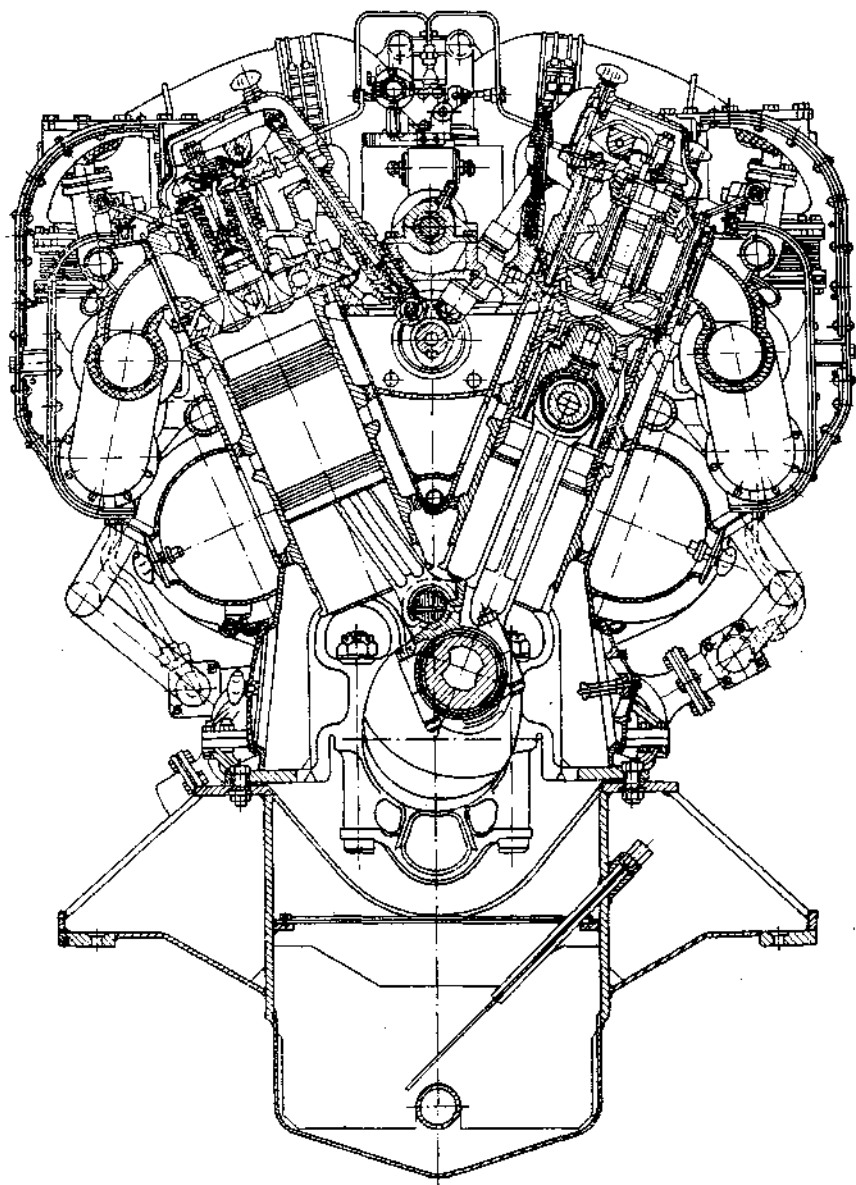


Рис. 24.5. Дизель типа 12ДН 23/30 (см. п. 16 табл. 24.1).

Поршень — составной, охлаждаемый маслом; внутри поршня находится алюминиевая вставка. Система наддува — двуступенчатая; предусмотрено промежуточное охлаждение воздуха. Топливный насос ВД — золотниковый блочного типа.

Модификации судовых дизелей типа 10Д40 имеют шестнадцать цилиндров, а типа 40ДМ — двенадцать. Мощность дизеля типа 10Д40 при  $n = 680$  об/мин и  $p_e = 8,1$  кгс/см<sup>2</sup> составляет 2440 э. л. с., а типа 40ДМ при  $n = 750$  об/мин и  $p_e = 8,8$  кгс/см<sup>2</sup> 2200 э. л. с. Наибольшая мощность

модификации тепловозного шестнадцатигиляндричского дизеля типа 11Д45А достигаёт 3000 э. л. с. при  $n = 750$  об/мин и  $p_e = 9,1$  кгс/см<sup>2</sup>.

Дизель типа 40ДМ — реверсивный, а типа 10Д40 оборудован гидро-передачей и зубчатый редуктором, а также системой ДАУ.

Дизели типа ДПН и ДРПН 23/2×30 предназначаются для работы в качестве главного судового дизеля с непосредственной передачей на винт, а также используются в составе дизель-гидрозубчатых агрегатов и для привода электрогенераторов. Дизели — двухтактные двухрядные с ПДП, встроенным редуктором, прямоточно-щелевой продувкой, ГТН, реверсивные или нереверсивные.

Дизель типа 16ДПН 23/2×30 (58А-4) развивает мощность 4500 э. л. с. при  $n = 643$  об/мин и  $p_e = 7,9$  кгс/см<sup>2</sup> (рис. 24.6).

Остов дизеля — сварной; литые опоры коренных подшипников приварены к поперечным стенкам остова. Стальные рубашки с чугунными втулками крепятся к верхней полке остова.

Коленчатые валы из легированной стали азотированы; на носовых концах валов установлены демпферы крутильных колебаний. Шатуны — штампованные из легированной стали.

Поршни состоят из чугунного тронка и стальной цилиндрической вставки; хромированная головка поршня охлаждается маслом.

Распределительных валов — два. Турбокомпрессор подает воздух в ре-сивер через охладитель и имеет дополнительный привод от коленчатых валов через гидромфту. Регуляторов два — всережимный и предельный.

Управление осуществляется с дистанционного пульта; предусмотрен также резервный пост.

Среди модификаций выпускаемых дизелей отметим следующие. Дизель типа 58Д-4 ( $i = 16$ ) приспособлен для работы с системой ДАУ; дизель типа 67 модели Б ( $i = 12$ ) мощностью 3750 э. л. с. при  $n = 770$  об/мин имеет встроенный редуктор; дизель типа 70 модели Б ( $i = 18$ ) мощностью 6000 э. л. с. при  $n = 750$  об/мин снабжен встроенным редуктором для работы с гребным винтом постоянного или регулируемого шага.

Четырехтактные дизели типа ЧН 23/30 служат в качестве судовых дизель-генераторов (постоянного и переменного тока), а также главных судовых дизелей. Мощность судовой модификации дизеля типа 6Ч 23/30 составляет 450 э. л. с. при 1000 об/мин; дизели имеют шесть или восемь цилиндров.

Остов дизеля — литой чугунный. Крышки цилиндров имеют по два впускных и два выпускных клапана.

Коленчатый вал и шатун изготовлены из легированной стали, а поршень — из поковки алюминиевого сплава. Камера сгорания полуразделенного типа размещена в головке поршня.

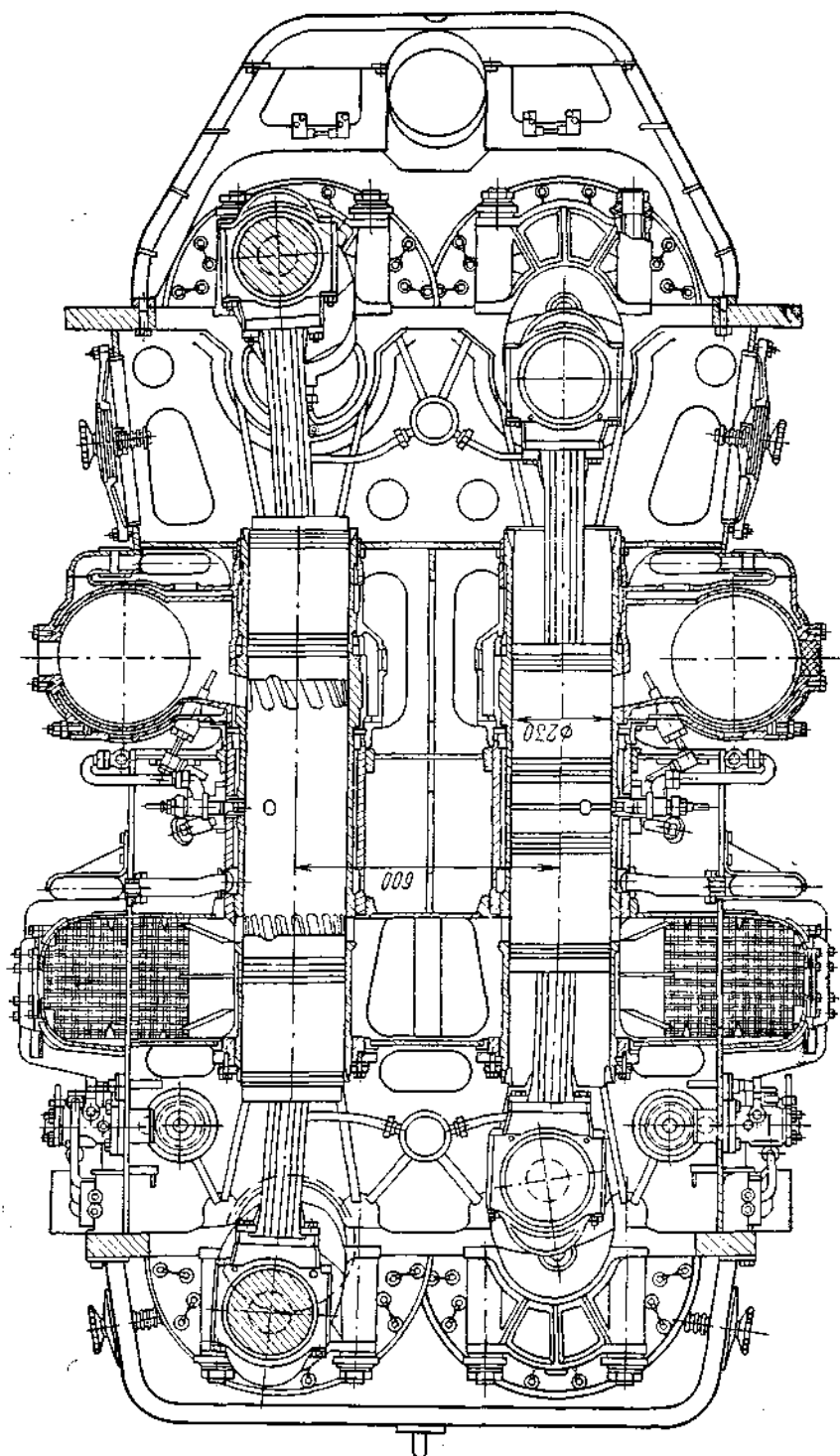
Дизель имеет два распределительных вала, расположенных по обеим сторонам блока. Система охлаждения — замкнутая двухконтурная. Смазочный насос — шестеренного типа. Регулятор — центробежный всережимный. Пост управления находится на заднем торце дизеля.

Судовой дизель типа 6Ч 23/30 спарен с реверс-редукторной передачей; механизм управления передачей — гидравлический.

Дизели типа ЧН 26/26 предназначены в основном для установки на тепловозах, однако могут быть использованы и в СДУ. Дизели — четырех-тактные V-образные восьми-и шестнадцатигиляндричские. Наибольшая мощность дизеля типа 16ЧН 26/26 (1А-5Д49) достигает 4000 э. л. с. при  $n = 1000$  об/мин и  $p_e = 16,3$  кгс/см<sup>2</sup> (рис. 24.7).

Сварная рама имеет лапы для крепления дизеля. Картерная часть сварно-литого блок-цилиндра выполнена из поперечных стоек. Верхняя часть блока приварена к картеру. Штампованные подвески коленчатого вала крепятся к стойкам анкерными болтами. Втулка цилиндра, отлитая из

Рис. 24.6. Двухступенная 16/17Н 23/2×30 (см. п. 21 табл. 24.1).



