

**ПРИОРИТЕТНЫЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПРОЕКТ «ОБРАЗОВАНИЕ»
РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ДРУЖБЫ НАРОДОВ**

ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО ПАБЛО РАМОН

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ
И АЛЬТЕРНАТИВНАЯ ЭНЕРГИЯ**

Учебное пособие

**Москва
2008**

*Инновационная образовательная программа
Российского университета дружбы народов*

«Создание комплекса инновационных образовательных программ и формирование инновационной образовательной среды, позволяющих эффективно реализовывать государственные интересы РФ через систему экспорта образовательных услуг»

Экспертное заключение:

доктор технических наук, профессор *В.А. Марков*,
кандидат технических наук, доцент *И.А. Барский*

Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон

Энергосберегающие технологии и альтернативная энергия: Учеб. пособие. – М.: РУДН, 2008. – 204 с.: ил.

В пособии анализируется текущее состояние энергетических ресурсов в мире и в России, перспективные ресурсы, дальнейшее развитие энергетики, главным образом двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в условиях сокращающихся запасов органических топлив. Предлагается обоснование путей развития ДВС при работе на новых видах топлив, а также обзор имеющихся и перспективных источников энергии, называемых альтернативными источниками.

Для студентов-бакалавров, обучающихся по специальности «Энергомашиностроение», а также магистров, аспирантов, преподавателей.

Учебное пособие выполнено в рамках инновационной образовательной программы Российского университета дружбы народов, направление «Комплекс экспортноориентированных инновационных образовательных программ по приоритетным направлениям науки и технологий», и входит в состав учебно-методического комплекса, включающего описание курса, программу и электронный учебник.

© Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон, 2008

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕМА 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ ПЛАНЕТЫ	6
ТЕМА 2. АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ВИДЫ ЭНЕРГИИ	12
2.1. Ветровая энергия	12
2.2. Геотермальная энергия	16
2.3. Энергия океана	19
ТЕМА 3. СОЛНЕЧНАЯ ЭНЕРГИЯ И МАГНИТО- ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ (МГД) ГЕНЕРАТОРЫ	27
3.1. Солнечные электростанции (СЭС)	27
3.2. Солнечные фотоэлектрические преобразователи (ФЭП)	29
3.3. Магнито-гидродинамические генераторы (МГД)	31
ТЕМА 4. НАКОПЛЕНИЕ И СОХРАНЕНИЕ ЭНЕРГИИ	33
4.1. Аккумуляция сжатого воздуха	33
4.2. Маховики	34
4.3. Электрические аккумуляторы	36
4.4. Топливные элементы (ТЭ)	37
4.5. Химическое аккумуляция энергии (ХАЭ)	39
4.6. Электрические конденсаторы (ЭК)	41
ТЕМА 5. ГИДРОАККУМУЛИРУЮЩИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ДРУГИЕ СПОСОБЫ НАКОПЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ	42
5.1. Гидроаккумуляция электростанции (ГАЭС)	42
5.2. Способы накопления газа	43
ТЕМА 6. ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ	45
6.1. Генераторный древесный газ	45
6.2. Применение биогаза	51

6.3. Применение биологических спиртов.....	53
6.4. Применение масел растительного происхождения.....	54
ТЕМА 7. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ	57
ТЕМА 8. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ..	65
8.1. Газодизели.....	65
8.2. Двигатели с воспламенением от искры.....	66
ТЕМА 9. ДВИГАТЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА БИОГАЗЕ И МЕТАНЕ	72
9.1. Основные свойства биологического и природного газов.....	72
9.2. Методы и системы зажигания сжатого природного газа.....	76
9.3. Различные способы подачи природного газа.....	80
ТЕМА 10. ДВИГАТЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ЭТИЛОВОМ СПИРТЕ.....	85
ТЕМА 11. ДИЗЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ	91
11.1. Физические свойства рапсового масла.....	91
11.2. Химические свойства рапсового масла	95
11.3. Организация рабочего процесса дизеля при его работе на рапсовом масле	98
11.4. Проблемы, возникающие при использовании рапсового масла.....	100
11.5. Рабочий процесс высокооборотного дизеля при применении двухстадийного смесеобразования	104
ТЕМА 12. ДИЗЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ЭФИРАХ.....	107
12.1. Дизели, работающие на диметиловом эфире.....	107
12.2. Дизели, работающие на метиловом эфире рапсового масла.....	114

ТЕМА 13. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА. СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ	120
13.1. Процесс теплоотдачи в цилиндре двигателя	120
13.2. Снижение потерь теплоты в системе охлаждения	126
ТЕМА 14. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ И АГРЕГАТЫ НАДДУВА.....	131
ТЕМА 15. ДВИГАТЕЛИ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ	140
ТЕМА 16. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ДВИГАТЕЛЯХ	152
ТЕМА 17. СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И УВЕЛИЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ	155
ТЕМА 18 ДРУГИЕ СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ТОПЛИВА.....	161
18.1. Переменная степень сжатия	161
18.2. Отключение цилиндров и циклов	170
ЛИТЕРАТУРА.....	179
ОПИСАНИЕ КУРСА И ПРОГРАММА.....	185

ТЕМА 1

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ ПЛАНЕТЫ

Топлива делятся на ископаемые и возобновляемые. К ископаемым топливам относятся органические (уголь, нефть, газ, горючие сланцы, торф и т.д.) и неорганические (уран, торий). Возобновляемые топлива – это древесина, солома, отходы жизнедеятельности, а также растения, из которых можно производить спирты, различные масла и эфиры. Ископаемые топлива начали потребляться в XVIII в. В течение XIX в. потребление этих топлив увеличилось, однако было по сравнению с их запасами незначительным. Широкое применение паротурбинных двигателей и двигателей внутреннего сгорания (ДВС) привело к резкому росту потребления топлив с начала XX в. – сначала каменного угля, а затем нефти. К середине 40-х гг. XX в. началось широкое использование природного газа, который наряду с нефтью является главным источником энергии на электростанциях (ЭС).

Потребление топлива зависит от уровня промышленного производства, количества транспортных средств и бытового потребления. Все эти составляющие связаны с ростом населения планеты. Его бурный рост начался с середины XX в. после того как успехи медицины и открытие антибиотиков резко сократили смертность, особенно в развивающихся странах. Так, если к началу XX в. население планеты насчитывало 1 млрд человек, то к началу XXI в. оно составило 6 млрд человек и продолжает интенсивно расти. Особенно быстрый рост населения отмечается в Африке и Азии, причем в некоторых странах численность удваивается каждые 20–25 лет. Это определяет рост потребления топлива на бытовые и промышленные нужды.

Кроме того, такая гигантская страна, как Китай (около 1,5 млрд населения в 2007 г.), хотя и регулирует численность населения, но благодаря быстрому росту промышленности потребляет все больше топлива. Китай в последние годы вышел на второе ме-

сто после Японии по импорту нефти, причем 36% всего роста потребления нефти в 2005–2007 гг. приходится на Китай [27].

Запасы топлива падают, а его потребление растет. Например, в 2005 г. в мире в сутки потреблялось 84,4 млн баррелей нефти, т.е. $13,4 \cdot 10^9$ л, или 11,8 млн т в сутки, или 4,3 млрд т в год. Предполагается, что к 2030 г. будет потребляться 115 млн баррелей в сутки, или 5,8 млрд т в год (Международное агентство по энергетике).

Существуют разные расчеты, позволяющие оценить, на сколько лет хватит существующих запасов топлива. Вот их результаты (на 2007 г.):

нефть – на 30 лет;
газ – на 50 лет;
уголь – на 200–300 лет;
уран – на 100 лет.

О низкой достоверности этих цифр свидетельствует то, что на протяжении 40–80 гг. прошлого века в научной литературе утверждалось, что нефть закончится через 20–30 лет.

Одновременно быстро растут цены на нефть и природный газ. В 1985 г. баррель нефти стоил 10–12 долл., а в 2007 г. цена возросла до 90 долл., что составляет 16070 руб. за тонну. Цена природного газа за последние несколько лет увеличилась с 50–100 до 200–250 долл. за 1000 м^3 (или за 720 кг). Таким образом, 1 т природного газа сейчас стоит 280–350 долл. Заметим, что теплотворность тонны природного газа на 5–7 % больше теплотворности тонны бензина [27].

Атомные электростанции (АЭС) работают во многих странах уже более 50 лет. Во Франции АЭС вырабатывают около 70% электроэнергии, немного ниже процент выработки в Японии. В России АЭС дают около 15% электроэнергии [27]. За границей применяются АЭС с водо-водяными энергетическими реакторами (ВВЭР). В России, кроме таких реакторов, используются кипящие (канальные) реакторы типа РБМК [27]. Эти реакторы обеспечивают более высокое давление и температуру пара и более высокий коэффициент полезного действия (КПД), чем ВВЭР. Однако, как показал Чернобыль, АЭС с реакторами РБМК не обеспечивают требуемой безопасности. Поэтому такие новые реакторы сейчас не строят, но в России еще работают несколько АЭС типа РБМК.

Стоимость электроэнергии, вырабатываемой АЭС, примерно равна таковой для ЭС с паротурбинными установками. Особенно целесообразны АЭС в густонаселенной европейской части России, бедной энергетическими ресурсами. Однако строительство АЭС в этих районах сдерживается опасностью возникновения аварий и терроризма.

Перспектива использования в АЭС реакторов на быстрых нейтронах (размножителей), вырабатывающих не только энергию, но и новое топливо, в настоящее время не рассматриваются из-за их опасности.

Термоядерные ЭС, использующие процесс синтеза ядер водорода, пока видятся в неопределенном будущем. Работа над термоядерными реакторами ведется около 60 лет, периодически сообщается о ее близком завершении. Однако реальных успехов пока нет.

Необходимо также помнить о том, что АЭС требуют решать очень сложные проблемы хранения радиоактивного отработанного топлива и его переработки. Кроме того, срок службы оборудования АЭС составляет не более 30–50 лет, после окончания этого срока необходима полная разборка АЭС и утилизация ее радиоактивных элементов, что представляет весьма сложную, пока полностью не решенную проблему.

Строительство гидростанций (ГЭС) обеспечивает в разных странах выработку от 10 до 50% электроэнергии. В России эта цифра составляет 15% [27], и рост ее не ожидается, так как энергия рек в Европейской части почти использована, а в Азиатской части потребителей электроэнергии пока мало.

Строительство ГЭС в равнинных районах приводит к затоплению огромных и бесценных земельных пространств (рис. 1.1), а стоимость и продолжительность строительства ГЭС много больше, чем **тепловых ЭС** (рис. 1.2).

Строительство ГЭС предпочтительно в горных районах, где площадь затопления минимальна. Существенным недостатком ГЭС всех типов является то, что зимой они существенно уменьшают выработку электричества.

В России к 2004 г. мощность ЭС составила $216,3 \cdot 10^6$ кВт, выработка электроэнергии 931,9 млрд кВт·ч, что соответствует 6650 кВт·ч и 1,54 кВт на человека в год.



Рис. 1.1. Макет Ярополецкой гидроэлектростанции
(Политехнический музей, г. Москва)

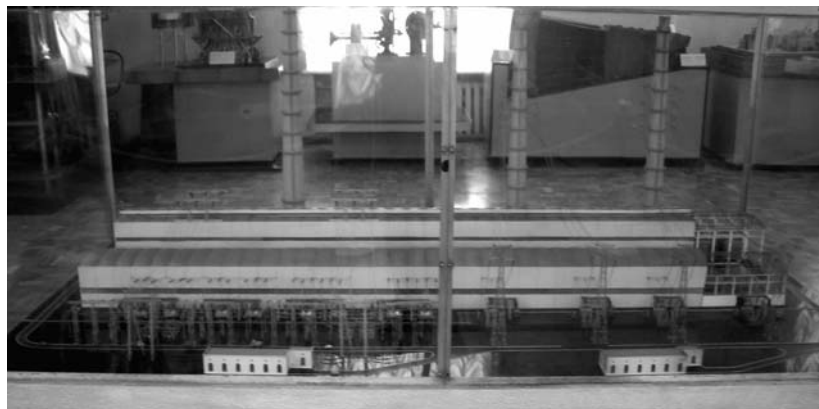


Рис. 1.2. Макет Канаковской теплоэлектростанции
(Политехнический музей, г. Москва)

Таблица 1.1

Доля выработки энергии ЭС России (%)

Тип станции	Мощность	Выработка энергии
Тепловые ЭС	68,5	65,0
Гидростанции	21	15,4
Атомные ЭС	10,5	18,9

Таблица 1.2

Выработка электроэнергии, мощность и расход топлива ЭС России.

Показатель	Год			
	1990	1995	2000	2004
Потребление электроэнергии, млрд кВт·ч	1073,8	840,4	863,71	924,2
В том числе промышленностью	553,7	381,7	396,04	
Производство электроэнергии, млрд кВт·ч	1082,1	860	877,8	931,9
В том числе:				
ТЭС	797	583,4	583,4	609,2
АЭС	118,3	99,3	129	144,9
ГЭС	166,8	177,3	165,4	177,8
Показатель	Год			
	1990	1995	2000	2004
Установленная мощность, млн кВт	213	215	212,8	216,3
В том числе:				
ТЭС	149,7	149,7	147,2	148
АЭС	20,2	21,3	21,3	22,7
Расход топлива на ТЭС, млн т у.т.	387,5	291,7	277,2	285,9
В том числе:				
газа	227	179,2	176,3	195,1
мазута	47,3	31,6	14,5	9,4
угля	105,9	75,7	79,6	69,7

В табл. 1.1 приводятся данные о доле выработки энергии ЭС России разного типа и их мощности в 2004 г.

В табл. 1.2 приведены данные по выработке электроэнергии и мощности ЭС в России. Видно, что в 2004 г. Мощность ЭС составляла 216,3 млн кВт, или 1,55кВт на человека.

Огромное количество топлива используется для привода транспортных средств: автомобилей, тракторов, локомотивов, судов, самолетов. Кроме электровозов, все эти транспортные средства используют жидкое топливо, а незначительное пока количество автомобилей применяют сжиженный газ. Поэтому особое внимание следует уделить экономии самого дефицитного вида топлива – жидкого.

Дело в том, что атомная энергия на транспорте (кроме атомных ледоколов и военных кораблей) неприменима. Каменный уголь, как показал опыт эксплуатации паровозов и пароходов, использовать на транспорте очень сложно. Следовательно, необходимы поиски, направленные на применение в транспортных ДВС новых жидких топлив, сжатых и сжиженных газов и иных источников энергии.

ТЕМА 2

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ВИДЫ ЭНЕРГИИ

Под альтернативными понимаются виды энергии, которые в настоящее время либо имеют ограниченное использование (энергия ветра, проливов, солнечная, геотермальная), либо находятся в стадии разработки (топливные элементы, магнито-гидродинамические генераторы, водородные двигатели и др.).