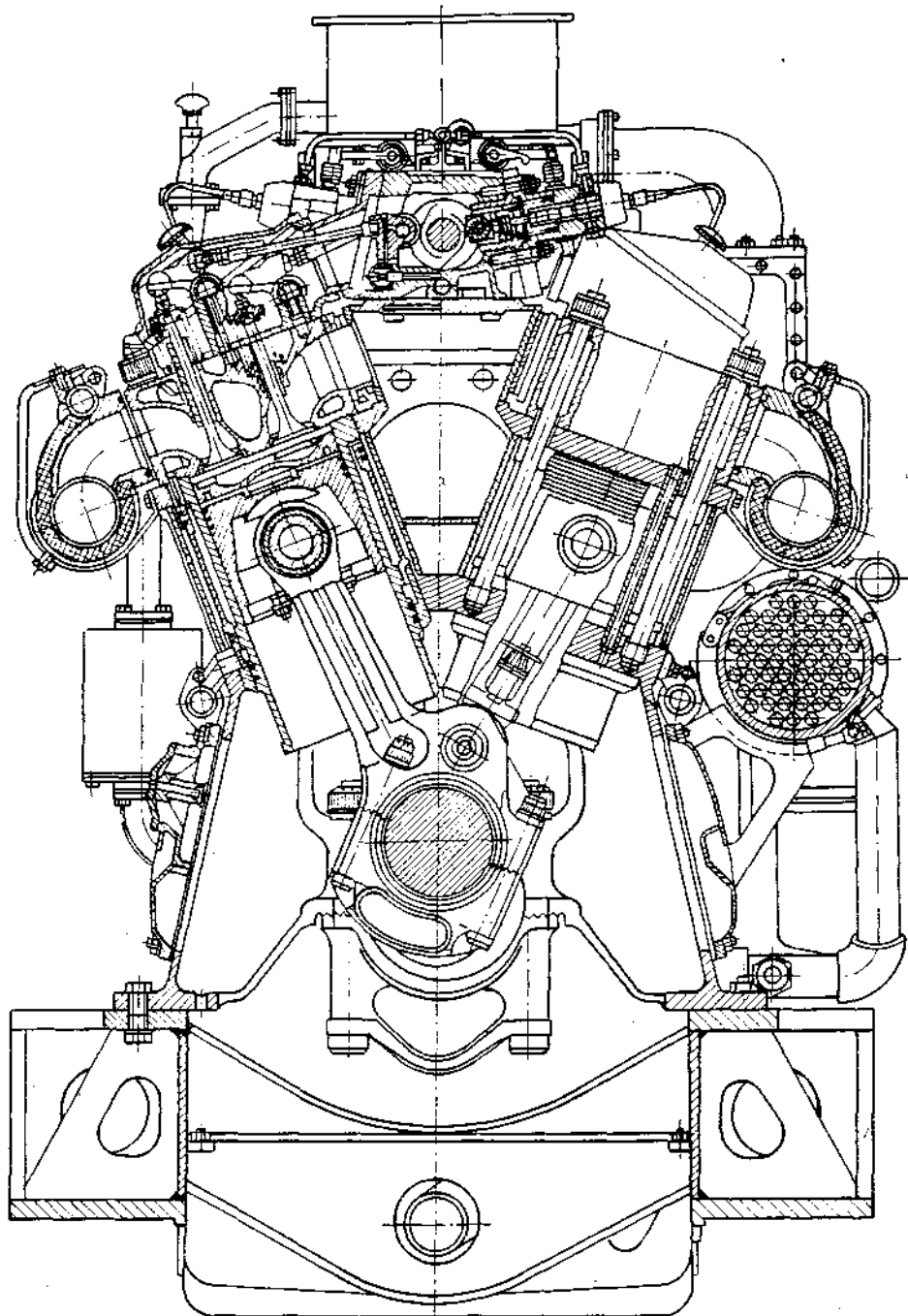


Рис. 24.7. Дизель типа 16CH 26/26 (см. п. 25 табл. 24.1).



чугуна (марки ХНМ), подвешена к крышке; на втулку напрессована рубашка из сплава А15.

Коленчатый вал, отлитый из высокопрочного чугуна, имеет азотированные шейки. Шатуны — штампованные. Заливку подшипников производят свинцовистой бронзой.

Поршень состоит из головки жаропрочной стали и тронка из ковального алюминиевого сплава. Топливные насосы высокого давления — индиви-

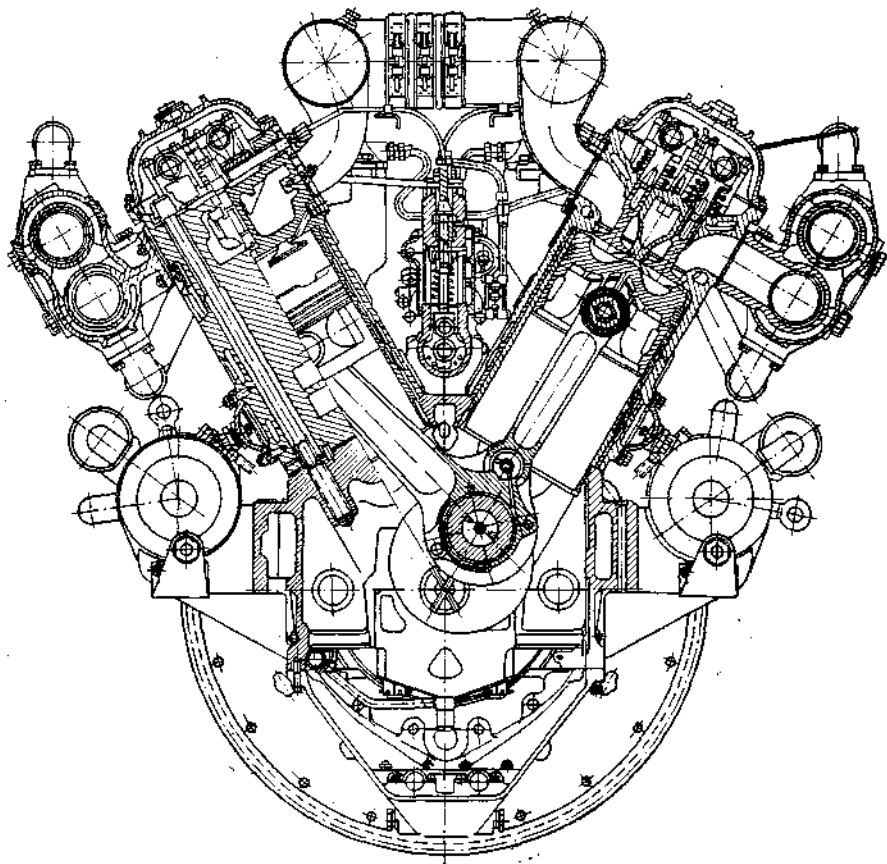


Рис. 24.8. Дизель типа 12ЧН 18/20 (см. п. 30 табл. 24.1).

дуальные. Регулятор — всережимный изодромный непрямого действия.

Система охлаждения имеет два контура: один из них охлаждает дизель, а другой — наддувочный воздух. Наддув осуществляется турбокомпрессором.

Дизели типа 12ЧН 18/20 (М401А) — четырехтактные V-образные двенадцатицилиндровые с ГТИ мощностью 1000 э. л. с. при  $n = 1550$  об/мин и  $p_e = 9,5$  кгс/см<sup>2</sup> и предназначены для судов на подводных крыльях.

Картер состоит из верхней и нижней частей, отлитых из алюминиевого сплава. На верхнем картере расположены два шестицилиндровых моноблока.

Коленчатый вал, кованный из легированной стали, азотирован. Главные и прицепные шатуны из легированной стали штампованные. Поршни из алюминиевого сплава штампованные.

Топливный насос высокого давления блочного типа с регулятором. Регулятор — всережимного типа. Наддув осуществляется двумя турбо-

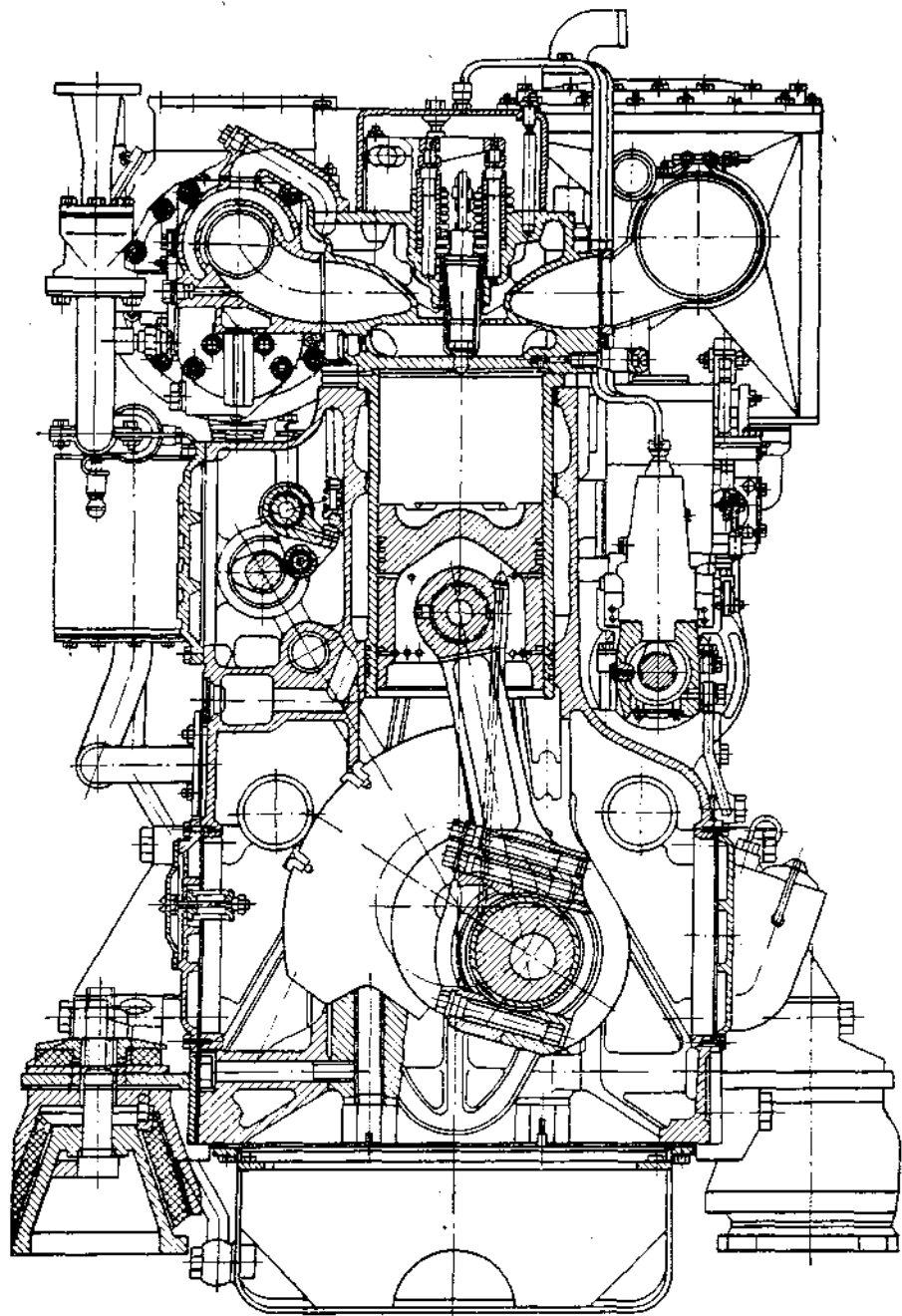


Рис. 24.9. Дизель типа 6ЧН 21/21 (см. п. 31 табл. 24.1).

компрессорами типа ТК-18Н. Система охлаждения — двухконтурная. Пуск дизеля производится сжатым воздухом или электростартером.

Судовые модификации дизеля марок М50Ф-6, М50-9, М400 и М401А снабжены реверсивной муфтой. На рис. 24.8 показана модификация дизеля типа 12ЧН 18/20 с ГТН. Дизель снабжен турбокомпрессором типа

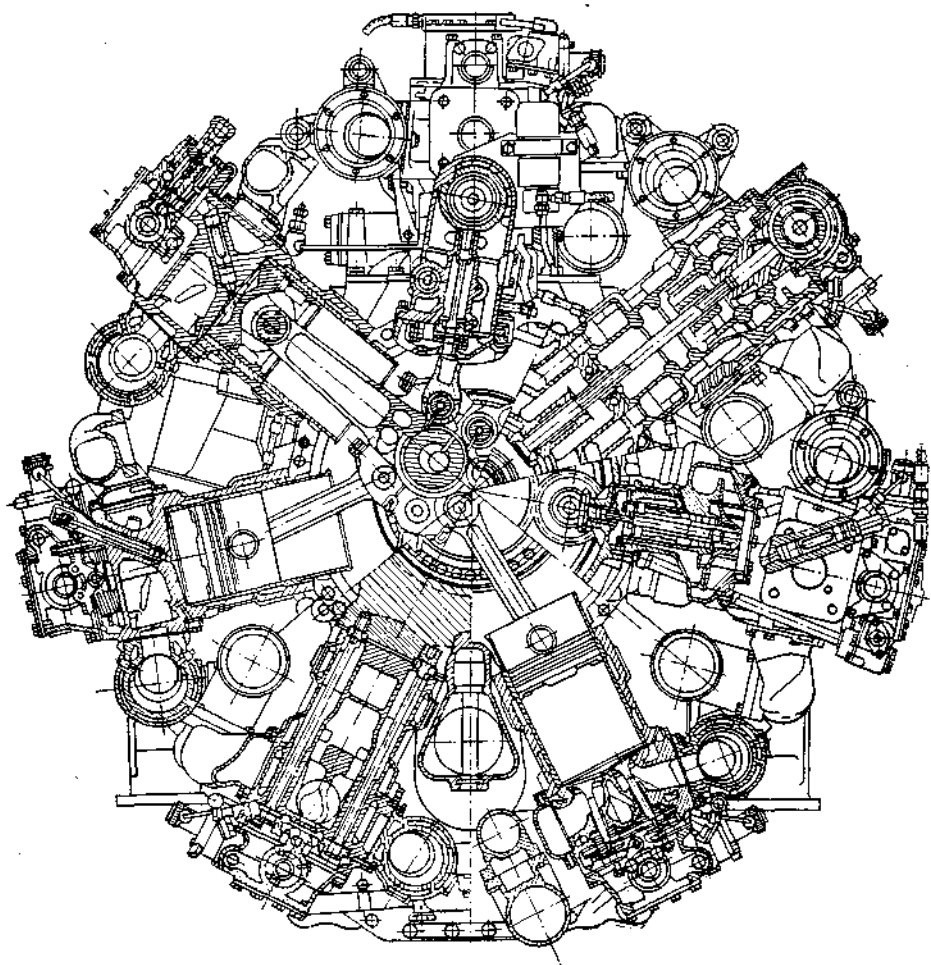


Рис. 24.10. Дизель типа 42ЧНСП 16/17 (см. п. 32 табл. 24.1).

ТК-23. Управление реверсированием — гидравлическое; реверсивная муфта имеет редуктор заднего хода.

Дизель типа 6ЧН 21/21 применяют в основном для тепловозов и буровых установок, а также используют в качестве вспомогательных на судах (рис. 24.9).

Дизели — четырехтактные в рядном и V-образном исполнении с ГТН.

Дизель типа 6ЧН 21/21 (211Д-1) развивает мощность 750 э. л. с. при  $n = 1400$  об/мин и  $p_e = 11,06$  кгс/см<sup>2</sup>.

Блок-картер — чугуный литой. Коленчатый вал — азотированный подвешенного типа. Тонкостенные подшипники залиты свинцовистой бронзой и гальваническим покрытием.

Литые поршни из алюминиевого сплава охлаждаются при разбрызгивании масла через сопла в верхней головке шатуна. Втулка изготовлена

из специального чугуна и хромирована по наружной поверхности. Головка цилиндра — четырехклапанная из высокопрочного чугуна (со сфероидальным графитом).

На входе воздуха в турбокомпрессор установлен воздухоочиститель. Система смазки оборудована полнопоточными фильтрами тонкой очистки.

Дизели типов 42ЧНП и 42ЧНСП 16/17 моделей А, Б, В, Г применяют в качестве главных судовых дизелей (модель Б для работы с ВРШ).

Дизели — четырехтактные звездообразные 42-цилиндровые с ГТН. Диаметр цилиндра 160 мм, ход поршня 170 мм,  $n = 2000$  об/мин (рис. 24.10).

На картере туннельного типа монтируют семь блок-цилиндров, расположенных звездообразно. Блок из шести цилиндров отлит из алюминиевого сплава; в блоки впрессованы «мокрые» гильзы.

Коленчатый вал (штампованный) имеет шесть кривошипных шеек. Шатунный механизм каждой звезды состоит из разъемного главного и шести прицепных шатунов. Поршни изготовлены из алюминиевого сплава. Одноплунжерные топливные насосы высокого давления смонтированы в корпусе блок-насосов.

На дизеле установлен всережимный регулятор непрямого действия. Турбокомпрессор состоит из одноступенчатых центробежного нагнетателя, осевой турбины и привода механической связи между ТК и коленчатым валом.

Дизели типа 42ЧНСП 16/17 моделей А, Г, В снабжают реверсивной муфтой; система управления муфтой — пневматическая. Дизель модели Б имеет только разобщительную муфту, обеспечивающую передний и холостой ходы. Для моделей А и Г устанавливают одноступенчатые редукторы, а для Б и В — двухступенчатые.

Судовой дизель модели М-503Г развивает номинальную мощность 3300 э. л. с. при  $n = 2000$  об/мин и  $p_e = 10,1$  кгс/см<sup>2</sup>.

#### 24.4. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАРУБЕЖНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

**Малооборотные судовые дизели.** Малооборотные дизели нового модернизированного мощностного ряда KGF фирмы Бурмейстер и Вайн в шести типоразмерах ( $D = 46; 55; 67; 80; 90$  и  $98$  см) перекрывают цилиндровую мощность от 800 до 4000 э. л. с. при частоте вращения от 220 до 100 об/мин и  $i = 5 \div 12$  (рис. 24.11). В этих дизелях (за исключением дизеля типа K98FF) ужесточен остов за счет перехода на коробчатую конструкцию, состоящую из двух картеров — нижнего и верхнего.

Новая крышка полукорпусного типа отковывается или отливается из стали; днище крышки интенсивно охлаждается за счет развитой системы радиальных каналов. У верхнего утолщенного пояса втулки введено внутреннее круговое охлаждение (см. рис. 6.9).

Поперечина крейцкопфа выполнена более жесткой, а опоры подшипников — более податливыми. Механический привод выпускного клапана заменен на гидравлический.

Конструкция поршня характеризуется тонкостенным днищем (подпертым круговым кольцом) и масляным охлаждением.

Система наддува — импульсная.

В табл. 24.2 приведены основные показатели дизелей мощностного ряда KGF.

Малооборотные дизели модернизированного мощностного ряда RND фирмы Зульцер перекрывают цилиндровую мощность (в шести типоразмерах) от 500 до 4000 э. л. с. при частоте вращения от 215 до 108 об/мин (рис. 24.12).

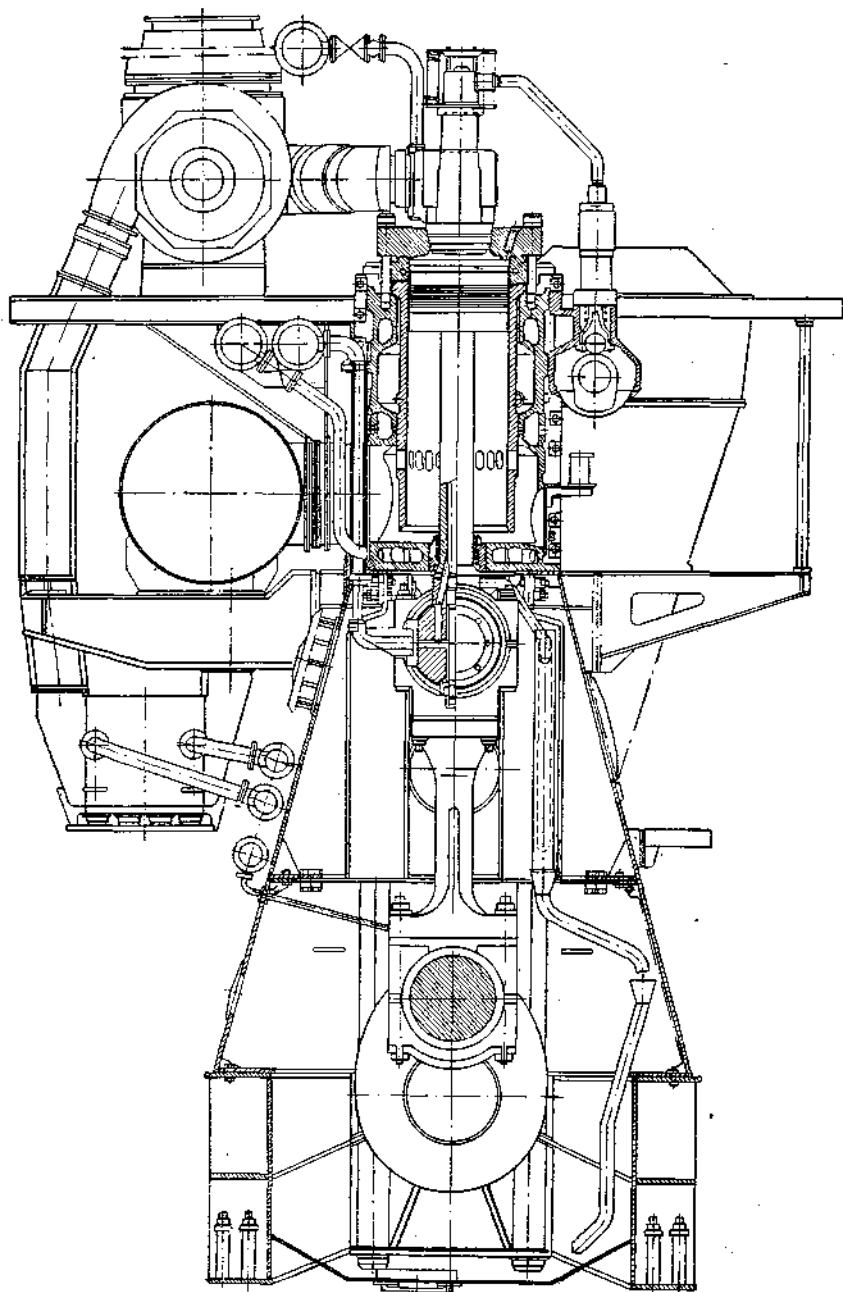


Рис. 24.11. Дизель типа К90GF фирмы Бурмейстер и Вайн (см. п. 1 табл. 24.2).

№ п/п	Фирма- изгото- витель	Тип дизеля	D, см	S, см	S/D	Максимальная длительная N <sub>ед</sub> , л. с.	n, об/мин	P <sub>e</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	c <sub>m</sub> , м/с	N <sub>л</sub> , кгс/дм <sup>2</sup>
1	Бурмей- стер и Вайн	K90GF* (см. рис. 24.11)	90	180	2,0	3400	110	12,3	6,6	54
2		K98FF	98	200	2,04	4100	104	12,2	6,95	57
3	Зульцер	RND90*	90	155	1,73	2900	122	10,8	6,3	45,5
4		RND105 (см. рис. 24.12)	105	180	1,70	4000	108	10,8	6,5	47
5	G.M.T. (Фиат)	A900S*	90	160	1,78	2900	125	10,4	6,65	46
6		1060S (см. рис. 24.13)	106	190	1,80	4000	106	10,3	6,65	45,6
7	M.A.N.	KSZ 90/160*	90	160	1,78	3200	122	11,2	6,50	48,5
8		KSZ 105/180 (см. рис. 24.14)	105	180	1,70	4000	106	10,9	6,35	46,0
9	Мицу- биси	UEC 85/180*	85	180	2,1	3800	118	14,2	7,1	67
10	Докс- форд	M76J*	76	218 (52+ +166)	0,68 2,15	2500	119	9,5	— 6,6	42
11	S.E.M.T. (Пил- стик)	PC2	40	46	1,15	650	520	19,5	8,0	52
12		PC3	48	52	1,08	950	470	19,3	8,2	53
13		PC4 (см. рис. 24.15)	57	62	1,08	1500	400	21,3	8,3	59
14	M.A.N.	V 40/54 (см. рис. 24.16)	40	54	1,35	625	450	18,4	8,1	49,5
15		V 52/55	52	55	1,06	1000	430	17,9	7,9	47,5
16	Зульцер	ZVB 40/48	40	48	1,2	650	530	18,3	8,5	52
17	G.M.T.	C420SS (см. рис. 24.17)	42	50	1,19	600	480	16,2	8,0	43,5
18	(Фиат)	550S	55	90	1,07	1200	430	17,9	7,9	47,5
19	Сторк- Верк- спур	TM-410	41	47	1,15	667	550	17,6	8,6	50,5

$\rho_z$ , кгс/см <sup>2</sup>	$\rho_o$ , кгс/см <sup>2</sup>	$\rho_k$ , кгс/см <sup>2</sup>	$g_e$ , г/(л. с.ч)	$g_m$ , мм <sup>3</sup> , г/(л. с.ч)	$t_1$ , °C	$Q_B$ , кг/(э. л. с.ч)	$L$ , м	$B$ , м	$H$ , м	$I_M/D$	$G_e$ , кг/л. с.	$N_e/L$ , л. с./м
83	77	2,0	159	0,35	350	5,4	20,2	4,4	9,43	2,0	31,4	1700
80	63	2,1	155	—	320	—	( $t=10$ )					
85	63	2,3	153	0,36	300—320	7,2	21,5	4,0	8,7	1,87	31	1350
84	63	2,3	152			7,4	25,2	4,5	9,9	1,9	29	1600
						( $t=10$ )						
80	63	2,3	155	0,6	320	7,3	19,3	4,2	9,0	1,8	33	1500
78	61	2,31	152			7,4	23,7	4,5	10,6	1,8	38	1700
						( $t=10$ )						
85	63	2,65	154	0,75	320	7,2	19,9	4,5	11,3	—	28,5	1600
76	59	2,5	151		330	7,2	23	5,3	12,6	—	43	1780
						( $t=10$ )						
100	70	2,3	152	0,4	275	8,6	18,2	4,3	9,7	1,9	30	1900
						( $t=9$ )						
70	(45)	1,75	155	0,4	344	7,0	16,8	3,8	8,9	2,3	30	1200
						( $t=8$ )						
120	(27)	2,4	151	1,0	400	5,2	8,9	3,5	2,8	1,85	6,5	1300
120	(34)	2,5	153	1,0	470	5,4	10,8	3,7	3,67	1,79	9,4	1450
120	(30)	2,55	147	1,0	425	5,8	12,6		4,15	1,72	10,0	2150
						( $t=10$ )						
120	87	2,9	154	1,3	400	5,9	9,8	1,82*	3,18	1,77	9,4	1120
						( $t=18$ )						
120	78	2,9	152	1,2	370	6,0	10,5	2,08*	3,25	1,54	8,5	1750
120	78	2,85	158	1,1— 1,3	420	5,5	8,9 ( $t=16$ )	2,0*	3,06	—	8,8	1150
100	75	2,5	152	0,9— 1,1	410	6,1	10,4	4,0	3,0	—	11,0	1170
114	75	2,8	152	0,9— 1,1	420	5,9	14 ( $t=20$ )	3,8	4,0		8,2	1500
115	74	2,7	155	0,85	375	6,3	9,7 ( $t=20$ )	2,3	3,5	1,7	6,5	1335