2.1. Ветровая энергия

Это один из наиболее используемых видов альтернативной энергии (рис. 2.1). На 2000 г. номинальная мощность ветровых электростанции (ЭС) (табл. 2.1) составляла [27].

Таблица 2.1

Мощность ветровых двигателей в разных странах

Страна	Мощность, МВт
Германия	2874
США	2300
Дания	1420
Нидерланды	379

В России применяются установки небольшой мощности от 0,08 до 4 кВт при диаметре ротора 1,5–6,6 м. Малое распространение ветродвигателей в России объясняется низкой стоимостью топлива и высокой стоимостью кВт установленной мощности, превосходящей в 3–10 раз эту цифру для парагазотурбинной установки (ПГУ).

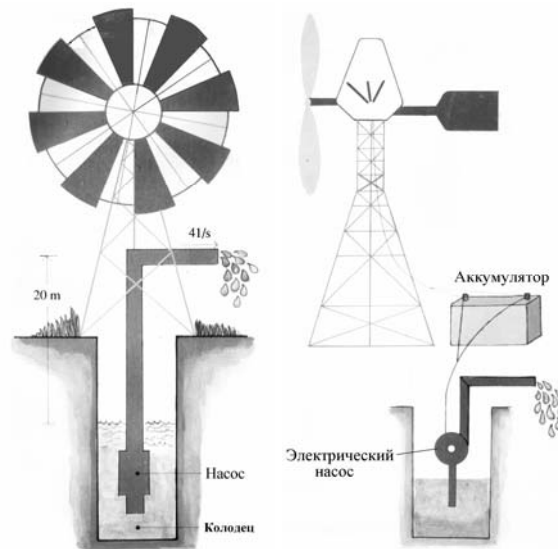
Используя уравнение Кутта-Жуковского для подъемной силы, можно получить формулу для определения мощности ветрового двигателя (ВД).

$$N = 0,5 \cdot \zeta_p \cdot \rho \cdot V^3 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \eta_m,$$

где $\zeta_p = 0,3 - 0,45$ – коэффициент мощности; V – скорость ветра; ρ – плотность воздуха; D – диаметр ротора; η_m – механический КПД.



а



б в

Рис. 2.1. Различные формы применения ветровой энергии:
а – общий вид; б – аэронасос; в – аэрогенератор

В настоящее время применяются трехлопастные роторы с горизонтальной осью (рис. 2.1а и 2.2). Для маломощных ВД (менее 1 кВт) применяются многолопастные (от 4 до 12 лопастей) ВД.

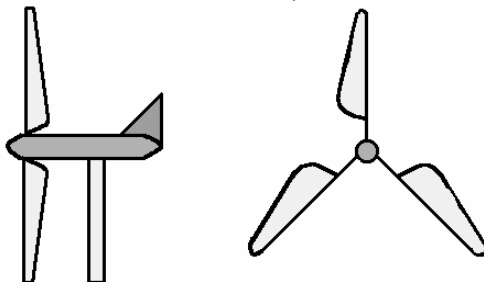


Рис. 2.2. Схема трехлопастные роторы с горизонтальной осью

Максимальная (теоретически) величина коэффициента мощности $\zeta_p^{\max} = 0,593$. Столь небольшая величина ζ_p объясняется тем, что ВД представляет собой турбину без соплового аппарата с углом входа потока на лопасти $\alpha_1 = 90^\circ$. При этом, как следует из уравнения Эйлера для турбомашин, работа может быть получена лишь при большой закрутке потока на выходе, т.е. $\alpha_2 \geq 90^\circ$. Этим обусловлены большие потери с выходной скоростью и малый внутренний КПД ветрового двигателя. Коэффициент ζ_p зависит от числа лопастей z и от отношения окружной скорости u лопастей к скорости ветра v , т.е. $\zeta_p = f(z, \frac{u}{v})$.

По приведенной выше формуле подсчитаем мощность ВД (табл. 2.2) при следующих данных (при температуре воздуха $T_H = 288K$, давлении $P_H = 0,1013$ МПа):

$$D = 50 \text{ м}; \quad \rho = \frac{P_H}{287T_H} = 1,225 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \zeta_p = 0,3; \quad \eta_m = 0,95;$$

$$N = 0,5 \cdot 0,3 \cdot 1,225 \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 0,95 \cdot V^3 = 342,6 \cdot V^3, \text{ Вт}$$

Таблица 2.2

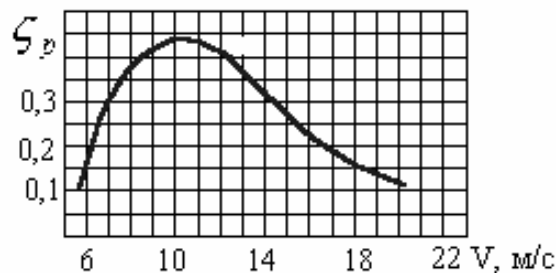
Данные ветровых двигателей

Показатель				
V , м/с	2	5	10	25
N , кВт	2,75	43	275	2160

Таким образом, при чаще всего встречающейся скорости ветра (5–7 м/с) $N = 43 - 167$ кВт.

Использование ВД считается экономически оправданным при скорости ветра ≥ 5 м/с. Из приведенных расчетов видно, что при скорости 10 м/с мощность возрастает до 275 кВт.

На рис. 2.3 приведена зависимость коэффициента мощности ζ_p от скорости ветра из которой следует, что максимум этого коэффициента достигает при $V = 8 - 12$ м/с, когда $\zeta_p = 0,4 - 0,45$.

Рис. 2.3. Зависимость коэффициента мощности ζ_p от скорости ветра

Основные данные ВД разной мощности с трехлопастными роторами и горизонтальной осью приведены в табл. 2.3 [27]. Из таблицы видно, что ВД большой мощности имеют диаметр ротора от 40 до 66 м, частоту вращения 8–38 1/мин, мощность 500–1500 кВт при скорости ветра 12–13 м/с. С уменьшением этой скорости мощность снизится и при $V = 5$ м/с составит от 36 до 110 кВт.

Таблица 2.3

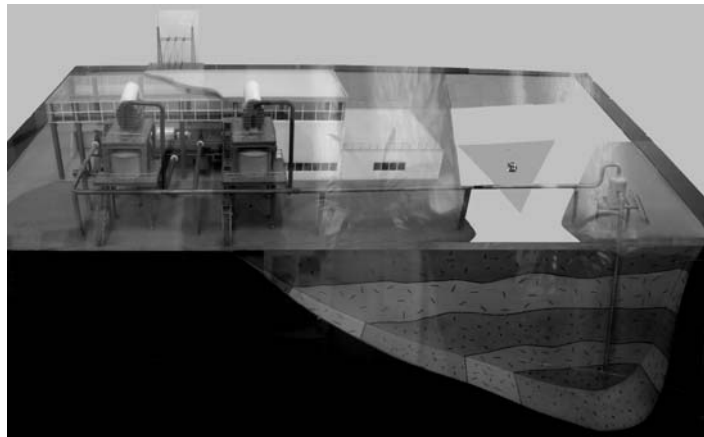
Основные параметры ветровых двигателей

Марка	Страна	Мощность, кВт	Частота вращения, 1/мин	Диаметр ротора, м	Номинальная скорость ротора, м/с	Максимальная скорость ветра, м/с
FM 1800	Великобритания	0,25	–	1,8	10	–
Enercon 40	Дания	500	18–38	40,3	12	25
Enercon 60	Дания	1500	8–20	66	13	25
TW 1,5	Германия	1500	14–20	65	13	25

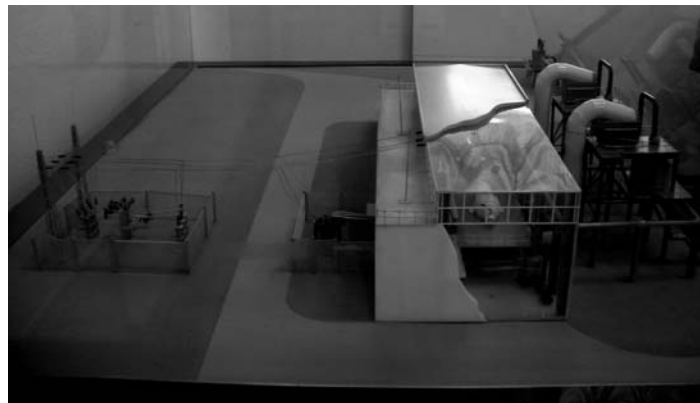
Преимущества ВД перед традиционными видами энергии – в отсутствие потребности в топливе и экологическая чистота, недостатки – высокая стоимость, периодичность действия, очень большая зависимость мощности от скорости ветра, большая занимаемая площадь: на 1 км² можно установить ВД с ометаемой лопастью площадью не более 1500 м² [19], генерирование инфразвуковых колебаний, опасных для здоровья, гибель перелетных птиц, малая мощность по сравнению с ТЭС.

2.2. Геотермальная энергия

Наиболее перспективными зонами с большими геотермальными ресурсами являются средиземноморский и тихоокеанский вулканические пояса, где сосредоточены 80% вулканов [19]. В этих районах на глубине 1–2 км находятся слои с температурой пласта 450 К, в 20 районах температура пласта составляет 510 К, в 6 районах – 570 К (рис. 2.4). В Италии есть место с температурой пласта 738 К. В немногих системах образуется пар с температурой 500 К, а в остальных присутствует перегретая вода.



а



б

Рис. 2.4. Макет Паужетской геотермальной электростанции (Политехнический музей, г. Москва):
а – общий вид; б – вид слева

Существует несколько схем использования тепла пара и воды в геотермальных ЭС ГеоТЭС. Одна из схем показана на рис. 2.5. Пар из скважины идет в сепаратор 1, где отделяется влага и твердые частицы, а затем в паровую турбину 2. После расширения в турбине пар идет в конденсатор 3. Образующийся конденсат закачивается насосом 4 обратно в пласт.

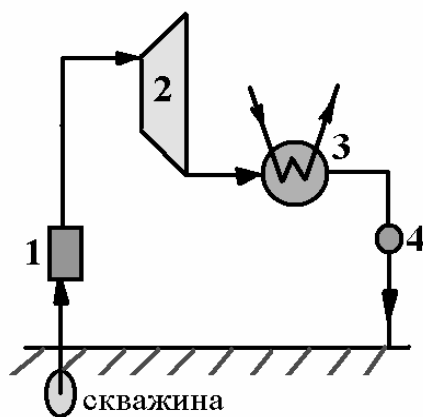


Рис. 2.5. Схема использования геотермальной воды из скважины:
1 – сепаратор; 2 – паровая турбина; 3 – конденсатор; 4 – насос

В двухконтурной схеме (рис.2.6) геотермальная вода или смесь воды с паром отдают тепло рабочему телу в теплообменнике 1. Пар из теплообменника идет в турбину 2, а затем в конденсатор 3, откуда насос 4 закачивает конденсат в теплообменнике. В такой схеме возможно использование геотермальной воды с более низкой температурой, чем при первой схеме, а также исключено попадание в окружающую среду вредных газов.

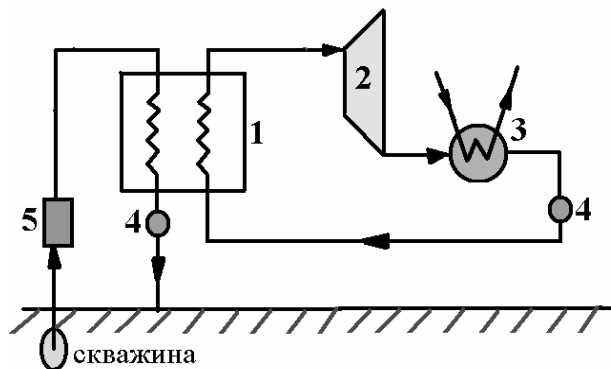


Рис. 2.6. Двухконтурная схема использования геотермальной воды из скважины: 1 – теплообменник; 2 – турбина;
3 – конденсатор; 4 – насос; 5 – сепаратор

В 1997 г. в мире работали ГеоТЭС суммарной мощностью 6543 МВт с годовой выработкой электроэнергии 37956 ГВт·ч и теплоты 33514 ГВт·ч [27].

Ниже приведены величины электрической мощности ГеоТЭС некоторых стран (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Мощность геотермальных электростанций в разных странах

Страна	МВт
США	2817
Филиппины	1051
Мексика	753
Италия	626
Новая Зеландия	286
Япония	299

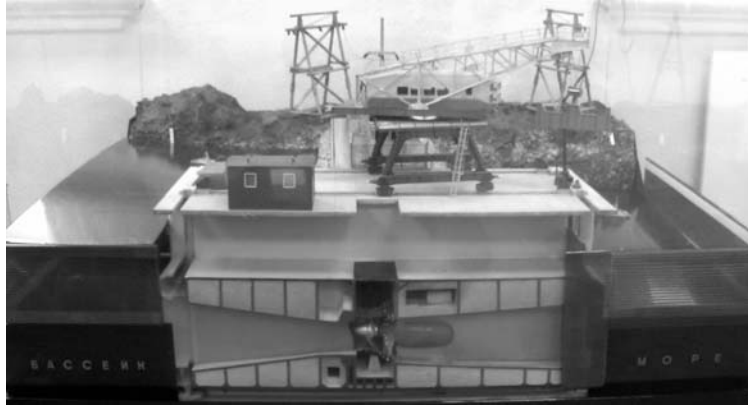
На Камчатке в 1967 г. была пущена Паужетская ГеоТЭС мощностью 11 МВт с параметрами пара: температура 417–473 К, давление 0,2–0,4 МПа. Глубина скважин 220–480 м.

В 1998 г. на Камчатке пущена Верне-Мутновская ГеоТЭС мощностью 12 МВт (3 блока по 4 МВт). Там уже строится ГеоТЭС мощностью 50 МВт (два блока по 25 МВт).

Сейчас в мире 50 стран пользуются геотермальной энергией.

2.3. Энергия океана

Можно использовать как тепловую энергию, так и гидравлическую энергию приливов и океанских течений. В настоящее время используются только приливные ЭС (рис. 2.7), а тепловые и гидравлические ЭС пока только проектируются.



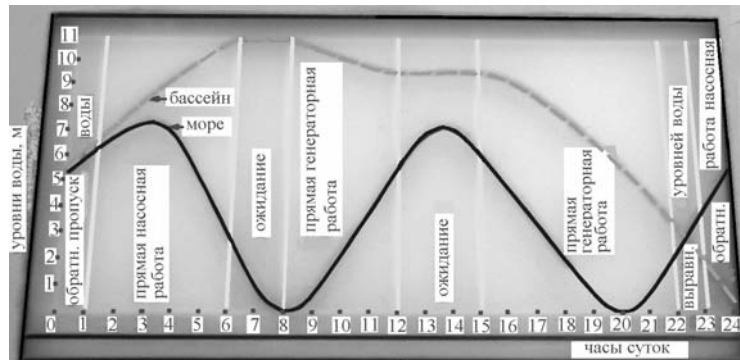
а



б



В



Г

Рис. 2.7. Макет Кислогубской приливной электростанции (ПЭС)
(Политехнический музей, г. Москва)
а – общий вид; б – вид со стороны бассейна; в – вид со стороны моря;
г – цикл работы ПЭС

Тепловая ЭС, работающая по циклу Ранкина. На поверхности океанов и тропических морей вода имеет температуру 25–27 °С, а на дне ее температура составляет 2–3 °С. Таким образом, можно использовать разность температуры воды $\Delta t = 15 - 25$ °С.