№ п/п	Фирма- изгото- витель	Тип дизеля	D, см	S, см	S/D	Максимальная длительная N <sub>ед.</sub> л. с.	n, об/мин	p <sub>e</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	c <sub>п</sub> , м/с	N <sub>п</sub> , кгс/дм <sup>2</sup>
20	Митсуи	V60M (см. рис. 24.18)	60	64	1,07	1500	357	20,2	8,0	54,5
21	Акасака	6U50	50	62	1,24	815	340	17,7	7,05	41,5
22	Бурмей- стер и Вайн	50HU	50	54	1,08	850	465	15,5	8,4	43,2
23	МаК	M551AK	45	55	1,2	667	425	16,2	7,9	40
24	Мицу- биши	UEV 42/56*	42	56	1,33	650	380	10,0	7,1	47
25	Мерлис	«Мэджор»	38,1	45,7	1,2	600	600	17,57	9,2	53
26	Фуджи	6MD26X	26	32	1,23	355	750	25,0	8,0	65,5
27	Докс- форд	«Сихорз»*	(88+42) 58   130	—	—	2500	300	10,9	—	55

\* Двухтактные дизели.

Дизели мощного ряда RND имеют контурную продувку и наддувочную систему постоянного давления с двумя последовательными ступенями наддува: первая — ТК ( $p = \text{const}$ ) и вторая — подпоршневые полости.

Остов дизеля — сварной; отдельные части остова скрепляются анкерными связями. Крышка состоит из двух частей — опорной и центральной вставки; форма камеры сгорания — шатровая. Опорный фланец втулки снабжен системой круговых каналов, обеспечивающих интенсивное охлаждение верхней части втулки. Отказ от вращающихся заслонок и переход на систему наддува  $p = \text{const}$  значительно упростили компоновку дизеля.

Усовершенствована система телескопического охлаждения поршней пресной водой. Головка поршня — стальная литая; тонкостенное днище подперто ребрами; охлаждение производится путем взбалтывания воды.

Основные показатели дизелей мощного ряда RND:  $p_e \approx 10,8 \div 12,9$  кгс/см<sup>2</sup>;  $g_e \approx 153 \div 150$  г/(л. с. ч);  $N_e/L \approx 1000 \div 1500$  л. с./м.

Мощный ряд МОД фирмы G. M. T. (старое название Фиат) был модернизирован на базе дизеля типа 780S с  $N_{em} = 2000$  л. с. при  $n = 126$  об/мин; полученные усовершенствования внесены на серийные дизели, а также новые мощные дизели типов 900S и 1060S (рис. 24.13).



$p_z$ , кгс/см <sup>2</sup>	$p_g$ , кгс/см <sup>2</sup>	$p_k$ , кгс/см <sup>2</sup>	$g_g$ , г/(л. с.ч)	$g_{г.пл.}$ , г/(л. с.ч)	$t_T$ , °C	$G_g$ , кг/(з. л. с.ч)	$L$ , м	$B$ , м	$H$ , м	$I_{ш/D}$	$G_e$ , кг/л. с.	$N_e/L$ , л. с./м
130	90	2,9	153	1— 1,3	380	—	—	—	—	2,25	—	1400
—	76	2,4	156	1,8	400	5,8	9,0 ( $i = 8$ )	2,86	3,85	—	16	—
100	65	—	155	—	390	6,0	10,0 ( $i = 18$ )	3,85	3,1	—	—	—
110	85	—	152	1,2	350	—	8,65 ( $i = 16$ )	3,48	4,08	—	11,0	1150
85	65	2,05	160	1— 1,3	320	8,0	9,5 ( $i = 18$ )	2,0	3,6	2,0	11,6	1200
(33,7)	116	2,83	155	—	400	5,9	8,23 ( $i = 16$ )	2,0	2,75	2,2	10,7	1200
130	(100)	2,4 (ступень 1) 4,4 (ступень 2)	158	—	—	—	4,0 ( $i = 6$ )	1,8	2,3	—	5,9	530
106	—	2,4	158	—	450	8,0	13,5 ( $i = 7$ )	2,9	6,2	2,5	14,5	1300

Дизели фирмы Фиат имеют контурную продувку с продувочными окнами, перекрытыми автоматическими клапанами. Система наддува — комбинированная; ступень I сжатия — ТК, ступень II — индивидуальные поршневые насосы, приводимые от крейцкопфного механизма.

Сварной остов состоит из трех частей: фундаментной рамы, А-образных стоек и блок-цилиндров. Крейцкопфные направляющие — односторонние. Крышка состоит из двух частей.

Конструкция поршня характеризуется тонкостенным днищем, опирающимся ребрами на цилиндрический проставок; охлаждение головки водой — циркуляционное.

У крейцкопфа (так же, как и в МОД фирмы Зульцер) значительно утолщен диаметр поперечины (до  $0,8D$ ) и увеличена податливость опор.

Основные показатели мощных дизелей типов А900S и 1060S: среднее  $p_e \approx 12,1 \div 11,9$  кгс/см<sup>2</sup>;  $g_g \approx 155 \div 152$  г/(л. с.ч);  $G_g \approx 38 \div 35$  кг/л. с.;  $N_e/L \approx 1500 \div 1700$  л. с./м.

Судовые крейцкопфные МОД типа KSZ фирмы М. А. N. имеют восемь типоразмеров, которые перекрывают цилиндровую мощность от 700 до 4000 л. с. при частоте вращения от 225 до 106 об/мин (рис. 24.14). Дизели имеют петлевую продувку и комбинированную систему ГТН.

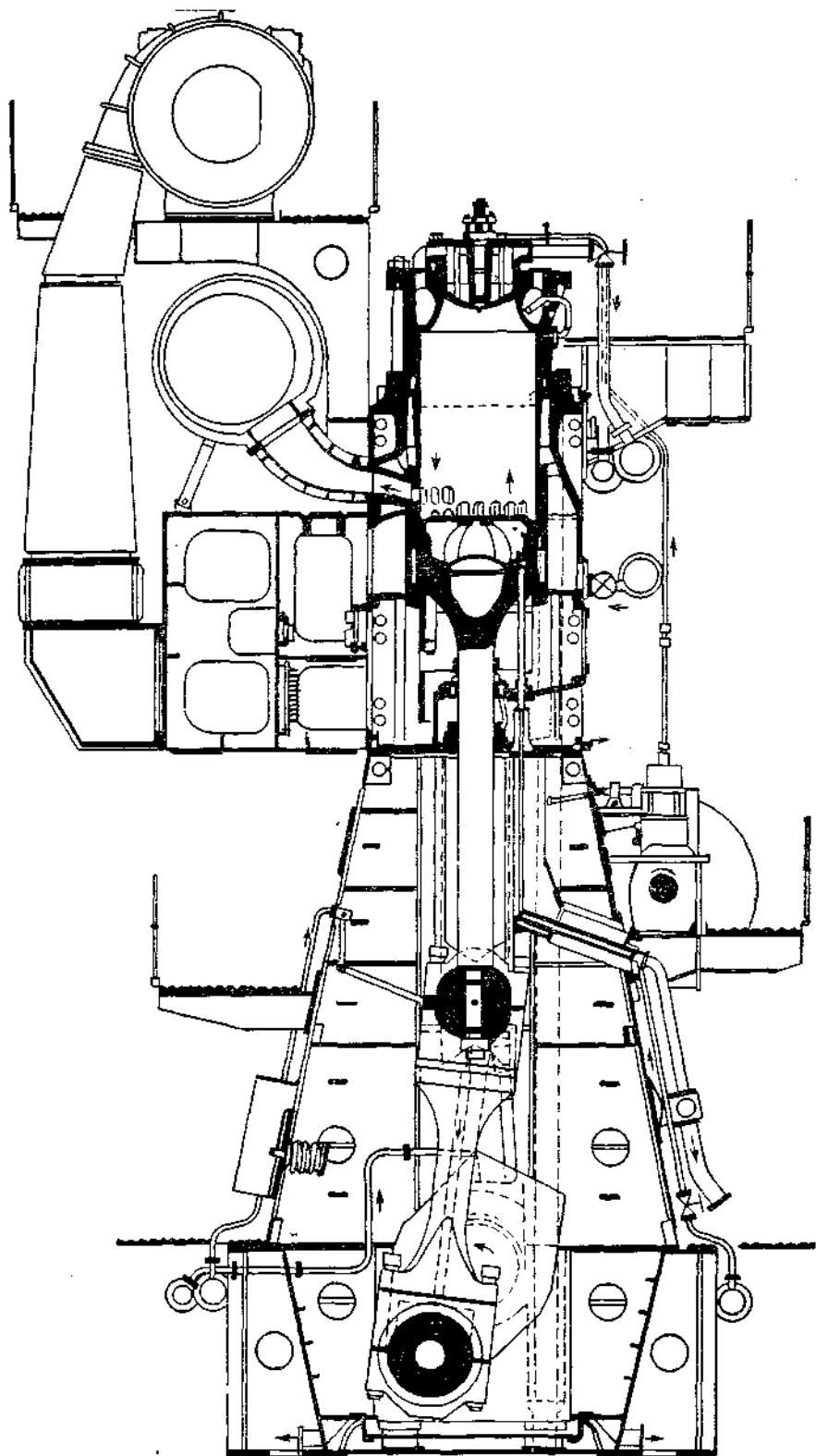


Рис. 24.12. Дизель типа RND105 (см. п. 4 табл. 24.2).

Остов дизеля состоит из четырех секций, включающих сварную раму, сварной картер и блок-цилиндры, связанные между собой анкерными болтами.

Поршни состоят из трех частей: головки с днищем, подпертым ребрами; промежуточного пояса и направляющей; система охлаждения — взбалтыванием. Охлаждение поршней производится водой.

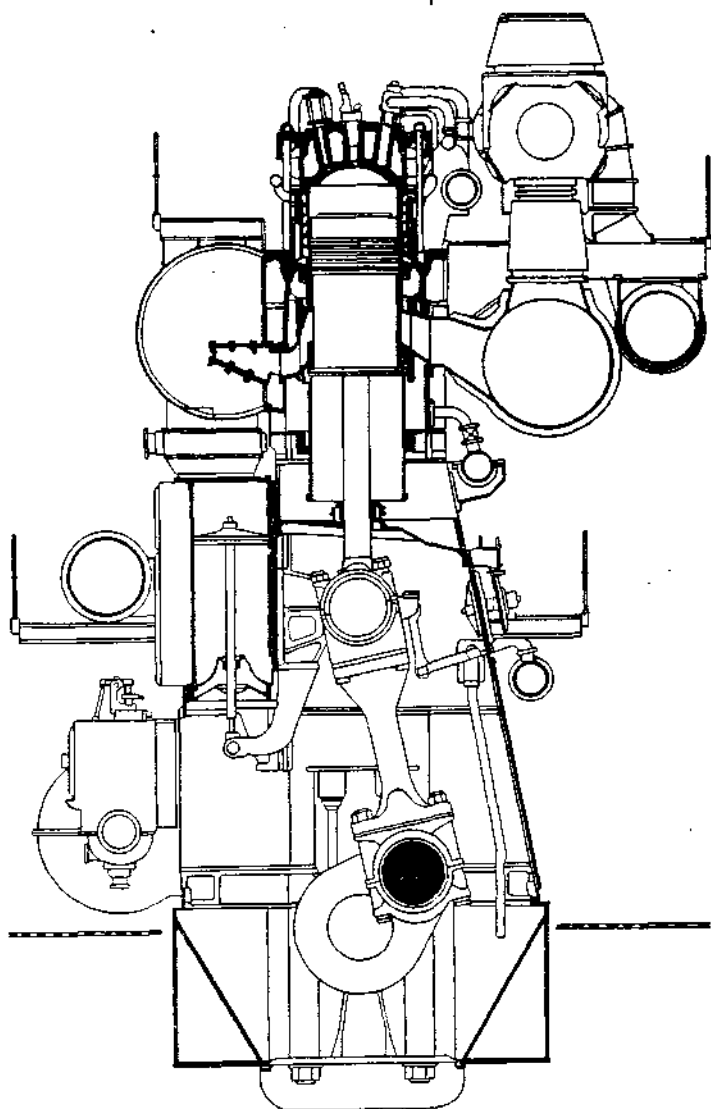


Рис. 24.13. Дизель типа 1060S фирмы G. M. T. (см. п. 6 табл. 24.2).