Схема ЭС, работающей на рабочем теле с низкой температурой кипения (аммиак NH_3 , фреоны, пропан C_3H_8 и др.), приведена на рис. 2.8. Насос 1 подает теплую воду с поверхности океана в теплообменник 2, где вода нагревает аммиак до температуры 21,5 °С при давлении 1 МПа. Аммиак испаряется, а образующийся пар после осушителя 3 идет в турбину 4. Из турбины пар с температурой 10,7 °С и давлением 0,53 МПа идет в конденсатор 5, охлаждаемый холодной водой со дна океана, подаваемой насосом 6. Образующийся конденсат аммиака подается насосом в теплообменник 2. Расчеты показывают, что КПД такой ЭС составляет 2–4%. Такая ЭС может быть при мощности 70 МВт размещена на судне водоизмещением 70 тыс. т и установлена недалеко от берега, где глубины океана обеспечивают низкую температуру воды у дна.

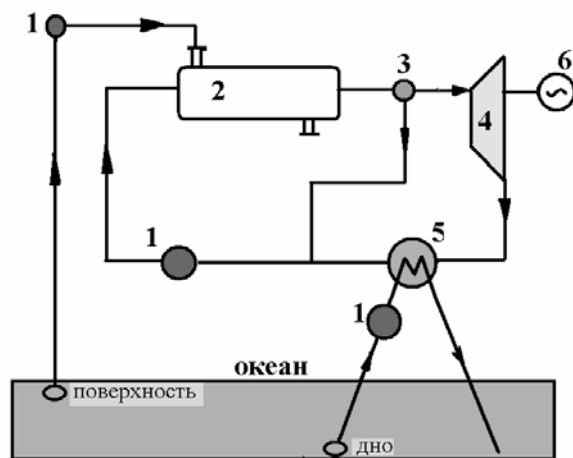


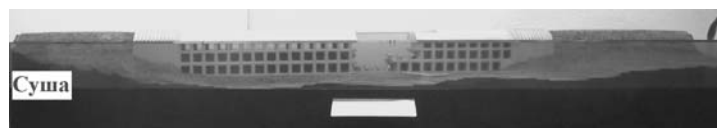
Рис.2.8. Схема ЭС, работающей на рабочем теле с низкой температурой кипения:
 1 – насос; 2 – теплообменник; 3 – осушитель; 4 – турбина;
 5 – конденсатор; 6 – электромотор

Недостатки такой ЭС – ее высокая стоимость, сложность, возможность применения только в жарких странах. В принципе возможно создание ЭС открытого цикла, работающей на водяном паре с температурой 25–27 °С, для чего давление на входе в турбину должно быть в десятки раз меньше атмосферного, так как с понижением давления температура кипения воды снижается. Недостатки такой ЭС те же, что и ЭС замкнутого цикла, схема которой изображена на рис. 2.8.

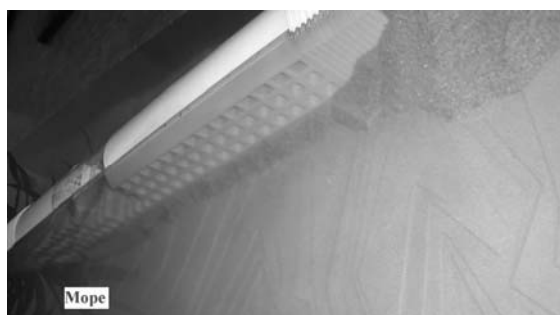
Термоэлектрические генераторы (ТЭГ) преобразуют теплоту в электроэнергию при помощи термоэлементов. Они предназначены для малой энергетики, т.е. для объектов, где применение обычных источников электрического тока пока нецелесообразно. ТЭГ состоит из полупроводниковых термопар, к которым подводится теплота. Мощность ТЭГ составляет от нескольких микроватт до десятков кВт. КПД преобразования от 2 до 10%, срок службы – до 25 лет, стоимость установленной мощности от 12 до 190 долл. за Вт [27]. В качестве ТЭГ могут использоваться обычные хромель-копелевые термопары, горячий спай которых расположен на поверхности океана, а холодный – на дне океана. Однако даже при последовательном соединении сотен термопар их электродвижущая сила (ЭДС) не превосходит нескольких вольт. Так, при разности температур 10 °С ЭДС 1000 последовательно соединенных термопар составит лишь 14 В при ничтожной силе тока.

В связи с этим, термоэлектрические генераторы могут быть применены для использования теплоты океана очень ограниченно.

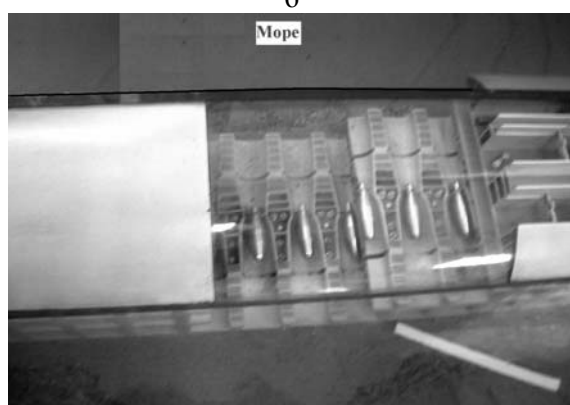
Приливные электростанции используют энергию приливов и отливов в тех странах, берега которых омываются океанами либо морями, связанными с океанами широкими проливами. Таким морем является, например, Белое море.



а



б



в



г

Рис. 2.9. Макет Пенжинской приливной электростанции (Политехнический музей, г. Москва):
а – вид со стороны суши; б – вид со стороны моря;
в – вид сверху; г – турбины

Схема приливной ЭС показана на рис. 2.10. Океанский залив 1 перегорожен плотиной 2, в основании которой размещен капсульный (т.е. водоизолированный) генератор 3, соединенный с турбиной 4. Во время прилива вода из океана проходит через турбину заполняя залив. Во время отлива вода из залива вытекает в океан, вращая турбину в противоположном направлении.

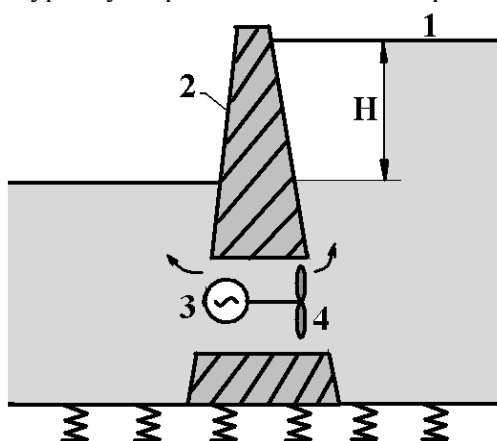


Рис. 2.10. Схема приливной электростанции:
1 – океанский залив; 2 – плотина; 3 – капсульный генератор;
4 – турбина

Мощность турбины определяется по формуле

$$N = 9,81 \cdot G \cdot H \cdot \eta_t,$$

где G – расход воды, кг/с; H – высота прилива, м; η_t – КПД гидротурбины.

В связи с тем что высота прилива (и отлива) и расход воды непрерывно меняются, происходит непрерывное изменение мощности приливной ЭС. Поэтому целесообразно оценивать не мощность, а работу ЭС. Приливные ЭС построены во Франции (Бискайский залив), США, Мексике, Великобритании (Северен), Аргентине (Сан Хосе), России (Пенжинская Губа) и других странах. Ниже приведены данные (табл. 2.6) по средней высоте прилива и вырабатываемой в год электроэнергии некоторых ЭС [19].

Таблица 2.6

Энергия, вырабатываемая приливными электростанциями

Название электростанции	$H_{\text{ср}}$, м	W , кВт·ч
Сан Хосе	6	$11,5 \cdot 10^9$
Северен	9,8	$14 \cdot 10^9$
Пенжинская губа (проект)	6,2	$300 \cdot 10^9$

Предполагается, что максимальная мощность последней ЭС составит 1 млн 400 тыс. кВт.

Преимущества приливных ЭС заключаются в практически бесплатной выработке энергии. Их недостатки – высокая стоимость строительства плотины, непостоянство мощности по времени, возможность применения только в местах, где имеются высокие приливы и глубокие заливы, врезающиеся в сушу.

Океанские течения. Существуют проекты использования океанских течений для выработки энергии.

Предлагается перегородить Гибралтарский пролив шириной 4 км и глубиной от 50 до 1200 м плотиной со шлюзом для прохода судов. Вследствие испарения уровень Средиземного моря понизится, и возникнет разность уровней, равная 10 м. При расходе воды 20–40 тыс. м³/с мощность ГЭС составит 2–4 млн кВт.

В другом проекте предлагается прорыть канал из Средиземного моря во впадину Каттарос в Ливийской пустыне. При перепаде высот 135 м вода будет течь во впадину и там испаряться. Построенная ГЭС может иметь мощность 4 млн кВт. Эти проекты не оправданы с климатической и экологической точки зрения.

ТЕМА 3

СОЛНЕЧНАЯ ЭНЕРГИЯ И МАГНИТО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ (МГД) ГЕНЕРАТОРЫ

Существует два способа использования солнечной энергии: 1) использование теплоты солнца для выработки пара для турбины на ЭС или для нагрева воды; 2) прямое преобразование солнечной энергии в электрический ток.

3.1. Солнечные электростанции (СЭС)

Солнечная радиация отражается многочисленными зеркалами (рис. 3.1) на центральный приемник (паровой котел), расположенный на вершине башни. Из парового котла пар идет в паротурбинную установку.

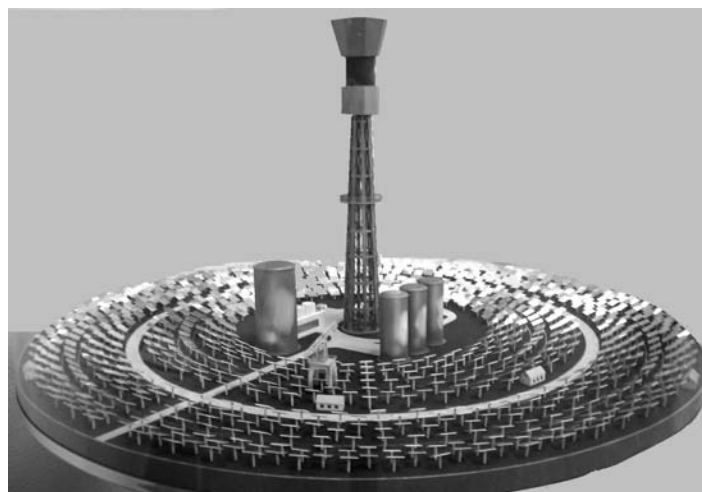


Рис. 3.1. Солнечные электростанции

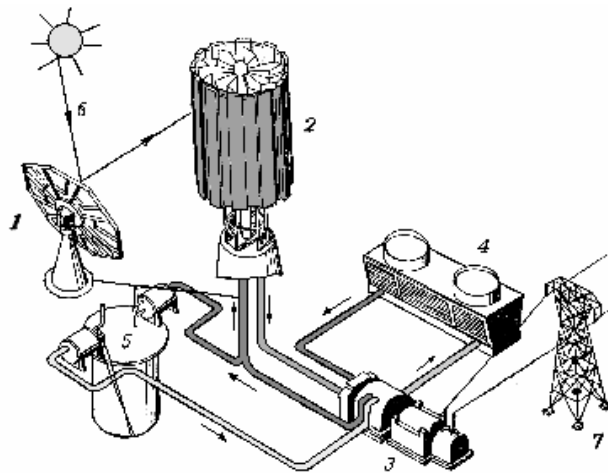


Рис. 3.2. Схема солнечной ЭС для выработки пара для турбины:
 1 – гелиостаты; 2 – котел; 3 – турбина; 4 – конденсатор; 5 – тепловой аккумулятор; 6 – солнечные лучи; 7 – линия электропередачи

Таблица 3.1

Основные параметры СЭС

Показатель	Страна					
	Ита- лия	Япо- ния	Ис- пания	Фран- ция	США	Украина (Крым)
Срок ввода в экс- плуатацию	1981 г.	1981 г.	1981 г.	1982 г.	1982 г.	1986 г.
Номинальная мощ- ность, МВт	1	1	0,5	2,5	10	5
Высота приемника над землей, м	55	60	60	80	79	70
Теплоноситель	вода	вода	Na	Na	вода	вода
Температура теп- лоносителя, °С	512	250	530	450	-	250
Температура пара, °С	510	187	510	410	510	250
Электрический КПД, %	16	10,3	12,5	20	15,3	-
Количество гелио- статов	182	807	93	201	1818	1600
Давление пара, МПа	5,9	1,2	10	4	10	4

Схема солнечной ЭС показана на рис. 3.2. [36]. Устройство, состоящее из зеркала, закрепленного на системе слежения за солнцем, которая обеспечивает постоянное отражение лучей на центральный приемник, называется гелиостатом. Тепловой аккумулятор 5 обеспечивает подачу пара на турбину генератора 4 в то время, когда солнце не освещает земную поверхность. В мире создано 6 опытных солнечных ЭС, сведения о которых содержатся в табл. 3.1 [27].

Из табл. 3.1. видно, что мощность СЭС невелика и не превосходит 10МВт, а КПД не выше 16%. Последнее объясняется низким давлением и температурой пара. Эксплуатация солнечных ЭС показала их низкую эффективность. Отмечены сложности, связанные с загрязнением зеркал, и высокая стоимость электроэнергии, превосходящая таковую в 5–10 раз по сравнению с обычной тепловой ЭС. Поэтому строительство и эксплуатация СЭС в настоящее время прекращены.

3.2. Солнечные фотоэлектрические преобразователи (ФЭП)

ФЭП непосредственно преобразуют солнечные лучи в электричество (рис. 3.3). Их основой являются солнечные батареи. Для кремниевого ФЭП максимальный КПД достигает 25% [27], а в лучших ФЭП величина КПД достигает 30% и более.

За 40 лет промышленного использования солнечные батареи показали свою незаменимость и надежность в космических аппаратах, где их эксплуатационный КПД составляет 15%. Пробег автомобилей с солнечными батареями периодически проводятся в Австралии.

Выпускаемые в России ФЭП вырабатывают в среднем 1000 Вт/м². Цена солнечной батареи мощностью 1000 и 1500 Вт составляет соответственно 6800 и 9800 долл. (ФЭП завода «Красное знамя»).



Рис. 3.3. Солнечный насос

В табл. 3.2. приведены данные о мощности ФЭП в разных странах в 1999 г. [27].

Таблица 3.2

Мощность ФЭП в разных странах

Страна	Мощность ФЭП, кВт
Австралия	22520
Германия	33900
Япония	133300
Франция	8000
США	100100

Из сказанного выше можно сделать вывод, что пока мощность, вырабатываемая солнечными батареями, невелика, а их стоимость высока. Так, для получения мощности в 1 кВт необходима батарея площадью в 10 м² стоимостью около 7000 долл.

Однако сравнительная простота, отсутствие движущихся элементов, надежность и долговечность делают применение ФЭП перспективными источниками электрического тока для малой энергетики и транспортных средств.

3.3. Магнито-гидродинамические генераторы (МГД)

МГД представляют собой устройства, преобразующие энергию электропроводящего потока газа, движущегося в магнитном поле, в электрическую энергию. Схема МГД-генератора показана на рис. 3.4. При движении потока газа в поперечном магнитном поле в газе индуцируется электрическое поле с напряженностью

$$E = V \cdot B,$$

где V – скорость потока; B – индукция внешнего магнитного поля.

Удельная электрическая мощность, отнесенная к единице объема МГД-канала, равна

$$N_v = \sigma \cdot V^2 \cdot B^2 \cdot s \cdot (1 - s),$$

где σ – проводимость потока газа; $s = \frac{E}{V \cdot B}$ – коэффициент нагрузки.

Из этой формулы видно, что удельная мощность Вт/м³ пропорциональна квадрату скорости потока.

Газы, являющиеся продуктами сгорания органического топлива, термически ионизируются при температурах выше 5000 К. Такую температуру получить сложно, поэтому для достижения электрической проводимости при температурах 2000–3000 К приходится вводить в газ ионизирующую присадку щелочных металлов (калий или цезий) в количестве 0,1–1%. Это приводит к загрязнению окружающей среды отработавшими газами.

Газ покидает МГД-генератор с температурой 1800–2000 К и далее подается в котел паротурбинной установки. КПД такого бинарного цикла (МГД + ПТУ) составляет 50–55% [27].

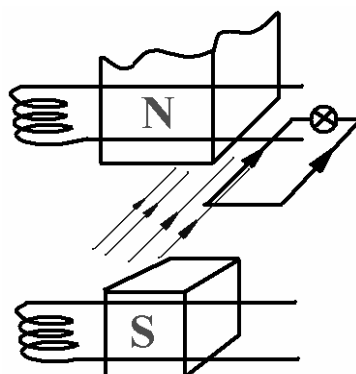


Рис. 3.4. Схема магнето-гидродинамического генератора

Помимо стационарных МГД-генераторов, существуют импульсные МГД-генераторы, применяемые в военной технике. Примером такого генератора является пушка, в заряд которой добавляются щелочные металлы, а вокруг ствола имеется электрическая обмотка.

В 60–70 гг. XX в. во Франции, США, России проводились широкомасштабные работы по созданию ЭС с МГД-генераторами. В США и Франции построены такие ЭС. В России Институт высоких температур РАН создал экспериментальную установку на ТЭЦ 18 Москвы, и предполагалась постройка МГД ЭС мощностью 200 000 кВт в Рязани.

Российский и зарубежный опыт показал высокую сложность, низкую долговечность МГД-генератора, нуждающегося в использовании сверхпроводимых катушек. МГД-генераторы ЭС выбрасывают в атмосферу вредные щелочные материалы. В то же время КПД таких электростанций ниже, чем КПД парогазовых установок, причем последние состоят из надежных долговечных узлов.

ТЕМА 4

НАКОПЛЕНИЕ И СОХРАНЕНИЕ ЭНЕРГИИ

Потребление электроэнергии в разное время суток меняется: ее максимальное потребление отмечается в утренние и вечерние часы, минимальное – в ночные. В то же время паротурбинные электростанции значительно снижают свою экономичность на режимах с частичной нагрузкой, а атомные ЭС все время работают на режиме с постоянной мощностью. В известной степени пики нагрузки снижают пиковые газотурбинные ЭС, однако в энергосистемах, рассчитанных на большую дневную нагрузку, все-таки имеются избыточные мощности в ночное время. Их использование – важная задача электроэнергетики. Она может быть решена с помощью воздушно-аккумулирующих, гидроаккумулирующих (ГАЭС) и других ЭС подобного рода. Большое значение имеет накопление и хранение энергии для транспортных средств, если они используют альтернативные источники энергии. Поэтому необходимо рассмотреть возможности хранения горючих газов (в том числе и водорода), электроэнергии (аккумуляторы и конденсаторы), использования топливных элементов, кинетической и механической энергии.

4.1. Аккумулирование сжатого воздуха

В непиковое время электроэнергия используется для привода компрессоров, закачивающих воздух в подземные полости. В качестве таковых используют естественные пещеры, заброшенные шахты, специально изготовленные бурением хранилища. На ЭС в Ханторфе (Германия) воздух закачивается в полости, оставшиеся после добычи соли [19]. Когда требуется использовать запасенную таким образом энергию, воздух направляется в газовую турбину, приводящую электрогенератор (рис. 4.1).

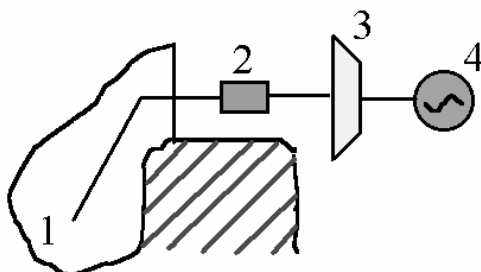


Рис. 4.1. Аккумулятор сжатого воздуха:
1 – пещера – бункер; 2 – насос; 3 – турбина; 4 – электрогенератор

4.2. Маховики

С 1953 по 1969 г. в Альтдорфе (Швейцария) эксплуатировался автобус, приводящийся в движение маховиком с массой 1,5 т [19]. Маховик разгонялся на стоянках, где в течение 2 минут на его привод подавался ток, что позволяло пройти автобусу расстояние в 1 км. Для уменьшения потерь энергии маховики заключают в кожухи, из которых отсасывают воздух (рис. 4.2) [36].

Энергия маховика определяется формулой

$$E = 0,5 \cdot J \cdot \omega^2,$$

где J – момент инерции маховика, ω – угловая скорость. Величину ω ограничивает прочность маховика.

Накопленная кинетическая энергия маховика E_{\max} , приходящаяся на единицу его массы m , равна

$$\frac{E_{\max}}{m} = \frac{\sigma}{\rho},$$

где σ – предел прочности материала; ρ – его плотность. Величина $\frac{E_{\max}}{m}$ имеет наибольшее значение у углеволоконных, стекловолоконных и силикатноволокнистых материалов.

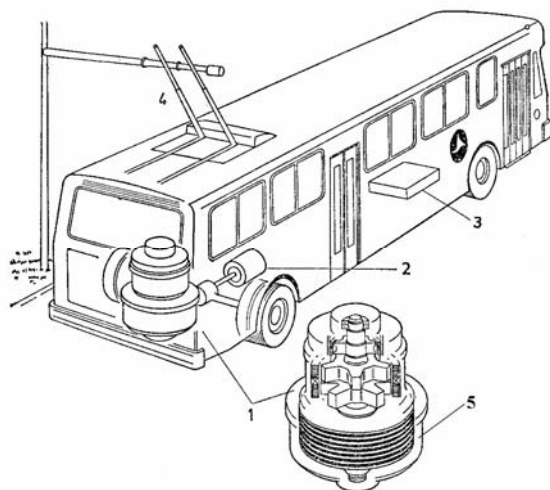


Рис. 4.2. Инерционный аккумулятор гиробуса фирмы «Дженерал Электрик»

- 1 – Маховик с генератором; 2 – электродвигатель постоянного тока;
3 – электронный переключатель-регулятор; 4 – контактные штанги для зарядки на остановках

В лучших маховиках достигнута плотность энергии $\frac{E \cdot \tau}{m}$, равная 20 Вт ч/кг. Эта величина сравнима с соответствующим значением для кислотного аккумулятора, [19] приводятся такие данные. С помощью маховика с массой 200 кг можно обеспечить пробег автомобиля в 300 км при скорости 90 км/ч. Для получения такого же пробега, необходима масса аккумуляторных батарей в 1000 кг. Для того, чтобы за 5 мин раскрутить маховик, запасающий при этом энергию в 30 кВт · ч, требуется электродвигатель мощностью 360 кВт. Расчеты показывают, что при использовании магнитных подшипников маховик будет вращаться при максимальной скорости в вакууме 10–12 мес. [19].

В 1980 г. стоимость таких систем составляла 50 долл. за кВт · ч, что превышает аналогичный показатель для гидроаккумулирующих ЭС. Однако такая стоимость приемлема по сравнению с аккумуляторами.

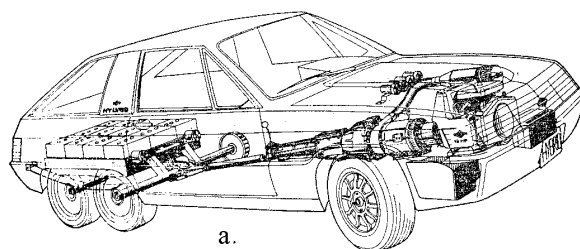
4.3. Электрические аккумуляторы

Главный недостаток аккумуляторов – большая масса на единицу работы.

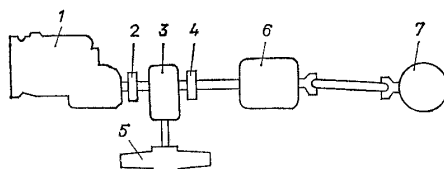
Таблица 4.1

Характеристики аккумуляторов

Тип	ЭДС, В	Потеря заряда в месяц, %	Число циклов зарядки	Удельная работа, Вт·кг
Железоникелевый	1,2	30	2000	24
Свинцовый	2,0	25	300	33
Никель-кадмиевый	1,2	2	2000	26
Серебряно-кадмиевый	1,1	3	2000	53
Серебряно-цинковый	1,45	3	100	44–100
Окисно-серебряно-цинковый (невосстанавливаемый)	1,45	–	–	121



а.



б.

Рис. 4.3. Гибридные приводы:

а – легковой автомобиль с гибридным приводом; б – схема гибридного привода от двигателя внутреннего сгорания и инерционного маховика; 1 – двигатель; 2 – муфта выключения; 3 – раздаточная коробка; 4 – муфта сцепления; 5 – инерционный аккумулятор; 6 – автоматическая многоступенчатая коробка передач; 7 – привод ведущей оси.

В табл. 4.1 приведены основные характеристики аккумуляторов [19].

Из таблицы видно, что наилучшие показатели характерны для серебряно-цикловых батарей, имеющих удельную работу на единицу массы в 1,5–3 раза большую, чем у свинцовых. У ДВС этот показатель достигает $1000 \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг}$, что в десятки раз больше, чем в аккумуляторах. Поэтому чисто аккумуляторные автомобили быстро были вытеснены гибридными: ДВС + аккумулятор (рис. 4.3) [36].

4.4. Топливные элементы (ТЭ)

ТЭ широко применяются на космических аппаратах. Принцип работы ТЭ показан на рис. 4.4. В корпусе 1 размещены пористые электроды 2. По каналу 3 подается топливо, по каналу 4 – окислитель, по каналу 5 выбрасываются продукты реакции окисления. Наиболее исследованы кислородно-водородные элементы. Реакция идет при высокой температуре в присутствии катализатора. Возможна работа ТЭ на углеводородных топливах (керосине, дизельном топливе, бензине, метане и т.д.)

В состав пористых электродов вводятся катализаторы – платина, никель, серебро, окислы никеля и кобальта, активированный уголь.

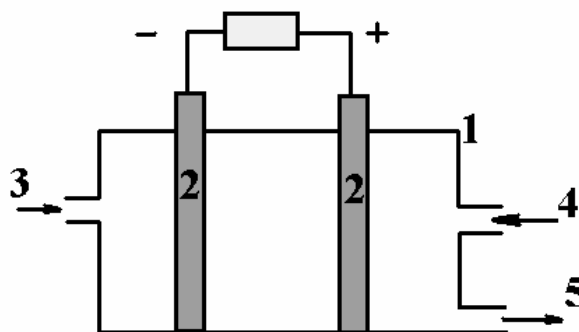


Рис. 4.4. Схема топливного элемента:

1 – корпус; 2 – пористые электроды; 3 – канал для подачи топлива;
4 – канал для подачи окислителя; 5 – канал для выбросов продуктов окисления

При работе ТЭ вырабатывается не только ток, но и теплота. Поэтому существует два КПД – по току $\eta_{эл}$ и суммарной КПД (включающей теплоту) η_{Σ} . Например, установки ТЭ, эксплуатирующиеся в США, Японии, Мексике при электрической мощности 40 – 200 кВт и напряжении 220В имеют $\eta_{эл} = 0,38 - 0,41$ и $\eta_{\Sigma} \geq 0,75$ [19].

В связи с тем, что ЭДС одного ТЭ составляет 0,8 – 0,9 В, необходимо последовательное соединение элементов для получения приемлемого напряжения 30 – 220 В.

В табл. 4.2 приведены данные выпускаемых топливных элементов.

Как следует из табл. 4.2 [27], топливные элементы могут работать на водороде с температурой 80–200 °С. При этом электрический КПД достигает 55–70%. Правда, удельная мощность установок невелика и составляет $20 - 64 \frac{\text{Вт}}{\text{кг}}$.

Таблица 4.2

Основные данные топливных элементов и установок на их базе

Реагент	Фирма	Данные одного ТЭ		Данные установки с ТЭ			
		Температура, °С	Напряжение, В	N_i , кВт	$\eta_{эл}$, %	$N_{уд}$, Вт/кг	ge , кг/кВт·ч
O ₂ +H ₂	«Пратт-Уитни» Энергия	180–200	0,9	0,55–2,3	55–70	20–30	0,36
O ₂ +H ₂	ЮТК (США)	80–95	0,85	7–21	55–70	64	0,36
Воздух +H ₂	ЮТК (США)	190–200	0,7	40–11000	35–41	–	0,35
Воздух +H ₂	«Вестингхаус»	1000	0,8	10–30	50–60	–	–

Фирма «Юнион Корбайд» (США) разработала установку с ТЭ мощностью 32–90 кВт, электролитом в которой служит *КОН* [27]. Запас водорода и кислорода в жидком состоянии обеспечил пробег автофургона 160–240 км при массе установки с ТЭ 1480кг.