В конструкции крейцкопфа два опорных подшипника заменены одним общим; подшипники поперечины смазываются насосами высокого давления с приводом от крейцкопфа. Втулка цилиндра охлаждается в районе выше выпускных окон. Полуколпачная крышка состоит из двух частей: верхней — чугуновой опорной, нижней — стальной.

Фирма M.A.N. в настоящее время полностью отказалась от подпоршневых полостей и заменила их автономными электрокомпрессорами (для работы на малых ходах и при пуске).

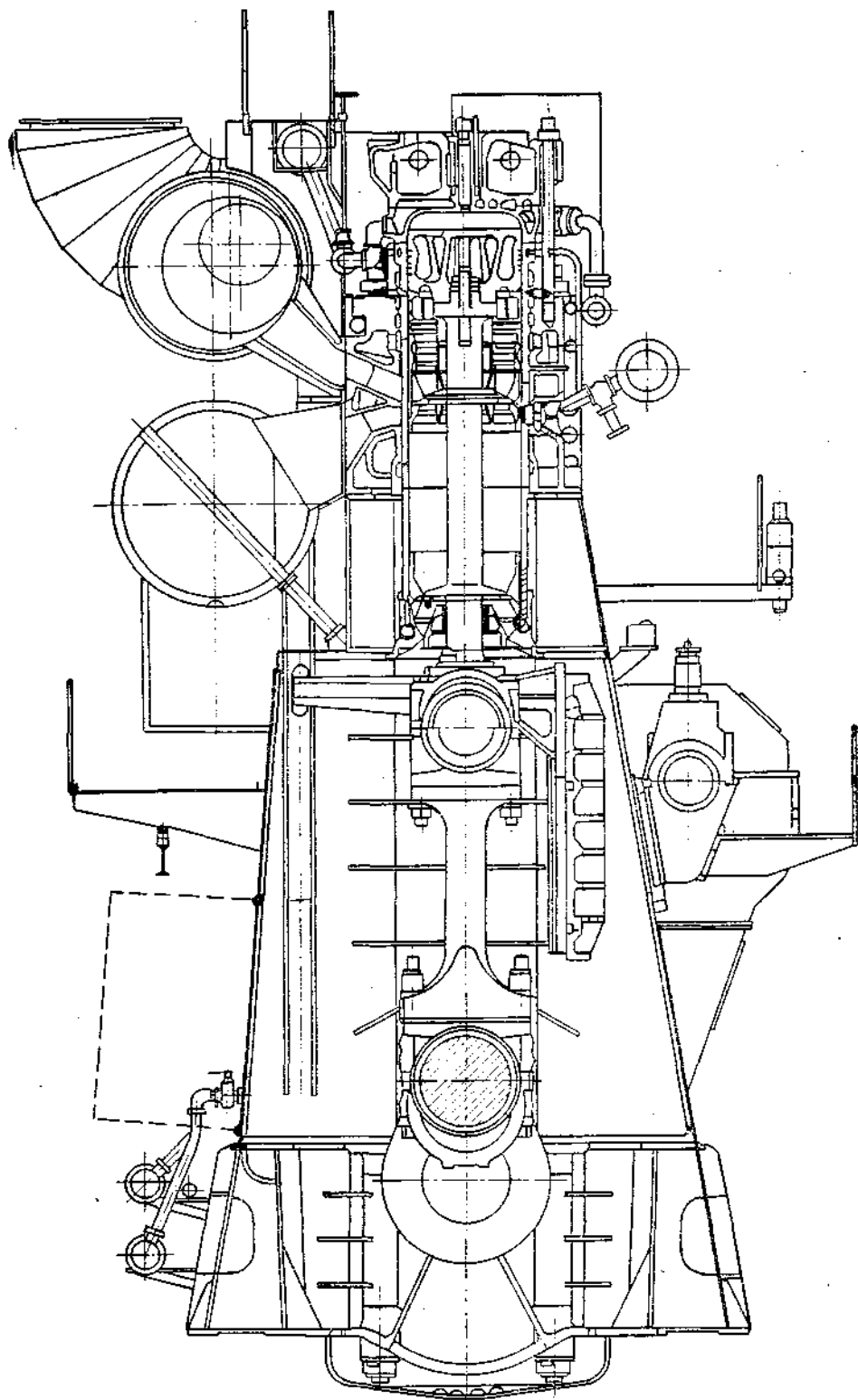


Рис. 24.14. Дизель типа KSZ 105/180 (см. п. 8 табл. 24.2).

Основные показатели дизелей фирмы М.А.Н.:  $p_e \approx 11+13,5$  кгс/см<sup>2</sup>;  $g_e \approx 152+150$  г/(л. с.·ч);  $G_e = 33+36$  кг/л. с.;  $N_e/L \approx 1600+1800$  л. с./м.

Среднеоборотные судовые дизели. Мощностной ряд четырехтактных СОД фирмы S.E.M.T. (старое название фирмы Пилстик) состоит из трех типоразмеров (PC2, PC3 и PC4), перекрывающих цилиндковую мощность

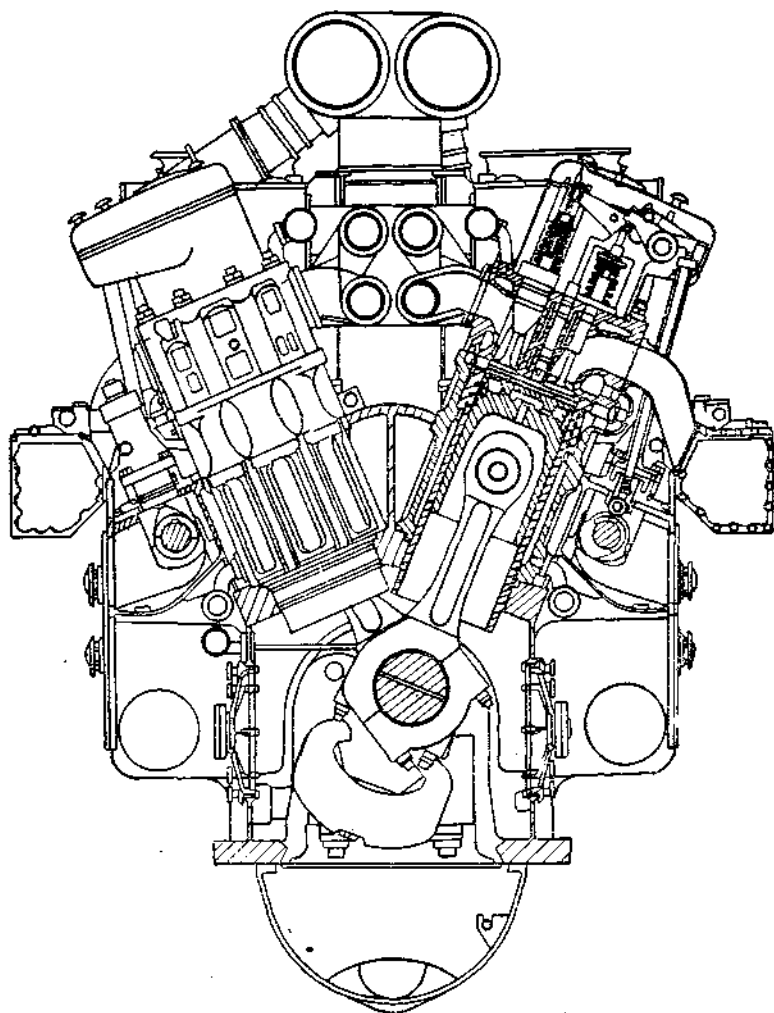


Рис. 24.15. Дизель типа PC4 фирмы S. E. M. T. (см. п. 13 табл. 24.2)

от 500 до 1500 э. л. с. при частоте вращения от 520 до 400 об/мин и агрегатной мощности от 3000 до 27 000 э. л. с. ( $i = 6+18$ ) при  $D = 40; 48$  и  $57$  см и  $p_e = 18+21,3$  кгс/см<sup>2</sup> (рис. 24.15).

Дизели — тронковые и выпускаются рядными и V-образными. Остов дизеля — сварной или сварно-литой; коленчатый вал — подвешенного типа; верхняя крышка подшипников прижимает вкладыши домкратом.

Шатуны смежных цилиндров V-образных дизелей устанавливают на одной общей шейке кривошипа вала; шатуны — штампованные; нижняя головка шатуна имеет косой разъем.

Поршень состоит из двух частей — верхней из жаропрочной стали и направляющей из алюминиевого сплава; система охлаждения — взбалтыванием.

Для снижения температуры верхней части втулки у опорного пояса предусмотрено внутреннее охлаждение специальными каналами.

Крышка имеет четыре рабочих клапана; для работы на тяжелых сортах топлива предусмотрено усиленное охлаждение опорных седел клапанов.

Основные показатели дизеля типа РС4:  $N_{\text{сш}} = 1500$  л. с.;  $p_e = 21,3$  кгс/см<sup>2</sup>;  $g_e = 147$  г/(л. с. ч);  $G_e \approx 10$  кг/л. с.;  $N_e/L \approx 2150$  л. с./м.

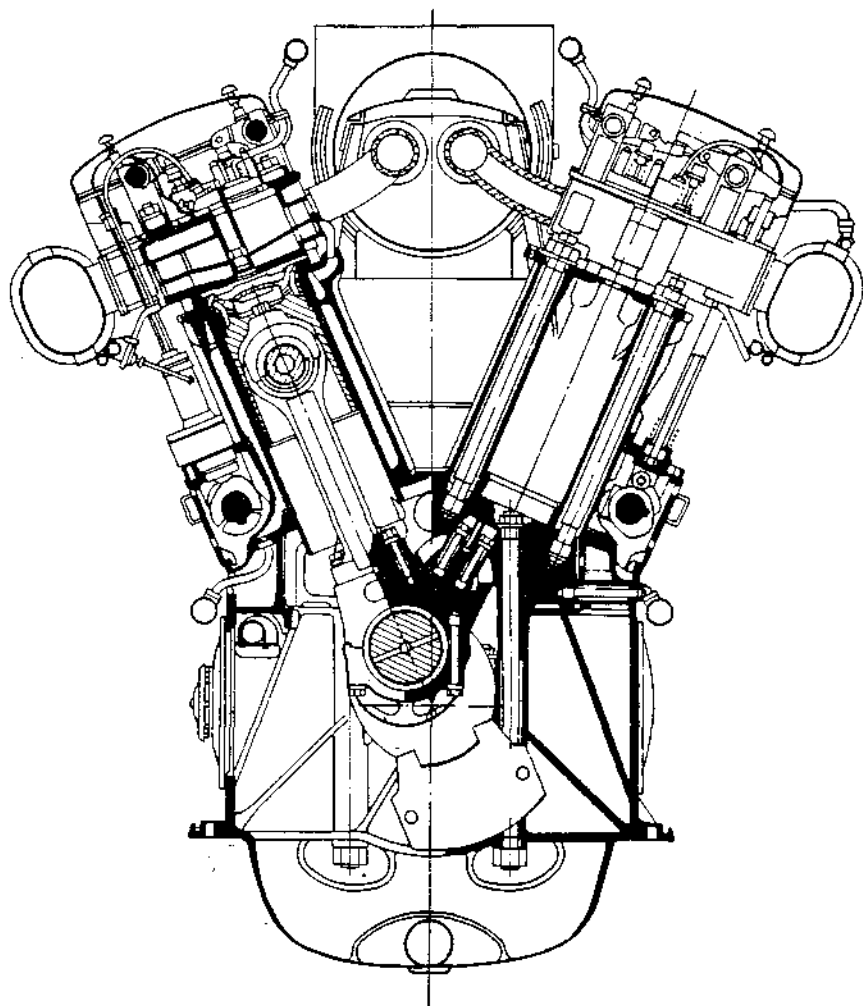


Рис. 24.16. Дизель типа V 40/54 фирмы М. А. Н. (см. п. 14 табл. 24.2).

Среднеоборотные дизели фирмы М.А.Н. имеют два типоразмера (40/54 и 52/55), перекрывающих агрегатную мощность от 3500 до 18 000 э. л. с. (при  $i = 6 \div 18$ ) (рис. 24.16).

Остов состоит из чугунной рамы, картера и чугунных блок-цилиндров, которые скрепляются между собой анкерными связями. Для укорочения длины дизеля в V-образных модификациях применены прицепные шатуны. Выпускные трубы размещены в развале цилиндров.

Наиболее удачная модификация поршня состоит из тонкостенной головки, охлаждаемой маслом (путем взбалтывания) и кованого корпуса из алюминиевого сплава.

Введена новая конструкция топливного насоса: с двумя плунжерами разных диаметров (на один цилиндр), расположенными тандем, или одинаковых диаметров и общей направляющей. Это дает возможность при пере-

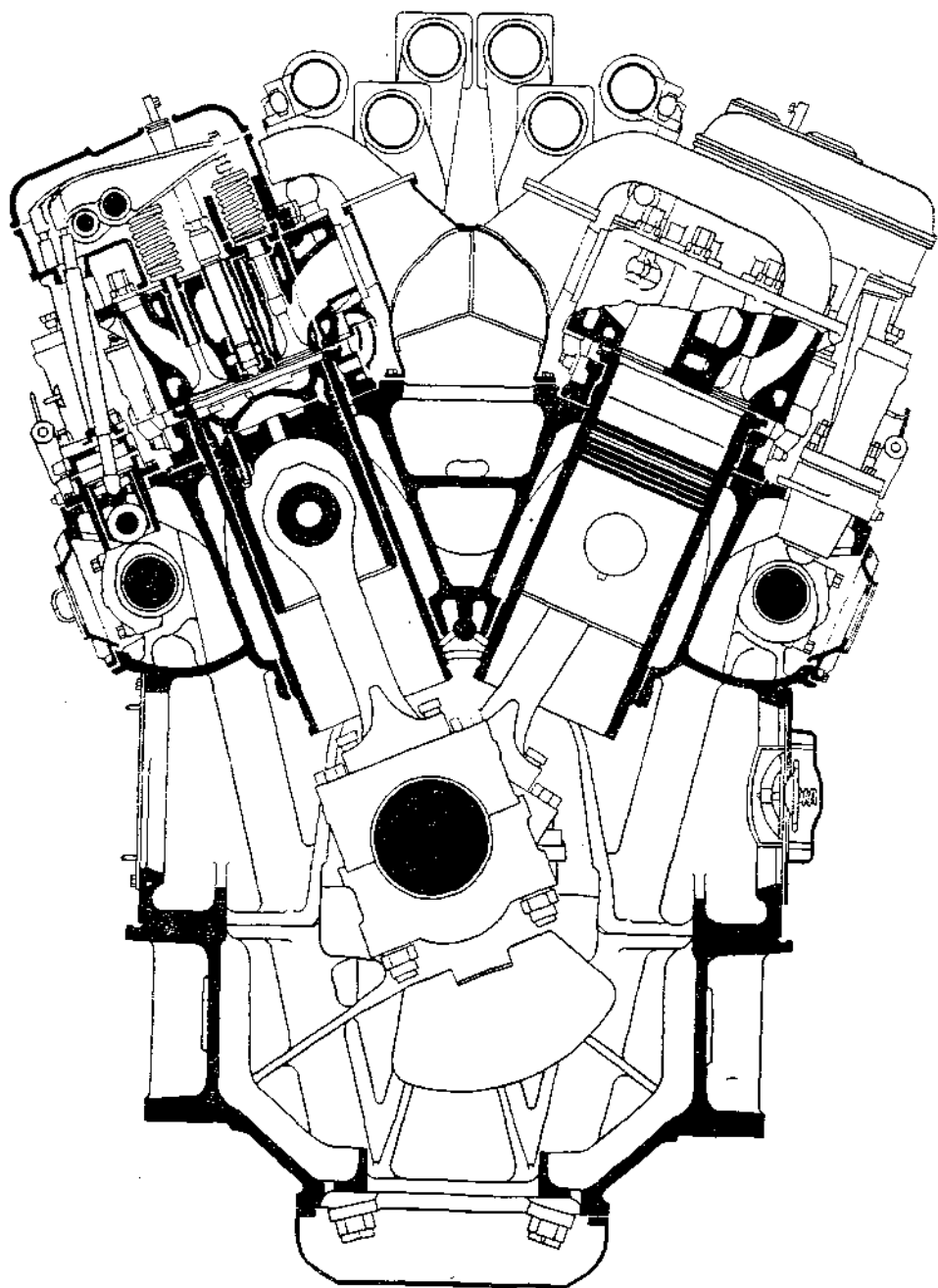


Рис. 24.17. Дизель типа C420SS фирмы G. M. T. (см. п. 17 табл. 24.2).

ходе на малые нагрузки выключать один из плунжеров и получать нормальный процесс впрыска.

В верхней части втулок цилиндра предусмотрена дополнительная специальная смазка.

Основные показатели дизеля типа VV 52/55:  $N_{\text{вц}} = 1000$  л. с.;  $p_e = 17,9$  кгс/см<sup>2</sup>;  $g_e = 152$  г/(л. с.ч);  $G_e = 8,5$  кг/л. с.;  $N_e/L \approx 1750$  л. с./м.

Фирма G.M.T. (новое название фирмы Фиат) выпускает три типоразмера СОД: В300 с  $D = 300$  мм и  $N_{\text{вц}} = 250$  л. с. при 500 об/мин; С420SS с  $D = 420$  мм,  $S = 500$  мм и  $N_{\text{вц}} = 600$  л. с. при 480 об/мин; 550S с  $D =$

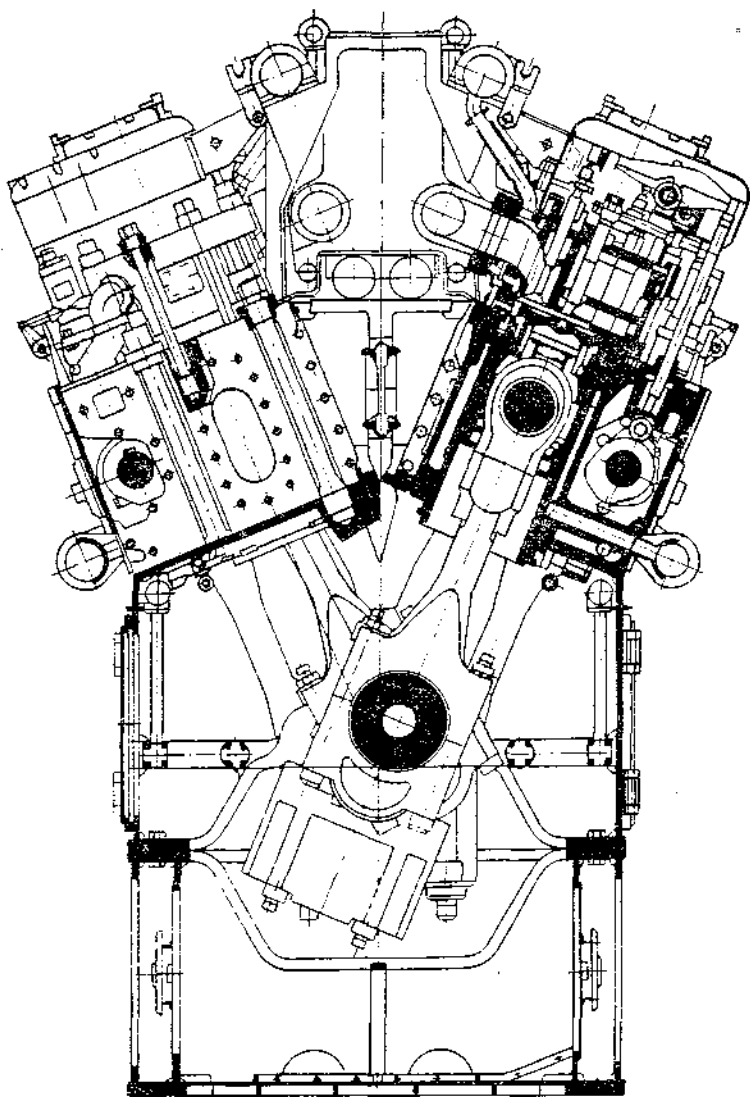


Рис. 24.18. Дизель типа V60M фирмы Митсуи (см. п. 20 табл. 24.2).

$= 550$  мм;  $S = 590$  мм и  $N_{\text{вц}} = 1200$  л. с. при 430 об/мин, перекрывающих агрегатную мощность от 1500 до 24 000 э. л. с. (при  $i = 6 \div 20$ ) (рис. 24.17).

Перечислим особенности конструктивного выполнения дизелей типа 550S. Чугунный литой остов состоит из фундаментной рамы и картера с рубашками для втулок цилиндра; рама и картер скрепляются анкерными связями. Обычное расположение коленчатого вала в раме облегчает обслуживание подшипников. Шатуны состоят из трех частей, что позволяет вынимать поршень без верхней головки шатунного подшипника.



Верхняя часть поршня изготовлена из ковanej легированной стали, нижняя — из алюминиевого сплава. Крышка отливается из высокопрочного чугуна; копуca выпускных клапанов и их седла охлаждаются водой.

Основные показатели дизелей типа 550S:  $N_{\text{ед}} = 1200$  л. с. при  $p_e = 18$  кгс/см<sup>2</sup> и  $g_e = 154$  г/(л. с. ч);  $G_e = 8,2$  кг/л. с.;  $N_e/L = 1500$  л. с./м.

Фирмой Митсуи освоена новая модель дизеля типа V60M (ЧН 60/64) с цилиндровой мощностью 1500 э. л. с. при 357 об/мин, предназначенная для быстроходных мощных контейнеровозов (рис. 24.18).

Остов включает развитую сварную фундаментную раму и жесткий сварной картер. Коленчатый вал — подвешенного типа; нижние опорные крышки рамовых подшипников крепятся к картеру.

Чугунные блок-цилиндры крепятся к картеру анкерными болтами. Втулки цилиндра имеют в верхней части утолщенный пояс, в котором просверлены каналы для охлаждающей воды. В нижней части крышки сделана горизонтальная перегородка для интенсификации охлаждения огневого днища.

Головка поршня — стальная; тонкостенное днище головки дополнительно подпирается круговым опорным кольцом.

Шатуны снабжены у верхней головки специальным разъемом (в отличие от обычной конструкции) для возможности разборки поршня через люки картера (что ускоряет осмотр поршня в эксплуатации).

Турбокомпрессоры типа MX — конструкции фирмы Митсуи. Охладители наддувочного воздуха снабжены осушающими сепараторами.

Основные показатели дизеля V60M:  $N_{\text{ед}} = 1500$  л. с.;  $p_e = 20,2$  кгс/см<sup>2</sup>;  $g_e = 153$  г/(л. с. ч);  $N_e/L = 1400$  л. с./м.

Таблица 1

Угловое перемещение шатуна  $\beta$

$\alpha, ^\circ$ (значение $\beta$ положительное)		$\beta = \arcsin (\lambda \sin \alpha)$					$\alpha, ^\circ$ (значение $\beta$ отрицательное)	
		$\lambda = 0,20$	$\lambda = 0,22$	$\lambda = 0,24$	$\lambda = 0,26$	$\lambda = 0,28$		
0	180	0	0	0	0	0	180	360
15	165	2° 58'	3° 15'	3° 34'	3° 51'	4° 09'	195	345
30	150	5° 44'	6° 19'	6° 54'	7° 28'	8° 03'	210	330
45	135	8° 08'	8° 57'	9° 46'	10° 35'	11° 25'	225	315
60	120	9° 58'	10° 58'	12°	13°	14° 02'	240	300
75	105	11° 08'	12° 16'	13° 24'	14° 33'	15° 41'	255	285
90	90	11° 32'	12° 43'	13° 53'	15° 04'	16° 16'	270	270

Таблица 2

Безразмерное перемещение поршня  $s$

$\alpha, ^\circ$ (значение $s$ положительное)		$s = \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta\right)$				
		$\lambda = 0,20$	$\lambda = 0,22$	$\lambda = 0,24$	$\lambda = 0,26$	$\lambda = 0,28$
0	360	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
15	345	0,0408	0,0414	0,0421	0,0428	0,0435
30	330	0,1590	0,1616	0,1641	0,1666	0,1691
45	315	0,3431	0,3482	0,3533	0,3584	0,3636
60	300	0,5756	0,5833	0,5910	0,5988	0,6066
75	285	0,8354	0,8450	0,8547	0,8644	0,8743
90	270	1,1010	1,1114	1,1218	1,1323	1,1429
105	255	1,3530	1,3626	1,3723	1,3821	1,3919
120	240	1,5756	1,5833	1,5910	1,5988	1,6066
135	225	1,7544	1,7624	1,7675	1,7727	1,7778
150	210	1,8911	1,8936	1,8961	1,8987	1,9012
165	195	1,9726	1,9733	1,9740	1,9746	1,9753
180	180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000

Таблица 3

Безразмерная скорость поршня  $v$

$\alpha, ^\circ$ (значение $v$ положительное)		$v = \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}$					$\alpha, ^\circ$ (значение $v$ отрицательное)
		$\lambda = 0,20$	$\lambda = 0,22$	$\lambda = 0,24$	$\lambda = 0,26$	$\lambda = 0,28$	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
15	0,3089	0,3139	0,3189	0,3240	0,3290	0,3340	345
30	0,5870	0,5958	0,6047	0,6135	0,6224	0,6312	330