Разработки ТЭ для автомобилей и автобусов ведутся во многих странах. Канадская фирма «Баллард» создала установки с ТЭ,

работающие на реагентах «воздух + H₂» при температуре 100 °С. Мощность установки достигает 100 кВт, удельная мощность – 100–200 Вт/кг, объемная мощность – 80–100 кВт/м³, $\eta_{эл} = 0,30 - 0,37$, срок службы 15000 час [27].

Создаются ТЭ, способные работать на природном газе и жидком топливе.

Достоинства топливных элементов: отсутствие движущихся деталей, бесшумность, возможность использования разных органических топлив, высокий электрический (до 60–70%) и суммарный (до 90%) КПД.

К их недостаткам относятся малая удельная мощность (20–200 $\frac{Вт}{кг}$ или) 5–50 $\frac{кВт}{кг}$, высокая стоимость, необходимость длительного разогрева для пуска, необходимость в системе охлаждения.

Однако этот энергоисточник является перспективным не только для космических, но и для земных объектов.

4.5. Химическое аккумулирование энергии (ХАЭ)

Химическое аккумулирование энергии позволяет обеспечить высокую ее плотность (т.е. на единицу массы).

Используются реакции, для прохождения которых в одном направлении требуется большее количество энергии, чем то, которое выделяется при прохождении реакции в обратном направлении [19].

Хранение газообразного водорода под давлением в баллонах нецелесообразно из-за большой их массы по сравнению с массой H₂. Хранение также затруднительно из-за низкой температуры (253 °С) и больших затрат на сжижение водорода.

Предложено также хранить водород в составе металлических гидридов. В металлическую поверхность под давлением внедряется водород, и образуются гидриды. Например, в гидриде MgH₂ содержится 7% водорода, а в гидриде MgNiH₂ – 3,2%.

Гидрид MgNi начинает выделять достаточное количество водорода при его нагревании примерно до 350 °С. До указанной температуры гидрид можно нагревать отработавшими газами (ОГ). При холодном пуске силовой установки температура ОГ, поэтому

гидрид необходимо нагревать другими источниками. При таких условиях пуска можно применять сочетание двух гидридов ($\text{FeTi} + \text{MgNi}$). Гидрид FeTi обеспечивает подачу водорода при холодном пуске, а гидрид MgNi – при движении автомобиля, когда температура ОГ превышает $350\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 4.5) [36]. При соединении гидридных баков, как показано на рисунке, водород из емкости с гидридом FeTi (где он находится под более высоким давлением) будет перемешаться в гидридный бак с MgNi (этот бак имеет более низкое давление). При освобождении водорода из гидридного бака с FeTi он охлаждается, в то же время гидридный бак с MgNi насыщается водородом и нагревается.

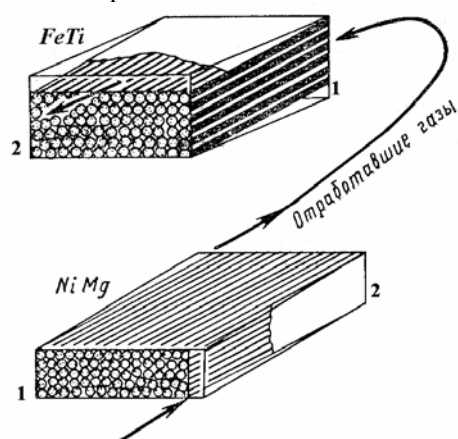


Рис. 4.5. Комбинирование двух гидридов ($\text{FeTi} + \text{MgNi}$):
1 – вход; 2 – выход

В СССР велись работы над алюминиевыми гидридами, водород из которых выделяется при нагреве. Испытывался легковой автомобиль с аккумуляторами водорода на гидридах (г. Харьков). Исследовалась камера сгорания автомобильного ГТД (МАМИ) в настоящее время проведение этих работ приостановлено.

4.6. Электрические конденсаторы (ЭК)

ЭК пригодны для кратковременного накопления энергии, достаточной для пуска ДВС. Главное препятствие их использования – большие требуемые поверхности обкладок конденсатора. Так, при $U = 70$ кВ и $W = 1$ кВт · ч требуемая поверхность обкладок составляет $8,5 \cdot 10^5$ м² [27]. В России создано несколько силовых установок для пуска автомобильных ДВС (МАМИ).

ТЕМА 5

ГИДРОАККУМУЛИРУЮЩИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ДРУГИЕ СПОСОБЫ НАКОПЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ

5.1. Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС)

ГАЭС являются одним из эффективных способов накопления энергии, использующихся в настоящее время. Схема ГАЭС приведена на рис. 5.1. В период минимальных нагрузок пропеллерный насос 1 перекачивает воду из нижнего водохранилища 2 в верхнее 3. Насос приводится мотором 4, имеющим две обмотки – моторную и генераторную. В период пика нагрузки вода пропускается из верхнего водохранилища в нижнее. При этом насос работает как турбина. Мощность турбины равна:

$$N = 9,81H \cdot G \cdot \eta_m,$$

где H – напор воды, м; G – расход воды; η_m – КПД турбины.

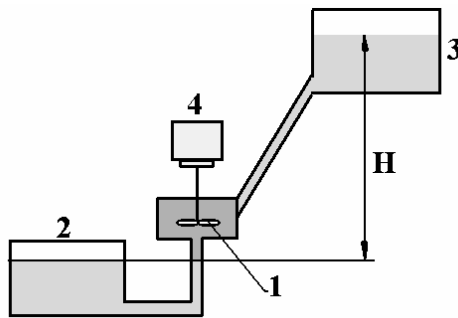


Рис. 5.1. Схема гидроаккумулирующей электростанции:
1 – пропеллерный насос; 2 – нижнее водохранилище;
3 – верхнее водохранилище; 4 – мотор

Крупнейшая в мире ГАЭС расположена в США в штате Мичиган. Она имеет мощность 2000 МВт при среднем напоре воды 85 м, причем при полном опорожнении верхнего водохранилища вырабатывается 15 МВт · ч энергии. Стоимость этой ГАЭС по ценам начала 70-х годов составляла 300 млн. долларов. В настоящее время ГАЭС вырабатывают 2% всей электроэнергии США (Дэвис Д., 1985).

В России в начале XXI в. вблизи Сергиево Посада пущена первая ГАЭС мощностью 20 МВт.

Недостатки ГАЭС: необходимость в рельефе местности, позволяющем создать водохранилища разного уровня; большое отчуждение земли; влияние на водный режим бассейна; увеличение давления воды на грунт; высокая стоимость строительства плотины.

5.2. Способы накопления газа

Накопление воздуха в подземных плоскостях было рассмотрено выше.

Рассмотрим способы накопления газообразных топлив.

В стационарных условиях природный газ под давлением 3 – 5 МПа хранится в шарообразных баллонах (газгольдерах) емкостью в сотни м³. Эти баллоны установлены вблизи пунктов потребления газа у газораздаточных станций.

Природный газ, основным компонентом которого является метан, имеет при нормальных атмосферных условиях плотность, равную 0,720 кг/м³. Это примерно в 1000 раз меньше, чем у бензина и в 1200 раз меньше, чем у дизельного топлива.

При использовании природного газа на автомобилях его хранение при атмосферном давлении требует значительных емкостей. Так, в 80-х гг. XX в. в Бухаресте использовали на автобусах газодизельный процесс, причем газ хранился в больших цилиндрических резервуарах, размещенных на крыше автобуса.

В грузовых автомобилях используют сжатый и сжиженный природный газ. Сжатый до давления 25 МПа газ уменьшает свой удельный объем в 250 раз. Газ хранится под кузовом грузовика в нескольких баллонах высокого давления, каждый из которых имеет массу 60 – 80 кг. В 80-х гг. на ЗИЛе и ГАЗе выпускали грузови-

ки, работающие на природном газе. Однако их пробег без заправки был на 20 – 30% меньше, чем на бензине, при этом также снижалась грузоподъемность автомобиля [26].

В настоящее время в качестве топлива для автомобилей начинают применяться сжиженный природный газ. Он превращается в жидкость при температуре $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом удельный объем газа снижается в 600 раз и его хранят в криогенных баллонах при практически атмосферном давлении. Это позволяет уменьшить массу системы хранения газа на автомобиле в 3–4 раза и ее объем в 1,5 раза по сравнению с системой хранения сжатого газа [26].

У грузового автомобиля ЗИЛ 138А, оборудованного криогенной емкостью с жидким природным газом объемом в 300 л, пробег на одной заправке увеличился в 1,8 раза, а суммарная масса оборудования и топлива снизилась на 570 кг по сравнению с тем же автомобилем, работающей на сжатом газе [26].

В 2006 г. себестоимость сжиженного газа составила 5,1 руб. за литр, а его теплотворность равна 48400 кДж/кг [26], что в 1,13 раз больше, чем у дизельного топлива.

Начиная с 70-х гг. в ОКБ им. Туполева ведутся работы по применению сжиженных природных газов и водорода на самолетах. В 80-х гг. проводились летные испытания самолета ТУ-154 на жидком водороде.

В настоящее время ведутся работы по проектированию пассажирского самолета, использующего сжиженный природный газ.

ТЕМА 6

ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ

Одной из важнейших задач двигателестроения в начале XXI в. является улучшение экологических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) без ухудшения их энергетических и экономических характеристик. Это особенно актуально для мало-размерных высокооборотных ДВС с непосредственным впрыскиванием, так как в последнее время они находят все более широкое применение в качестве силовых агрегатов для средств малой механизации, мобильных генераторов, компрессоров, насосных установок и наземного транспорта.

Увеличение моторного парка приводит, с одной стороны, к неизбежному истощению нефтяных ресурсов, а с другой стороны, к ухудшению экологического состояния окружающей среды.

Одним из направлений улучшения экологических показателей ДВС и сохранения нефтяных ресурсов является применение в двигателях топлив чисто биологического происхождения, которые относятся к постоянно возобновляемым в природе видам энергоносителей.

К топливам биологического происхождения относятся биогаз (биометан), спирт (этанол) и растительные масла, которые получают соответственно из биомассы путем анаэробной (без доступа воздуха) бактериальной деструкции органических веществ, брожения и прессования семян. К биотопливам также можно отнести генераторный древесный газ, полученный из деревянных чурок.

6.1. Генераторный древесный газ

В последнее время большой интерес представляет применение в качестве сырья для производства генераторного древесного газа таких отходов деревообрабатывающей промышленности, как

опилки, обрезки, древесные щепы, стружки и т.д., а также деревянные чурки.

Этот газ получается путем превращения органической части твердых отходов в горючий газ при высоком температурном (при $t = 1000 - 2000 \text{ }^\circ\text{C}$) взаимодействии с окислителем (O_2 , воздухом, водяным) [48]. Этот процесс называется газификацией и проходит в генераторах.

Для производства генераторного газа используется в основном генератор с обращенным процессом газификации, схема которого представлена на рис. 6.1.

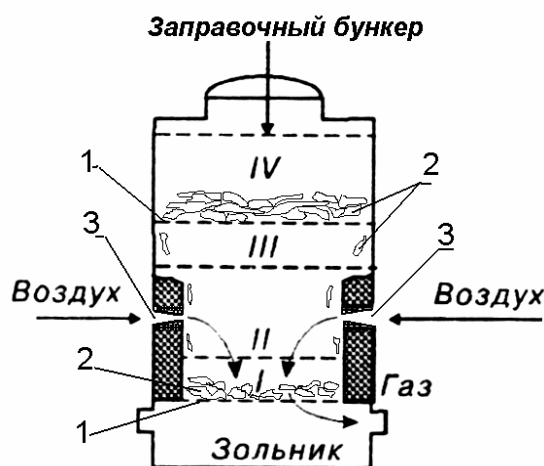


Рис. 6.1. Генератор с обращенным процессом газификации:
 I – зона горения; II – зона газификации (восстановления);
 III – зона сухой перегонки; IV – зона подсушки;
 1 – качающая колосниковая решетка; 2 – отходы древесины;
 3 – диффузор

Генератор представляет собой шахту, внутренние стенки которой изготавливают из жаропрочного материала. Сверху в бункер загружается топливо, а для обеспечения обратного потока с двух сторон генератора в разные его зоны подается воздух через диффузоры. Слой топлива поддерживается качающей колосниковой решеткой.

Внутреннюю полость генератора условно можно разделить на следующие зоны [48]:

В зоне I осуществляется горение отходов древесины и протекают экзотермические реакции с выделением CO_2 и воды. Кроме того, частично протекают реакции образования CO с последующим окислением его в CO_2 . Под действием выделяемой теплоты температура в зоне горения достигает $1200\text{--}1500\text{ }^\circ\text{C}$, в результате чего разогревается верхний слой топлива, относящийся к зоне II.

В зоне II происходит газификация топлива (восстановление). Здесь протекают эндотермические реакции с образованием горючих компонентов газа CO и частично метана. Вследствие этого температура во второй зоне снижается до $900\text{--}1000\text{ }^\circ\text{C}$. Если температура становится ниже $900\text{ }^\circ\text{C}$, процесс газификации топлива нарушается.

В зоне III сухой перегонки горячие газообразные компоненты воздействуют на твердое топливо. Поскольку кислорода в зоне реакции практически нет, процесс сухой перегонки протекает с выделением из топлива паров воды, газов и смолистых веществ, которые подмешиваются к газу. Температура в этой зоне снижается до $300\text{--}900\text{ }^\circ\text{C}$

В зоне подсушки IV происходит сушка самого верхнего слоя отходов древесины за счет передачи теплоты от нижней зоны (конвекции). Температура газов достигает $105\text{--}300\text{ }^\circ\text{C}$, из топлива выделяются только пары воды, которые смешиваются с генераторным газом.

В результате газификации твердого топлива получается сырой генераторный газ, содержащий CO , H_2 , CH_4 , CO_2 , H_2O (табл. 6.1) и смолистые вещества, обладающий высокой температурой. Температура на выходе газогенераторной установки превышает $100\text{ }^\circ\text{C}$. Каждая газогенераторная установка включает в себе аппаратуру для очистки и охлаждения газа. Высокая температура газа приводит к снижению наполнения цилиндров рабочей смесью, что влечет за собой снижение мощности двигателя, наличие твердых примесей резко увеличивает износ трущихся поверхностей.

Из табл. 6.1 [41] следует, что генераторный газ, полученный из дров, обладает сравнительно высокой теплотой сгорания по отношению к другим твердым топливам (которые также можно использовать в качестве сырья в газогенераторе).

Таблица 6.1

Состав генераторного газа

Топливо	Состав газа, % по объему						Теплота сгорания, кЖд/м ³
	CO,	H ₂ ,	CH ₄ ,	CO ₂	O ₂	N ₂	
Дрова	28,5	14,0	3,5	8,0	0,5	45,5	5861
Древесный уголь	30,5	12,0	2,3	5,0	0,2	50,0	5778
Формовочный торф	28,0	15,0	3,0	8,0	0,4	45,6	6280
Донецкий антрацит	27,5	13,5	0,5	5,5	0,2	52,8	5024
Подмосковный уголь	25,0	14,0	2,2	6,5	0,2	52,1	4731

Применение генераторного древесного газа в деревообрабатывающей промышленности поможет решить вопросы, связанные с теплоснабжением производственных площадей, зданий, получением горячей воды, но в основном связанные с теплоснабжением сушильных камер, так как они потребляют наибольшее количество теплоты.