$\alpha, ^\circ$ (значение $\nu$ положи- тельное)	$\nu = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$					$\alpha, ^\circ$ (значение $\nu$ отрица- тельное)
	$\lambda = 0,20$	$\lambda = 0,22$	$\lambda = 0,24$	$\lambda = 0,26$	$\lambda = 0,28$	
45	0,8081	0,8185	0,8289	0,8394	0,8499	315
60	0,9540	0,9631	0,9723	0,9816	0,9910	300
75	1,0169	1,0222	1,0276	1,0331	1,0386	285
90	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	270
105	0,9150	0,9096	0,9042	0,8988	0,8932	255
120	0,7781	0,7690	0,7598	0,7505	0,7410	240
135	0,6061	0,5957	0,5853	0,5748	0,5643	225
150	0,4130	0,4042	0,3953	0,3864	0,3775	210
165	0,2087	0,2037	0,1987	0,1937	0,1886	195
180	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	180

Безразмерное ускорение поршня  $j$ 

Таблица 4

$\alpha, ^\circ$	$j = \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \lambda}{\cos^2 \beta}$					$\alpha, ^\circ$
	$\lambda = 0,20$	$\lambda = 0,22$	$\lambda = 0,24$	$\lambda = 0,26$	$\lambda = 0,28$	
0	1,2000	1,2200	1,2400	1,2600	1,2800	360
15	1,1399	1,1574	1,1750	1,1927	1,2104	345
30	0,9680	0,9787	0,9895	1,0005	1,0117	330
45	0,7092	0,7099	0,7107	0,7117	0,7129	315
60	0,4000	0,3901	0,3801	0,3701	0,3602	300
75	0,0828	0,0645	0,0461	0,0274	0,0085	285
90	-0,2041	-0,2255	-0,2472	-0,2693	-0,2917	270
105	-0,4348	-0,4531	-0,4715	-0,4902	-0,5091	255
120	-0,6000	-0,6099	-0,6199	-0,6299	-0,6398	240
135	-0,7050	-0,7043	-0,7035	-0,7025	-0,7013	225
150	-0,7640	-0,7533	-0,7425	-0,7315	-0,7204	210
165	-0,7920	-0,7744	-0,7568	-0,7391	-0,7214	195
180	-0,8000	-0,7800	-0,7600	-0,7400	-0,7200	180

Относительные приведенные массы движущихся деталей КШМ

Таблица 5

Двигатель	Относительная масса поступательно-дви- жущихся деталей $m_S, \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^2$	Относительная масса неуравновешенных вращающихся деталей $m_R, \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^2$
Малооборотный тронковый крейцкопфный	$(0,25 \div 0,60) \cdot 10^{-3}$ $(0,70 \div 1,30) \cdot 10^{-3}$	$(0,70 \div 1,20) \cdot 10^{-3}$ $(0,70 \div 1,20) \cdot 10^{-3}$
Среднеоборотный с силуминовыми или тонко- стенными чугунными и сталь- ными поршнями	$(0,10 \div 0,20) \cdot 10^{-3}$	$(0,15 \div 0,25) \cdot 10^{-3}$
с толстостенными чугунными поршнями	$(0,15 \div 0,30) \cdot 10^{-3}$	$(0,15 \div 0,25) \cdot 10^{-3}$
Высокооборотный тронковый	$(0,025 \div 0,07) \cdot 10^{-3}$	$(0,03 \div 0,10) \cdot 10^{-3}$

Схема расчета ординат политроп сжатия и расширения

Номер точки	$\varepsilon_i = \frac{V_a}{V}$	$V_1$ , мм	$\varepsilon_i^{n_1}$	Давления на линии сжатия $p$ , мм	$\delta_i^{n_2}$	Давления на линии расширения $p$ , мм
1	1	$V_a = L$	1	$p_a = M$	1	$p_b = N$
2	2	$L/2$	$2^{n_1}$	$M \cdot 2^{n_1}$	$2^{n_2}$	$N \cdot 2^{n_2}$
3	3	$L/3$	$3^{n_1}$	$M \cdot 3^{n_1}$	$3^{n_2}$	$N \cdot 3^{n_2}$
...	...	...	...	...	...	...
$i$	$\delta$ (ε)	$L/\delta$ ( $L/\varepsilon$ )	$\delta^{n_1}$ ( $\varepsilon^{n_1}$ )	$M\delta^{n_1}$ ( $M\varepsilon^{n_1}$ )	$\delta^{n_2}$	$N\delta^{n_2}$

Таблица 7

К расчету движущей силы  $p_d = f(\alpha)$ 

$\alpha$ , °	$p_r = p - p_0$	$q_s$	$p_d = p_r + q_s$
1	2	3	4
0			
10			
...			

Таблица 8

Расчет  $p_n$ ,  $p_m$ ,  $t$  и  $z$  в функции от  $\alpha$ 

$\alpha$ , °	$p_d$	$\lg \beta$	$p_n = p_d \lg \beta$	$\cos \beta$	$p_m = \frac{p_d}{\cos \beta}$	$v = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$t = p_d v$	$w = \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$z' = p_d w$	$z = z' + q_R$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0										
10										
...										
350										
(710)										

Значения функции  $\operatorname{tg} \beta$ 

$\alpha, ^\circ$ (значение $\operatorname{tg} \beta$ положительное)		$\operatorname{tg} \beta = f(\alpha, \lambda)$					$\alpha, ^\circ$ (значение $\operatorname{tg} \beta$ отрицательное)	
		$\lambda = 0,20$	$\lambda = 0,22$	$\lambda = 0,24$	$\lambda = 0,26$	$\lambda = 0,28$		
0	180	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	180	360
15	165	0,0518	0,0567	0,0623	0,0673	0,0725	195	345
30	150	0,1004	0,1107	0,1210	0,1311	0,1414	210	330
45	135	0,1429	0,1575	0,1721	0,1868	0,2019	225	315
60	120	0,1757	0,1938	0,2126	0,2309	0,2499	240	300
75	105	0,1968	0,2174	0,2382	0,2595	0,2808	255	285
90	90	0,2041	0,2257	0,2472	0,2692	0,2918	270	270

Таблица 10

К определению радиальной силы  $W$ 

$\alpha, ^\circ$	$w = \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$					$\alpha, ^\circ$
	$\lambda = 0,20$	$\lambda = 0,22$	$\lambda = 0,24$	$\lambda = 0,26$	$\lambda = 0,28$	
0	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	360
15	0,9525	0,9512	0,9498	0,9485	0,9471	345
30	0,8158	0,8107	0,8056	0,8005	0,7953	330
45	0,6061	0,5957	0,5853	0,5748	0,5642	315
60	0,3477	0,3319	0,3160	0,2999	0,2835	300
75	0,0686	0,0488	0,0286	0,0082	-0,0125	285
90	-0,2041	-0,2255	-0,2472	-0,2693	-0,2917	270
105	-0,4490	-0,4689	-0,4890	-0,5094	-0,5302	255
120	-0,6523	-0,6681	-0,6840	-0,7001	-0,7165	240
135	-0,8081	-0,8185	-0,8289	-0,8394	-0,8499	225
150	-0,9163	-0,9214	-0,9265	-0,9316	-0,9367	210
165	-0,9793	-0,9807	-0,9820	-0,9834	-0,9847	195
180	-1,0000	-1,0000	-1,0000	-1,0000	-1,0000	180

Таблица 11

Начальные фазы  $\xi$   
двухтактного двигателя  
с диаграммой заклинки  
кривошипов (см. рис. 23.23, б)

Номер КШМ	1	2	3	4
$\gamma_i, ^\circ$	0	270	90	180
$\xi_i = 360^\circ - \gamma_i$	0	90	270	180

Таблица 12

Начальные фазы  $\xi_i$  четырехтактного двигателя  
с диаграммой заклинки кривошипов (см. рис. 23.25)

Номер КШМ	1	2	3	4	5	6	7	8
$\gamma_i, ^\circ$	0	540	450	180	630	270	90	360
$\xi_i = 720^\circ - \gamma_i$	0	180	270	540	90	450	630	360

Расчет набегающих тангенциальных сил в коренных (рамовых)  
шейках коленчатого вала

$\alpha_1, ^\circ$	$t_1 = t_{kII}$	$t_2 (\xi_2 = 240^\circ)$	$t_{kIII}$	$t_3 (\xi_3 = 120^\circ)$	$t_{kIV}$	$t_4 (\xi_4 = 180^\circ)$	$t_{kV}$	$t_5 (\xi_5 = 60^\circ)$	$t_{kVI}$	$t_6 (\xi_6 = 300^\circ)$	$t_{kVII} = t_2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0	-1,0	-1,0	3,3	2,3	0	2,3	12,4	14,7	-4,5	10,2
30	21,5	-2,1	19,4	0,8	20,2	-0,5	19,7	6,7	26,4	-9,0	17,4
60	12,4	-4,5	7,9	0	7,9	-1,0	6,9	3,3	10,2	0	10,2
90	6,7	-9,0	-2,3	-0,5	-2,8	-2,1	-4,9	0,8	-4,1	21,5	17,4
120	3,3	0	3,3	-1,0	2,3	-4,5	-2,2	0	-2,2	12,4	10,2
150	0,8	21,5	22,3	-2,1	20,2	-9,0	11,2	-0,5	10,7	6,7	17,4
180	0	12,4	12,4	-4,5	7,9	0	7,9	-1,0	6,9	3,3	10,2
210	-0,5	6,7	6,2	-9,0	-2,8	21,5	18,7	-2,1	16,6	0,8	17,4
240	-1,0	3,3	2,3	0	2,3	12,4	14,7	-4,5	10,2	0	10,2
270	-2,1	0,8	-1,3	21,5	20,2	6,7	26,9	-9,0	17,9	-0,5	17,4
300	-4,5	0	-4,5	12,4	7,9	3,3	11,2	0	11,2	-1,0	10,2
330	-9,0	-0,5	-9,5	6,7	-2,8	0,8	-2,0	21,5	19,5	-2,1	17,4

Таблица 14

Расчет набегающих тангенциальных сил  
в шатунных шейках коленчатого вала

$\alpha_1, ^\circ$	$t_{m1} = \frac{t_1}{2}$	$t_{m2}$	$t_{m3}$	$t_{m4}$	$t_{m5}$	$t_{m6}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0	-0,5	0,65	2,3	8,5	12,45
30	10,75	20,45	19,8	19,95	23,05	21,9
60	6,2	10,15	7,9	7,4	8,55	10,2
90	3,35	2,20	-2,55	-3,85	-4,5	6,65
120	1,65	3,3	2,8	0,05	-2,2	4,0
150	0,4	11,55	21,25	15,7	10,95	14,05
180	0	6,2	10,15	7,9	7,4	8,55
210	-0,25	2,85	1,7	-7,95	17,65	17,0
240	-0,5	0,65	2,3	8,5	12,45	10,2
270	-1,05	1,7	9,45	23,55	22,4	17,65
300	-2,55	-4,5	1,7	9,55	11,2	10,7
330	-4,5	-9,25	-6,15	-2,4	8,75	18,45

Таблица 15

Расчет суммарных тангенциальных сил в КШМ с прицепными шатунами

$\alpha_{гЛ1}$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
$t_{гЛ1}$	0	10	7	7	6	3	0	-3	-5	-3	10	5
$t_{пр1}$	0	5	0	-5	-2	2	4	2	0	-3	-4	-3
$t'_1$	10	15	7	2	4	5	4	-1	-5	-6	-4	2
$\alpha_{гЛ1}$	360	390	420	450	480	510	540	570	600	630	660	690
$t_{гЛ1}$	0	-5	-2	2	4	2	0	-3	-4	-3	1	-2
$t_{пр1}$	1	-2	0	10	7	7	6	3	0	-3	-5	-3
$t'_1$	1	-7	-2	12	11	9	6	0	-4	-6	-4	-5
Последовательность вспрышек: $1_{гЛ}-6_{пр}-5_{гЛ}-2_{пр}-3_{гЛ}-4_{пр}-6_{гЛ}-1_{пр}-2_{гЛ}-5_{пр}-4_{гЛ}-3_{пр}$												

Таблица 16

Расчет безразмерной неуравновешенной силы  $r_r$ 

Номер КШМ	$\beta_i, ^\circ$	$\cos \beta_i$	$\sin \beta_i$	$p_{rL}$	$p_{rL} \cos \beta_i$	$p_{rL} \sin \beta_i$
1	2	3	4	5	6	7
1	0	1,0	0	1,0	1,0	0
2	180	-1,0	0	0,5	-0,5	0
3	90	0	1,0	1,5	0	1,5
4	270	0	-1,0	1,0	0	-1,0
				$\Sigma$	$r_{rB} = 0,5$	$r_{rT} = 0,5$
Примечание. $r_r = \sqrt{r_{rB}^2 + r_{rT}^2} = 0,5 \sqrt{2}$ ; $\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{r_{rB}}{r_{rT}} = 1,0$ ; $\varphi_1 = 45^\circ$ .						