Рис. 6.2. Газогенераторный модуль для выработки генераторного газа для газодизельного генератора мощностью 200 кВт «Термотех»

Сжигание генераторного древесного газа позволяет получить электрическую энергию с использованием газодизельных электростанций и тепловую с использованием водогрейного котла. На рис. 6.3 представлен комплекс сжигания древесных отходов, где газогенератор является составной частью котельной. В топке газогенератора происходит процесс газификации топлива с его частичным сжиганием. Перед тем как древесный газ подается в водогрейный котел для нагрева теплоносителя, это горючее на выходе из топки смешивается со вторичным воздухом и полностью сгорает в топке котла.

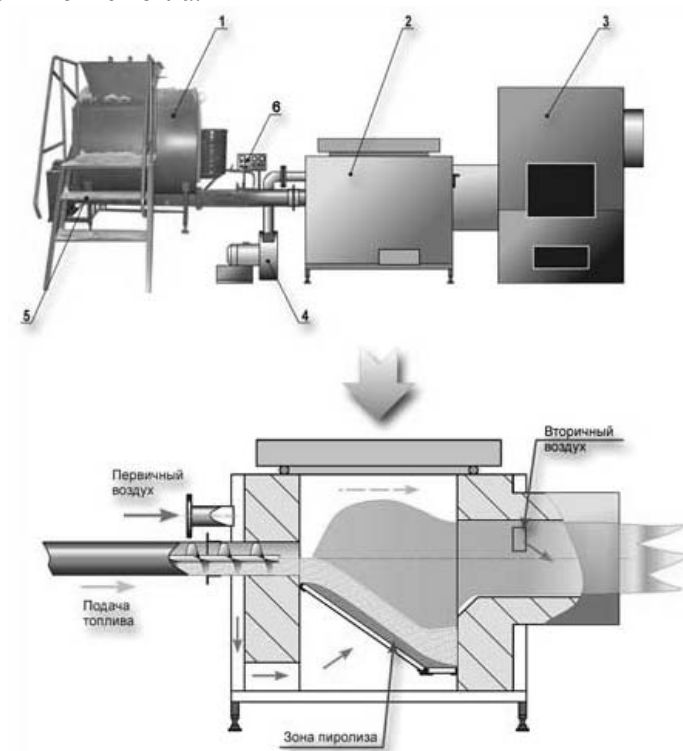


Рис. 6.3. Комплекс сжигания древесных отходов «ТАЮРПлюс»: 1 – Бункер для топлива (опилки); 2 – Газогенератор; 3 – Котел; 4 – Дутьевой вентилятор; 5 – Навивка спирали шнекового транспортера; 6 – Пульт управления

Такой метод получения тепловой энергии в деревообрабатывающей промышленности позволит снизить себестоимость выпускаемой продукции, так как вместо электрической энергии, мазута, природного газа или других топлив, применяемых в качестве энергоносителя для водогрейных, паровых котлов и термогенераторов, используется генераторный древесный газ, полученный из отходов.

В России выпускались газогенераторные автомобили ГАЗ-42 и ЗИС-21 (рис. 6.4) [33], имеющие массу снаряженной газогенераторной установки соответственно 360 и 600 кг. При этом мощность двигателя ЗИС-21 по сравнению с базовым ЗИС-5 снизилась на 35% (даже при увеличении степени сжатия), грузоподъемность – с 3000 до 2500 кг, а максимальная скорость – с 60 до 50 км/ч. Расход топлива составил примерно 90 кг древесных чурок на 100 км пробега [41]. Следует также отметить сложность эксплуатации таких автомобилей.

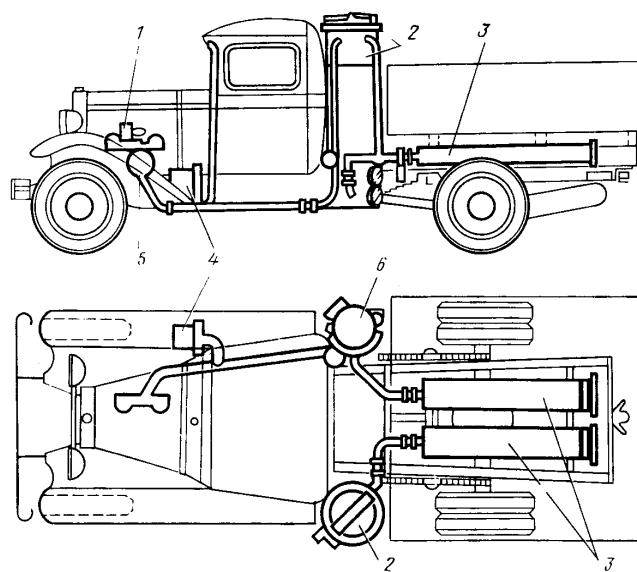


Рис. 6.4. Газогенераторный автомобиль ГАЗ-42:
 1 – вспомогательный карбюратор; 2 – газогенератор;
 3 – очиститель-охладитель; 4 – вентилятор для розжига генератора; 5 – смеситель; 6 – тонкая очистка газа.

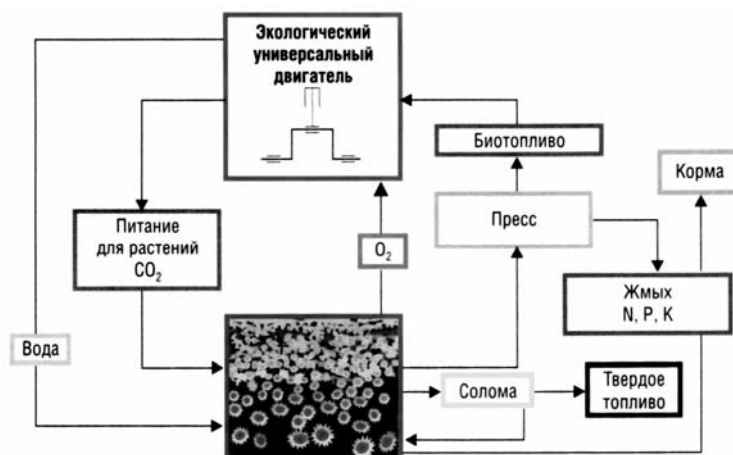


Рис. 6.5. Экологический цикл при применении биологических топлив в дизелях

Таблица 6.2

Биологические источники сырья для производства топлива

Биогаз (биометан)		Спирт (этанол)		Растительные масла	
Сырье	м3/т	Сырье	л/га	Сырье	л/га
Крупный рогатый скот	300	Сахарный тростник	5920	Рапс	874
Картофельная ботва	400	Сахарная свекла	4160	Арахис	626
Твердые бытовые отходы	200	Сорго обыкновенное	3020	Соя	402
Солома	390	Картофель	2220		

Несмотря на указанные недостатки, генераторные двигатели обладают бесспорным преимуществом – способностью работать на доступном и дешевом топливе, особенно в местах, где отсутствует производство жидких нефтяных топлив. Таким образом, можно решить ряд проблем, связанных с наземным транспортом и средствами механизации для сельского хозяйства.

Другие источники биосырья для производства биогаза [41], спиртов [24] и растительных масел [3] и их газосодержание (топливосодержание) приведены в таблице 6.2.

Применение биологических видов топлива в энергетических установках позволит сохранить баланс углекислого газа в атмосфере, что будет препятствовать образованию парникового эффекта. Например, при использовании эфира соевого масла в полном жизненном цикле выделяется 703 г CO₂/л, а при использования нефтяного дизеля – 3265 г CO₂/л [28], так как выброс углекислого газа при сжигании биотоплива сопоставим с количеством углекислого газа, поглощаемым растениями в процессе фотосинтеза при выращивании этого сырья (рис. 6.5). Более того, при применении этих топлив в ДВС, особенно в дизелях, с отработавшими газами (ОГ) выбрасывается незначительное количество оксидов серы, что препятствует образованию кислотных дождей и увеличению хронических заболеваний органов дыхания (особенно в крупных городах). Незначительное содержание оксидов серы в ОГ связано с низким содержанием серы в этих топливах (см. табл. 11.1). При применении анаэробного процесса в производстве биогаза происходит минерализация азота, фосфора, калия, что делает их более доступными для усвоения растениями, т.е. позволяет получить более эффективные и экологически безопасные удобрения с полным обеззараживанием патогенной микрофлоры, семян сорняков, яиц гельминтов, так как они погибают под воздействием температуры в процессе обработки.

6.2. Применение биогаза

Применение биогаза в качестве топлива для ДВС и источника энергии в других отраслях решает одновременно ряд энергетических и экологических проблем. Например, в результате переработки отходов сельского хозяйства и некоторых отраслей промышленности в биогаз можно дополнительно получить до 10% производимой в мире энергии [48].

Кроме того, производство биогаза из органической части мусора, отходов сельского хозяйства, промышленного производства, коммунальных отходов и т.д. и его сжигание в энергетических установках решает еще одну важную проблему, связанную с

потеплением климата. Часть органических отходов (примерно 50%) [48] естественным образом в присутствии воздуха и под воздействием бактерий преобразуется в биогаз, загрязняющий окружающую среду, поскольку присутствующий в нем метан является одним из газов, вызывающих парниковый эффект.

Применение биогаза в ДВС может привести к увеличению износа основных деталей двигателя из-за повышенного содержания в нем серы и влаги [48]. В связи с этим биогаз требует предварительной сушки, удаления влаги и отделения серы. Иначе влажный газ при низкой температуре окружающей среды приводит к закупорке каналов топливной системы из-за кристаллизации воды.

6.3. Применение биологических спиртов

Применение биологических спиртов, полученных путем сбраживания содержащихся в биомассе сахарных веществ с их последующей перегонкой (рис. 6.6) [33], поможет решить экологические и энергетические проблемы, указанные выше. Кроме того, отходы производства спиртов можно использовать для производства биогаза, удобрения и кормов.



Рис. 6.6. Установка для производства этилового спирта:
1 – продукт брожения; 2 – вода; 3 – этиловый спирт

6.4. Применение масел растительного происхождения

Применение масел растительного происхождения в качестве топлива, особенно для дизелей, имеет широкие перспективы.

К растительным маслам относятся рапсовое, соевое, кокосовое, подсолнечное и масла других культур, содержащих в семенах растительные жиры.

В климатических условиях России и Европы самым подходящим для выращивания растением, используемым в качестве сырья для производства биотоплива, является рапс, так как он относительно зимостоек и неприхотлив. В этих регионах его урожайность составляет 2,5 т/га, в перспективе – до 4 т/га.

В качестве сырья для производства рапсового масла используются семена рапса, обладающие высоким содержанием масла (табл. 6.3) [8]. Выделение масла из семян в небольших объемах можно производить путем прессования. При этом потери масла составляют не более 5%. Полного извлечение масла из семян можно добиться экстрагированием (рис. 6.7). Этот технологический процесс может быть организован на специализированном маслоперерабатывающем предприятии.

Таблица 6.3

Содержание масла в семенах

Растение	Страна	Содержание растительного масла в семенах (% на сухое вещество)
Рапс	Австрия, Германия, Швеция, Польша, Россия	45–50
Соя	США	15–26
Арахис	Китай, Япония, Индонезия	41–57

* в % на абсолютно сухое вещество

Некоторые продукты переработки рапсовых семян, такие как жмых и шрот обладают высоким содержанием белка и используются в животноводстве как кормовые добавки. В России общая

потребность животноводства в белковых концентратах составляет 20 млн. т, что соответствует 30 млн. т рапсовых семян [8]. Их применение позволяет сбалансировать кормовые ресурсы по белкам.

Топлива из растительных масел обладают высокой биоразлагаемостью. Попадая в почву и природные водные бассейны, они в течение нескольких недель полностью разлагаются.

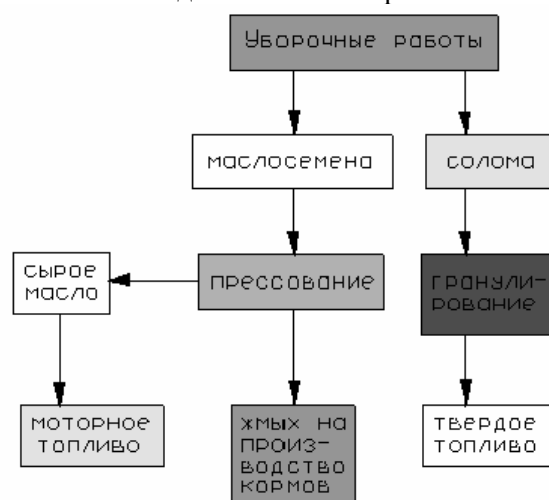


Рис. 6.7. Схема использования продуктов рапса

В рапсовом масле отсутствуют полициклические ароматические углеводороды (ПАУ) [8]. Так как ПАУ являются канцерогенными, их присутствие в отработанных газах дизелей вызывает онкологические заболевания.

Кроме того, рапсовую солому можно использовать в качестве твердого котельного топлива или сырья для производства биогаза.

Рапсовое масло и другие растительные масла не используют в бензиновых двигателях из-за их низкой испаряемости и повышенной вязкости (см. тема 12).

Таким образом, применение биологических топлив в качестве энергоносителей для ДВС (рис. 6.8) решает одновременно несколько проблем, связанных с экологией, энергетикой, экономи-

кой, агрохимией и т.д. Однако их применение в ДВС особенно в дизелях вызывает трудности в организации рабочего процесса, которые в принципе можно преодолеть.

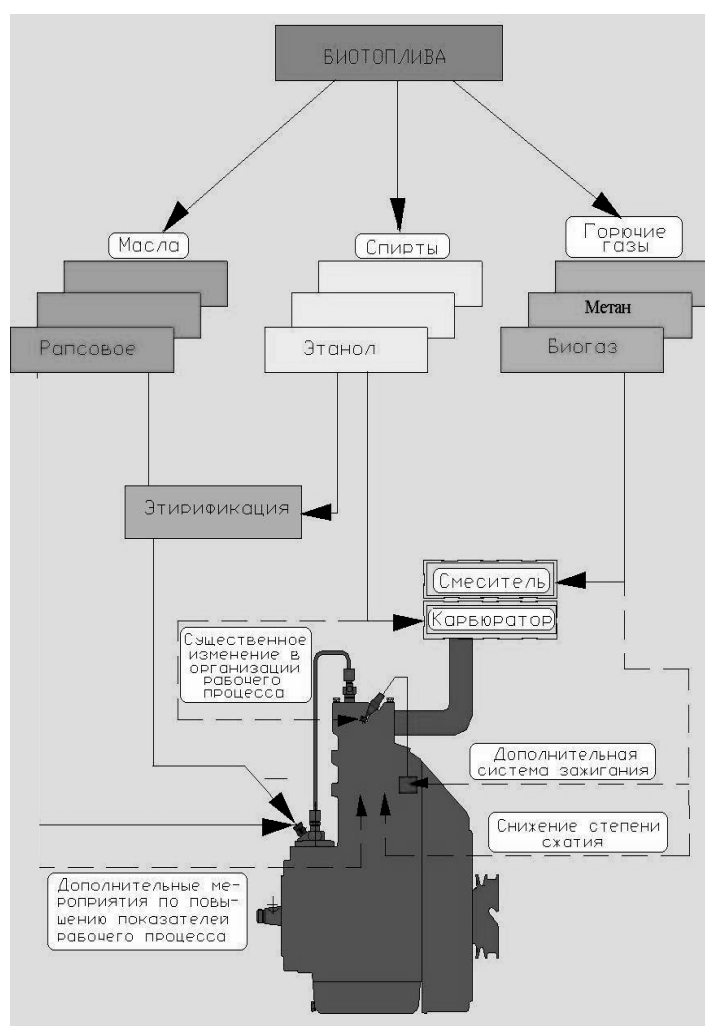


Рис. 6.8. Применение биотоплива в ДВС

ТЕМА 7

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Тепловым насосом (ТН) называется машина, перекачивающая теплоту от холодного источника к горячему (рис. 7.1).

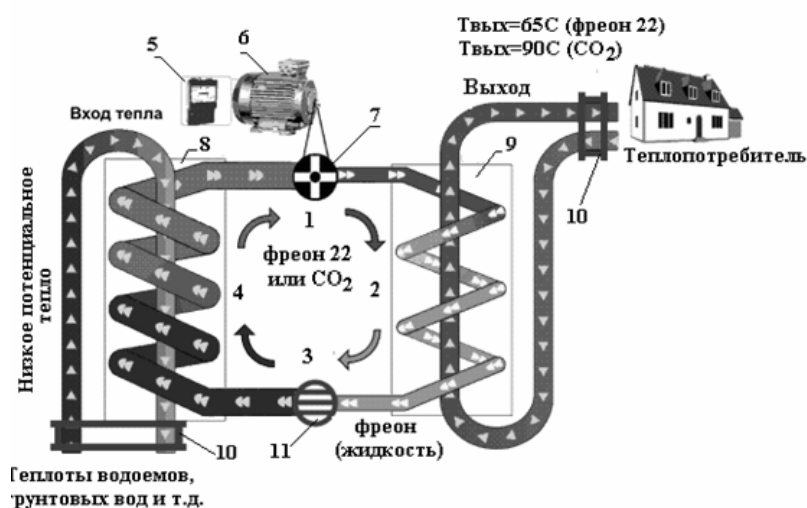


Рис. 7.1. Схема работы теплового насоса.

- 1 – сжатие; 2 – конденсация; 3 – расширение; 4 – испарение;
5 – электросчетчик; 6 – электродвигатель; 7 – компрессор;
8 – испаритель; 9 – конденсатор; 10 – теплосчетчик; 11 – дроссель.
Твх – температура хладагента (рабочего тела) после конденсатора
(<http://www.ekoteplo.com/ru/>)

В горячий источник поступает теплота q_1 , равная сумме теплоты q_2 , отобранной из холодного источника, и работы компрессора L_k ТН. Тепловой насос отбирает теплоту q_2 от низкотемпературного источника и повышает температуру этого источника с T_2 до T_1 (обычно это повышение $\Delta T = T_1 - T_2$ составляет 30 – 50 °С). На-

рушение закона сохранения энергии не происходит, так как повышает свою температуру на ΔT только часть массы рабочего тела, а другая часть этой массы понижает свою температуру с T_2 до более низкой температуры, и эта масса охлажденного рабочего тела выбрасывается в окружающую среду (атмосферу или воду).

Любой тепловой насос является одновременно холодильной машиной, причем последняя служит не для подогрева рабочего тела, а для его охлаждения, т.е. понижения температуры T_2 до более низкого значения.

Эффективность теплового насоса оценивается коэффициентом преобразования

$$\mu = \frac{q_1}{L_k} = \frac{Q_1}{N_k},$$

где $Q_1 = G_1 q_1$ – тепловой поток, получаемый ТН, Вт; N_k – мощность компрессора ТН, Вт; G_1 – масса потока, кг.

В холодильной технике используется такой параметр, как холодильный коэффициент

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{L_k} = \mu - 1$$

В современных ТН величина $\mu = 3,5 - 5$, причем чем меньше подогрев ΔT , тем выше коэффициент преобразования.

Принцип работы ТН проще всего понять, рассмотрев работу этой машины, использующей в качестве рабочего тела воздух. Схема воздушного ТН приведена на рис.7.2, на рис.7.3 показан его рабочий процесс в TS диаграмме.

Воздух сжимается компрессором 1 (рис. 7.2), а охлаждается в холодильнике 2. Процесс адиабатического сжатия на рис. 7.3 обозначен линией $a-b$, а процесс охлаждения – линией $b-c$. Реальные процессы с тепловыми потерями показаны на рис. 7.3 пунктиром. Охладившись почти до исходной температуры, воздух расширяется и охлаждается в детандере (расширителе) 3 до температуры T_2 (процесс $c-d$). Холодный воздух подогревается в теплообменнике 4 до исходной температуры T_a и идет на вход в компрессор. Если теплообменник 2 отсутствует, то холодный воздух с температурой T_d выбрасывается в атмосферу, а более теплый атмосферный воздух с температурой T_a поступает в компрессор.

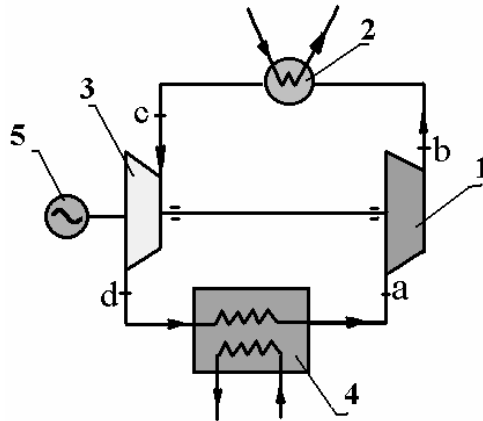


Рис. 7.2. Принципиальная схема теплового насоса:
 1 – компрессор; 2 – холодильник; 3 – детандер (расширитель);
 4 – теплообменник; 5 – электрический генератор

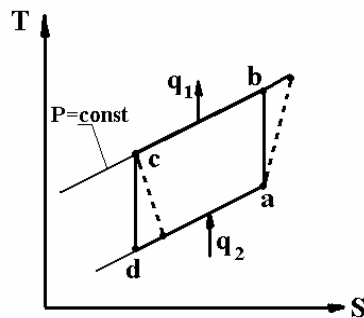


Рис. 7.3. Рабочий процесс теплового насоса в TS диаграмме

В таком ТН количество теплоты q_1 , полученной в компрессоре, практически равно его работе. Но кроме теплоты q_1 в ТН происходит дополнительная работа детандера (3). При высоких степенях повышения давления в компрессоре $\pi_\kappa = \frac{P_e}{P_a}$ температура на его выходе достигает 250 – 300 °С, а температура на выходе

из детандера равна – 100 – 200 °С. При этом теплота горячего воздуха из холодильника 2 используется для отопления, а холодный воздух – для охлаждения продуктов. Коэффициент преобразования μ воздушного теплового насоса не превосходит 1,25 – 1,75. В настоящее время такие ТН не применяются.

Значительно более эффективны паровые ТН, имеющие более высокие значения μ и более простую конструкцию, так как они не нуждаются в детандере, который заменяет простой дроссель.

При дросселировании паров и снижении их давления и температуры происходит фазовый переход, и рабочее тело переходит из газовой фазы в жидкую. Снижение температуры при дросселировании можно вычислить по уравнению Клапейрона-Клаузиуса

$$\frac{dT}{dp} = \frac{T(V'' - V')}{r},$$

где V'' и V' – удельный объем рабочего тела в газообразном и жидком состоянии; r – внутренняя теплота парообразования.

Из этого уравнения следует, что, чем сильнее меняется удельный объем паров при дросселировании, тем больше снижается их температура. Если же при дросселировании (снижении давления p) газовой переход отсутствует ($V' = V''$), то температура газа не меняется, что характерно для идеального газа. Изменение температуры газа или жидкости при адиабатическом дросселировании (без потерь) называется эффектом Джоуля–Томсона. Это снижение температуры определяется так называемым дроссель-эффектом. Например при дросселировании водяного пара с давлением $p = 300$ МПа при $t = 450$ °С до атмосферного давления ($p = 0,1$ МПа) температура пара снижается на 270 °С, т.е. до 180 °С.

Схема теплового насоса, использующего пары низкокипящей жидкости, показана на рис. 7.4. Газ (обычно это фреон, аммиак и др.) сжимается в компрессоре 1, идет в конденсатор 2, где отбирается тепло q_1 . Рабочее тело превращается в жидкость. Последняя проходит через дроссель 3, где ее температура дополнительно снижается до $T_d = T_2$. Образующийся влажный пар превращается в сухой в испарителе 4, где подводится тепло q_2 .

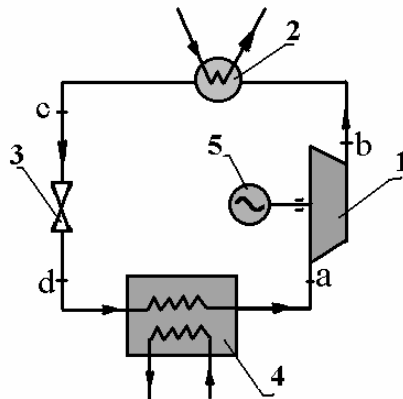


Рис. 7.4. Принципиальная схема теплового насоса, использующего пары:
 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель;
 4 – испаритель; 5 – электрический мотор

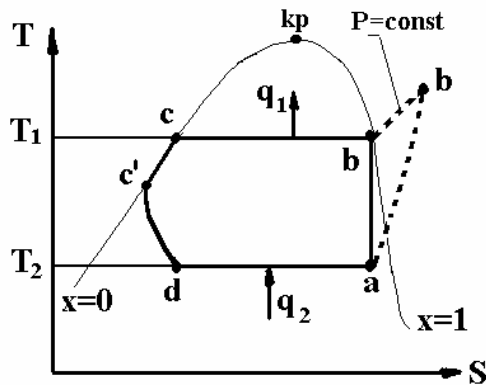


Рис. 7.5. Рабочий процесс теплового насоса, использующего пары в TS диаграмме

Кривая $x = 1$ соответствует газообразному состоянию рабочего тела (до точки «кр»), а кривая $x = 0$ – рабочего тела в жидком состоянии.

На рис. 7.5 в TS -диаграмме показан цикл ТН, использующего в качестве рабочего тела пар, с его дросселированием.

В цикле на рис. 7.5 адиабатическое сжатие осуществляется по линии $a-b$, по линии $b-c$ отводится теплоты q_1 в конденсаторе, дополнительное снижение температуры (переохлаждение) происходит по линии $c-c'$, а дросселирование – по линии $c'-d$ (процесс с постоянной энтальпией), в ходе которого давление и температура снижается и образуется влажный пар с температурой $T_d = T_2$. В испарителе, где подводится теплота q_2 , влажный пар превращается в сухой, который поступает в компрессор (точка a). Описанный цикл напоминает обратный цикл Карно, т.е. цикл с затратой работы.

Теоретический коэффициент преобразования такого цикла ТН:

$$\mu_t = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{T_1}{\Delta T}$$

Из этого уравнения следует, что теоретический коэффициент преобразования обратнопропорционален подогреву рабочего тела $\Delta T = T_1 - T_2$.

Действительный коэффициент преобразования μ приближенно подсчитывается по уравнению

$$\mu = \mu_t \eta = \eta \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \eta \frac{T_1}{\Delta T},$$

где $\eta = 0,4 - 0,5$ – коэффициент, учитывающий потери от неадиабатичности сжатия и дросселирования, а также другие потери.

Ниже приведена зависимость коэффициента преобразования μ от подогрева рабочего тела ΔT при температуре на входе в конденсатор $T_1 = 330K = 57^\circ C$ и $\eta = 0,5$ (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Зависимость коэффициента преобразования от подогрева рабочего тела

$\Delta T, ^\circ C$	10	20	30	40	50	60
μ	16,5	8,5	5,5	4,2	3,3	2,75

Технико-экономический анализ показывает [1], что применение ТН для подогрева воды для отопления целесообразно при $\mu \geq 3 - 3,5$. Это означает, что вода может быть подогрета в тепловом насосе не более чем на $40 - 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Если требуется большой подогрев, то для этого могут использоваться выхлопные газы тепловых двигателей (рис. 7.6), приводящих компрессоры тепловых насосов.

В настоящее время ТН применяются для отопления домов и кондиционирования воздуха в Германии, США, странах Ближнего Востока. Проводятся аналогичные работы и в России (Антипов Ю.А., 2005).

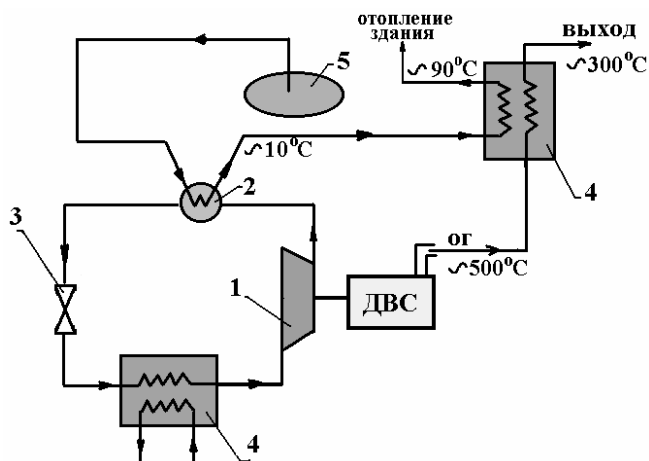


Рис. 7.6. Схема теплового насоса с использованием теплоты отработавших газов:
1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель;
4 – испаритель; 5 – водоем

Если в странах с относительно теплым климатом подогрев воды на $40 - 50 \text{ }^\circ\text{C}$ может быть достаточным для отопления жилища, то при суровом российском климате такой подогрев недостаточен. В этом случае необходимо применять после ТН дополнительный подогрев. Заметим, что существенных отличий в циклах ТН и холодильной машины нет. Отличие только в том, что в ТН

температура нижнего источника T_2 составляет $5 - 10$ °С, а в холодильной машине $T_2 = -5 - 25$ °С и ниже. Соответственно, в холодильной машине ниже, чем в ТН, температура T_1 . Достоинство ТН состоит в том, что он, помимо выработки тепла, производит также холод. Уже используются установки, которые вырабатывают как тепло, так и холод.