Таблица 17

Расчет безразмерного неуравновешенного момента  $m_r$ 

Номер КШМ	$\beta_i, ^\circ$	$\cos \beta_i$	$\sin \beta_i$	$p_{rL}$	$l_i$	$p_{rL} l_i \cos \beta_i$	$p_{rL} l_i \sin \beta_i$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0	1,0	0	1,0	1,5	1,5	0
2	180	-1,0	0	1,0	0,5	-0,5	0
3	90	0	1,0	1,0	-0,5	0	-0,5
4	270	0	-1,0	1,0	-1,5	0	1,5
				$\Sigma$		$m_{rT} = 1,0$	$m_{rB} = 1,0$
Примечание. $m_r = \sqrt{m_{rT}^2 + m_{rB}^2} = \sqrt{2}$ ; $\operatorname{tg} \varphi_r = \frac{m_{rB}}{m_{rT}}$ ; $\varphi_r = 45^\circ$ .							

Расчет безразмерного неуровновешенного момента  $m_{II}$ 

Номер КШМ	$\beta_i, ^\circ$	$2\beta_i, ^\circ$	$\cos 2\beta_i$	$\sin 2\beta_i$	$p_{IIi}$	$l_i$	$\frac{p_{IIi} l_i}{\cos 2\beta_i}$	$\frac{p_{IIi} l_i}{\sin 2\beta_i}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0	0	1	0	1,0	2,5	2,5	0
2	120	-120	-0,5	-0,866	1,0	1,5	-0,75	-1,30
3	-120	120	-0,5	0,866	1,0	0,5	-0,25	0,433
4	180	0	1,0	0	1,0	-0,5	-0,5	0
5	-60	-120	-0,5	-0,866	1,0	-1,5	0,75	1,30
6	60	120	-0,5	0,866	1,0	-2,5	1,25	-2,165
$\Sigma$							$m_{II\Delta} = 3,0$	$m_{II\Phi} = -1,73$
Примечание. $m_{II} = \sqrt{m_{II\Delta}^2 + m_{II\Phi}^2} = \sqrt{3^2 + 1,73^2} = 3,46$ ; $\operatorname{tg} \psi_{II} = \frac{m_{II\Phi}}{m_{II\Delta}} = -\frac{1,73}{3,0} = -0,577$ ; $\psi_{II} = -30^\circ$ .								

Таблица 19

Расчет неуровновешенности двухтактного малооборотного двигателя

Номер КШМ	$\beta_i, ^\circ$	$\cos \beta_i$	$\sin \beta_i$	$p_i$	$p_i \cos \beta_i$	$p_i \sin \beta_i$	$l_i$	$\frac{p_i l_i \times}{\times \cos \beta_i}$	$\frac{p_i l_i \times}{\times \sin \beta_i}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	1,0	0	1,0	1,0	0	2,4	2,4	0
2	144	-0,809	0,5878	1,0	-0,809	0,5878	1,4	-1,13	0,822
3	-144	-0,809	-0,5878	1,0	-0,809	-0,5878	0,4	-0,323	-0,234
4	-72	0,309	-0,9511	1,0	0,309	-0,9511	-1,6	-0,495	1,515
5	72	0,309	0,9511	1,0	0,309	0,9511	-2,6	-0,803	-2,47
					$r_{rB}=$ $=r_{r\Delta}=0$	$r_{r\Gamma}=$ $=r_{r\Gamma}=0$		$m_{rB}=$ $=m_{r\Delta}=$ $=-0,351$	$m_{r\Gamma}=$ $=m_{r\Gamma}=$ $=-0,367$
Номер КШМ	$2\beta_i, ^\circ$	$\cos 2\beta_i$	$\sin 2\beta_i$	$p_i$	$p_i \cos 2\beta_i$	$p_i \sin 2\beta_i$	$l_i$	$\frac{p_i l_i \times}{\times \cos 2\beta_i}$	$\frac{p_i l_i \times}{\times \sin 2\beta_i}$
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	0	1,0	0	1,0	1,0	0	2,4	2,4	0
2	-72	0,309	-0,951	1,0	0,309	-0,951	1,4	0,432	-1,33
3	72	0,309	0,951	1,0	0,309	0,951	0,4	0,124	0,380
4	-144	-0,809	-0,5878	1,0	-0,809	-0,5878	-1,6	1,29	0,940
5	144	-0,809	0,5878	1,0	-0,809	0,5878	-2,6	2,1	-1,53
$\Sigma$				$r_{II\Delta}=0$		$r_{II\Phi}=0$		$m_{II\Delta}=$ $=6,346$	$m_{II\Phi}=$ $=-1,54$
Примечание. $m_r = m_i = \sqrt{m_{rB}^2 + m_{r\Gamma}^2} = \sqrt{0,351^2 + 0,367^2} = 0,508$ ; $r_r = r_i = 0$ .									
$m_{II} = \sqrt{m_{II\Delta}^2 + m_{II\Phi}^2} = \sqrt{6,346^2 + 1,54^2} = 6,54$ ; $r_{II} = 0$ .									



Относительная неуравновешенность двухтактных двигателей  
(при равномерной заклинке кривошипов)

$i$	$\beta_0, ^\circ$	Последовательность вспышек	$m_r = m_l$	$m_{II}$	$t$	$\beta_0, ^\circ$	Последовательность вспышек	$m_r = m_l$	$m_{II}$
2	180	12	1,0	0	8	45	17265438	0,549	3,162
3	120	123	1,732	1,732	8	45	17436528	0,131	1,414
4	90	1324	1,414	4,000	9	40	167258349	0,922	1,130
4	90	1342	3,162	0	9	40	183654729	0,194	0,548
4	90	1432	2,828	2,000	9	40	159263748	0,402	6,665
5	72	14325	0,449	4,980	9	40	167349258	0,920	1,080
5	72	14235	1,561	4,736	9	40	168257349	0,920	1,130
6	60	153426	0	3,464	10	36	193756482 (10)	0	0,898
6	60	145236	0	6,928	10	36	1857463 (10) 29	0	5,257
6	60	135246	2,000	6,928	10	36	173956284 (10)	0	8,506
6	60	154326	1,000	5,196	10	36	147 (10) 362958	0	9,960
7	51	1536247	0,852	5,522	10	36	18653 (10) 4297	0,056	1,624
7	51	1735264	0,852	5,522	10	36	17654 (10) 3298	0,056	5,429
7	51	1524637	3,781	0,077	10	36	18572 (10) 3649	0,890	0
8	45	17354628	0,448	0	11	33	1 (10) 38567492 (11)	0,153	0,382
8	45	15627348	0,897	2,828	11	33	195673 (11) 42 (10) 8	0,245	2,752
8	45	17452836	1,082	5,657	11	33	19746853 (11) 2 (10)	0,292	1,757
8	45	15726438	0,467	3,162	12	30	1 (11) 3957684 (10) 2 (12)	0,277	0
8	45	17438256	1,405	0	12	30	13 (11) 5794682 (10) (12)	0	10,000
8	45	16527438	0,897	0	12	30	17 (11) 5394 (10) 826 (12)	0	6,000
8	45	17435628	0,863	2,000	12	30	19863 (10) 754 (12) 2 (11)	0,240	1,000

## Соотношения между единицами МКГСС, внесистемными и единицами СИ

Величина	Единица величины	Сокращенное обозначение	Значение в единицах СИ
Масса	килограмм-сила-секунда в квадрате на метр	кгс·с <sup>2</sup> /м	9,81 кг
Количество вещества	моль	моль	$M \cdot 10^{-3}$ кг (где $M$ — относительная молекулярная масса)
Плотность (объемная масса)	килограмм-сила-секунда в квадрате на метр в четвертой степени	кгс·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	9,81 кг/м <sup>3</sup>
Плоский угол	градус	...°	$1,75 \cdot 10^{-2}$ рад
	минута	...'	$2,91 \cdot 10^{-4}$ рад
	секунда	..."	$4,848 \cdot 10^{-6}$ рад
Угловая скорость	оборот в минуту	об/мин	0,105 рад/с
	оборот в секунду	об/с	6,28 рад/с
Частота вращения	оборот в минуту	об/мин	$\frac{1}{60}$ с <sup>-1</sup>
	оборот в секунду	об/с	1 с <sup>-1</sup>
Сила	килограмм-сила	кгс	9,81 Н
Момент силы	килограмм-сила-метр	кгс·м	9,81 Н·м
Момент инерции	килограмм-сила-метр-секунда в квадрате	кгс·м·с <sup>2</sup>	9,81 кг·м <sup>2</sup>
Давления и напряжения	килограмм-сила на квадратный сантиметр	кгс·см <sup>2</sup>	$9,81 \cdot 10^4$ Па (0,1 МПа)
	миллиметр водного столба	мм вод. ст.	9,81 Па
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.	$1,33 \cdot 10^2$ Па
Энергия, работа	килограмм-сила-метр	кгс·м	9,81 Дж
	килокалория	ккал	$4,2 \cdot 10^3$ Дж
	киловатт-час	кВт·ч	$3,6 \cdot 10^6$ Дж
Мощность	килограмм-сила-метр в секунду	кгс·м/с	9,81 Вт
	лошадиная сила	л. с.	736 Вт
Кинематическая вязкость	стокс	Ст	$1 \cdot 10^{-4}$ м <sup>2</sup> /с
	сантистокс	сСт	$1 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с
Вязкость динамическая	килограмм-сила-секунда на квадратный метр	кгс·с/м <sup>2</sup>	9,81 Па·с
Удельная теплота	килокалория на килограмм	ккал/кг	4,187 кДж
Удельная теплоемкость	килокалория на килограмм-градус Цельсия	ккал/(кг·°C)	$4,187 \cdot 10$ Дж/(кг·K)
Теплопередача	килокалория на квадратный метр-градус Цельсия	ккал/(м <sup>2</sup> ·°C)	1,16 Вт/(м <sup>2</sup> ·K)

Величина	Единица величины	Сокращенное обозначение	Значение в единицах СИ
Теплопроводность	килокалория на метр-час-градус Цельсия	ккал/(м·ч·°С)	1,163 Вт/(м·К)
Удельная молярная теплоемкость	килокалория на кмоль-градус Кельвина	ккал/(кмоль·К)	4,19 кДж/(кмоль·К)
Универсальная газовая постоянная	килокалория на кмоль-градус Кельвина	ккал/(кмоль·К)	8,312 кДж/(кмоль·К)
Удельный расход топлива	грамм на лошадиную силу-час	г/(л. с·ч)	1,36 г/(кВт·ч)

1. Большаков В. Ф., Гинсбург Л. Г. Судовые малооборотные дизели. Л., «Судостроение», 1971.
2. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1969.
3. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л., Судпромгиз, 1962.
4. Давыдов Г. А., Овсянников М. К. Температурные напряжения в деталях судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1969.
5. Двигатели внутреннего сгорания. В 4-х т. Под ред. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1969—1971.  
Т. 1. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей.  
Т. 2. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей.
6. Дизели. Под ред. В. А. Ваншейдта. М.—Л., «Машиностроение», 1964.
7. Иванченко Н. Н. Повышение мощности и улучшение экономичности ДВС М., Машгиз, 1969.
8. Иванченко Н. Н., Семенов Б. Н., Соколов В. С. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. Л., «Машиностроение», 1972.
9. Истомин П. А. Динамика судовых ДВС. Л., «Судостроение», 1964.
10. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1972.
11. Кане А. Б., Скобцов Е. А. Реверсивные устройства судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1965.
12. Крюков В. В., Будзинский В. В. Методы экспериментального исследования малооборотных дизелей. Л., «Судостроение», 1971.
13. Лышевский А. С. Распыливание топлива в судовых дизелях. Л., «Судостроение», 1971.
14. Мац З. С. Методика обработки индикаторных диаграмм.— «Труды ЦНИДИ», 1957, вып. 32, ГОСИНТИ.
15. Морозов Г. А. Применение топлив и масел в дизелях. Л., «Недра», 1964.
16. Основы проектирования судовых энергетических установок. Л., «Судостроение», 1973. Авт.: Н. В. Голубев, Н. М. Горбунов, А. В. Поздеев, Ф. А. Юдицкий.
17. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. II. Механические установки. Л., «Транспорт», 1967.
18. Русинов Р. В. Топливная аппаратура судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1971.
19. Сомов В. А., Боткин П. П. Топливо для транспортных дизелей. Л., Судпромгиз, 1963.
20. Сомов В. А. Повышение моторесурса и экономичности дизелей. Л., «Машиностроение», 1967.
21. Судовые малооборотные дизели с турбонаддувом. Под ред. Н. Н. Иванченко. Л., «Судостроение», 1967.
22. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. П. Х. Дьяченко. М.—Л., «Машиностроение», 1965.
23. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей. Под ред. С. Н. Дашкова. Л., «Машиностроение», 1965.
24. Хандов З. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания (теория). М., «Транспорт», 1975.
25. Чурбанов Б. М. Расчет органов газообмена двухтактных дизелей. Л., «Машиностроение», 1972.