В XX в. в ТН в качестве рабочего тела использовали в основном фреон-12, аммиак. В настоящее время осуществляется переход на фреон 134а и фреон 142 – это фтор-хлор-углеродные соединения, отличающиеся незначительным воздействием на озоновый слой атмосферы.

ТЕМА 8

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Газовые двигатели (ГД) делятся на два класса:

- двигатели с воспламенением от искры;
- двигатели с воспламенением от сжатия, называемые также газодизелями.

8.1. Газодизели

Для воспламенения газозвушной смеси в цилиндрах дизеля в конце такта сжатия необходимо через штатную форсунку впрыскивать дизельное топливо в количестве 15–20% от суммарного расхода газового и дизельного топлив.

Как видно из рис. 8.1 [7], в состав газодизельной системы входят 8–10 газоболлонов высокого давления 10. Сжатый природный газ из баллонов поступает в подогреватель 6 (для подогрева газа используется теплота охлаждающей жидкости). В редукторе 5 давление газа снижается до 0,95–1,1 МПа, далее газ и через электромагнитный клапан-фильтр 4 он направляется в двухступенчатый редуктор низкого давления 11. Из редуктора 11 газ поступает в газовой дозатор 13, обеспечивающий подачу необходимой массы газа в диффузор смесителя 14, который расположен во впускном коллекторе дизеля за воздушным фильтром. В смесителе газ смешивается с воздухом и далее поступает в цилиндр.

Привод дроссельной заслонки газового дозатора 13 соединен с приводом рычага управления регулятором топливного насоса высокого давления (ТНВД) 16 через тягу. При осуществлении газодизельного процесса в двигателе с помощью специального механизма [7] обеспечивается постоянная запальная порция дизельного топлива независимо от положения рейки ТНВД.

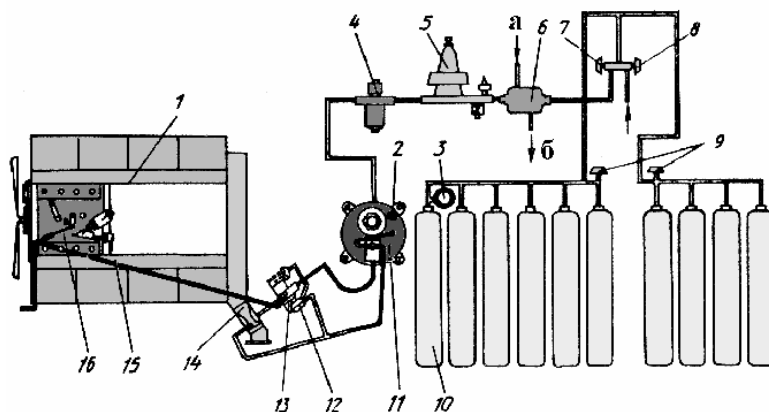


Рис. 8.1. Схема газодизельной системы питания автомобиля КамАЗ:
 1 – дизельный двигатель; 2, 4 – электромагнитные клапаны;
 3 – контрольный манометр; 5 – редуктор высокого давления;
 6 – подогреватель; 7 – расходный вентиль; 8 – вентиль для каждой группы баллонов; 9 – наполнительный вентиль; 10 – баллоны;
 11 – двухступенчатый редуктор; 13 – газовой дозатор;
 14 – смеситель; 15 – тяга; 16 – ТНВД; а – подвод жидкости из системы охлаждения; б – отвод в систему охлаждения

Пуск двигателя и его работа на режиме холостого хода осуществляется только на чистом дизельном топливе.

В связи с тем, что газодизель более сложен по сравнению с ГД с воспламенением рабочей смеси от искры, а цена дизельного топлива выше, чем цена газа, далее мы будем рассматривать только рабочий процесс чисто газового двигателя (конструктивные решения будут рассмотрены в теме 9).

8.2. Двигатели с воспламенением от искры

По теплотворной способности газы делятся на высококалорийные ($23000\text{--}380000\text{ кДж/м}^3$), среднекалорийные ($15000\text{--}23000\text{ кДж/м}^3$) и низкокалорийные ($4200\text{--}15000\text{ кДж/м}^3$). К первой группе относятся природный и нефтяной газы, содержащие большой процент метана. В среднекалорийных газах основным горючим

является водород. Это коксовый, светильный и синтезированные газы. Низкокалорийными являются доменный, колошниковый и газогенераторный газы.

Использование в ГД углеводородных высококалорийных газов наиболее целесообразно. Менее предпочтительно применение низкокалорийных газов, получаемых из твердого топлива в газогенераторах.

В табл.8.1. приведены основные физико-химические свойства углеводородных газов и паров бензина.

Таблица 8.1

Основные физико-химические свойства углеводородных газов и паров бензина

Газ	Метан CH ₄	Этан C ₂ H ₆	Пропан C ₃ H ₈	Бутан C ₄ H ₁₀	Бензин (пары) C _{8,1} H _{17,1}
Теплотворность Q , $\frac{МДж}{кг}$	45,5	47,1	45,8	45,4	43,7
μ , кг/моль	16	30	44	58	114,6
L_o , кг/кг	17,2	16,8	15,7	15,5	14,7
Плотность ρ при $t_m = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_m = 0,1013 \text{ МПа}$	0,717	1,356	2,019	2,703	5,18
Октановое число (ОЧ)	115	125	110	95	92

Из табл. 8.1 следует, что теплотворная способность низкомолекулярных газов примерно на 5% выше, чем бензина. У этих газов также выше количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива L_o . Октановое число всех газов, кроме бутана, превышает 100. Рассматриваемые газы имеют различные пределы воспламенения их смесей с воздухом по коэффициенту избытка воздуха. Пределы воспламеняемости смесей газов с воздухом приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Пределы воспламенения смеси газов с воздухом

Газ	Метан	Этан	Коксовый газ	Бензин
α_{\min}	0,75	0,4	0,3	0,6
α_{\max}	1,8	1,8	1,8	1,2

Двигатель на газе может работать при коэффициентах избытка воздуха до $\alpha = 1,8$ (а на бензине – до $\alpha_{\max} = 1,2$), поэтому в ГД можно использовать очень бедные смеси, при которых увеличивается индикаторный КПД [37].

В последнее время на автомобилях все шире применяются пропан и бутан, имеющие сравнительно высокую температуру кипения. Это позволяет хранить эти газы в жидком состоянии при небольшом давлении в резервуарах. В некоторых странах Европы до 15–20% легковых автомобилей работают на пропан-бутановых смесях. Однако эти газы, являющиеся продуктом добычи или переработки нефти, не могут заменить бензин, так как запасы их невелики. Природный газ (метан) сжижается при очень низких температурах ($-150\text{ }^{\circ}\text{C}$), поэтому на транспортных средствах применяют либо баллоны высокого давления (20 – 25 МПа) для хранения сжатого природного газа, либо криогенные резервуары для хранения сжиженного природного газа, что крайне неудобно.

Эти же сложности возникают при использовании водорода

$$\left(\rho = 0,09 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, Q = 119000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 10700 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3} \right).$$

Использование этого газа в ДВС – эта тема отдельного исследования.

В России для легковых автомобилей и грузовиков преимущественно используются пропан-бутановые смеси. Ограниченно используются грузовики, работающие на сжатом метане и имеющие 8–10 баллонов с этим газом, размещенных под кузовом.

При переводе автомобильных ДВС на газ, как правило, сохраняют в ДВС ту же степень сжатия, что и при работе на бензине. Например, в грузовиках ЗИЛ-150 степень сжатия сохранялась на

уровне $\varepsilon = 7 - 7,5$, и двигатели снабжались двойной топливной системой для подачи газа и бензина. Это связано с тем, что в России недостаточное количество газовых заправочных пунктов и необходимо обеспечить работу двигателя только на бензине, а также с требованием движения грузовиков в гаражах только на бензине (по условиям пожаробезопасности).

Большие перспективы у ГД для стационарных установок большой мощности (до 1500–2000 кВт). Здесь они могут заменить газо-турбинные двигатели (ГТД), так как имеют более высокий КПД (35–40%). ГТД такой мощности имеют КПД не выше 30%, а на частичных режимах – не выше 15–20%.

В 40-х гг. XX в. на газоперекачивающих станциях широко применялись ГД Коломенского завода, завода «Двигатель революции», а также фирм «Купер-Бессенер», «Нордберг», «Кларк», «Вортингтон» и других [29]. Эти ГД были двух- и четырехтактными и мощность их достигала 3000 кВт.

В ГД разработана два типа систем подачи газа. В автомобильных двигателях газ смешивается с воздухом перед впускным коллектором в смесителе, в который газ от газового редуктора поступает под давлением, близким к атмосферному (см. тема 9). Недостаток этой системы заключается в невозможности ее использования при газотурбинном наддуве и в двухтактных двигателях (из-за потерь газа в процессе продувки камеры сгорания).

Разработана система подачи газа через специальный управляемый клапан непосредственно в цилиндр (см. тема 9). Такая подача газа усложняет конструкцию ДВС и требует повышенного (0,25–0,3 МПа) давления газа, но она лишена недостатков предыдущей системы. По такой схеме газ в цилиндры подавался в двигателях 8ГК и 10ГК, а также в ГД фирм «Фербекке-Морзе» и «Кларк» [29].

Ввиду того, что природный газ (метан) имеет очень высокое октановое число (ОЧ) (см. табл. 8.1), степень сжатия ГД может быть выше, чем у бензиновых двигателей.

На рис. 8.2 приведена зависимость требуемого ОЧ топлива от степени сжатия для ГД без наддува. Из рис. 8.2 видно, что для ГД с диаметром цилиндра 100 мм можно применять степень сжатия $\varepsilon > 12$.

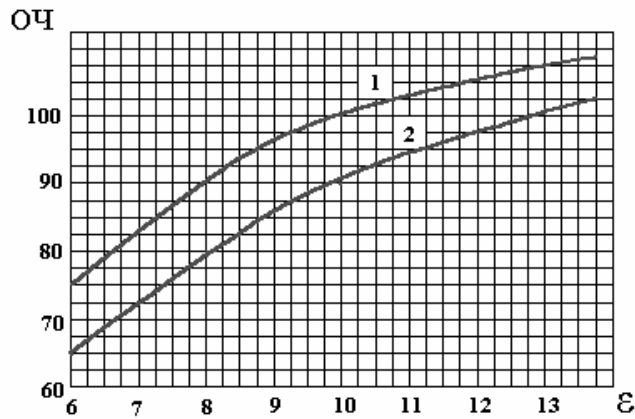


Рис. 8.2. Зависимость потребного ОЧ топлива от степени сжатия ε для двигателей с различными диаметрами цилиндров:
1 – $D = 400$ мм; 2 – $D = 100$ мм

В случае применения наддува требования к ОЧ возрастают. Опыты ЦИАМ показали, что при $\epsilon = 8$ и повышении P_k с 0,2 до 0,26 МПа октановое число должно быть увеличено с 82 до 96 (ОЧ по моторному методу). Повышение температуры смеси с 100 до 180 °С требуют повышения ОЧ с 80 до 92 единиц [32].

Ю.А. Антиповым [1] предложена формула для определения степени сжатия ГД, учитывающая диаметр цилиндра D (мм), давление наддува P_k (МПа), температуру смеси t_k °С и ОЧ топлива (моторный метод):

$$\epsilon = \frac{400}{125 + 0,02D + 0,1(t_k - 25)^{1,1} - 0,4} - 25(P_k - P_n)$$

Коэффициент избытка воздуха в ГД может быть увеличен по сравнению с бензиновыми ДВС. Это вызвано тем, что газ имеет более широкие пределы воспламеняемости смеси, чем бензин (см. табл. 8.2). В выполненных конструкциях ГД $\alpha = 1,4 - 1,5$. Расчет параметров ГД производится по тем же зависимостям, что у бензинового ДВС [32]. Главное отличие – более высокие ϵ и α .

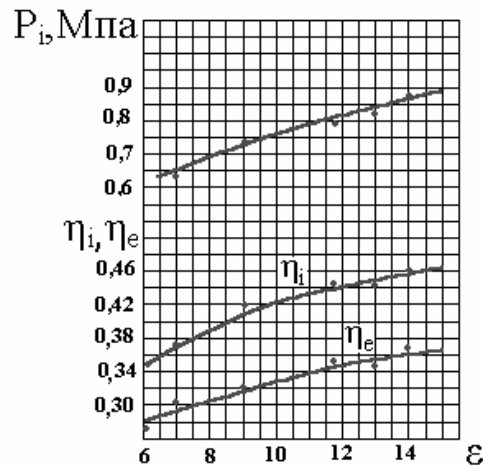


Рис. 8.3. Расчетные и экспериментальные характеристики газового двигателя 1ГЧ 18/22

На рис. 8.3 приведены расчетные и экспериментальные характеристики газового двигателя 1ГЧ 18/22 [1]. Из этих характеристик следует, что при степени сжатия $\varepsilon = 14$ эффективный КПД двигателя составляет $\eta_e = 0,36$. Эта цифра не является пределом. При использовании наддува эффективный КПД стационарного ГД может превышать 40% [4].

ТЕМА 9

ДВИГАТЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА БИОГАЗЕ И МЕТАНЕ

9.1. Основные свойства биологического и природного газов

Биогаз относится к возобновляемым источникам энергии. Для его производства можно использовать возобновляемые сырьевые ресурсы или отходы органического происхождения.

Состав биогаза зависит от способа получения. При анаэробной бактериальной деструкции органических веществ (биогаз (1), табл. 9.1) биогаз представляет собой смесь метана (50–80 % объема) и углекислого газа (15–45 %). При метановом брожении органических веществ (биогаз (2), табл. 9.1) биогаз – это смесь метана (30–70 %), углекислого газа (20–55 %) и небольших количеств паров воды (до 0,05 %), сернистого ангидрида (до 0,15 %), водорода (до 0,15 %) и азота (< 1 %) [8].

Теплотворная способность биогаза зависит от содержания в нем углекислого газа. В табл. 9.1 [8], и табл. 9.2 [7] представлены некоторые показатели различных газовых и жидких топлив.

Таблица 9.1

Данные газовых топлив

Параметр	Виды топлива		
	Биогаз (1)	Биогаз (2)	Метан
Объемная тепловая энергия (Q), МДж/м ³	15,4–33,00	30,0–33,0	33,80
Количество воздуха (L_0), необходимо для сгорания 1 кг топлива, кг/кг		3,5–10,2	17,20
Октановое число (ОЧ)		110–1115	100
Цетановое число (ЦЧ)	3–10		10

Производство биогаза в России ограничено тем, что основным сырьем для его производства является биомасса. Указанное сырье является сезонным, поэтому с учетом климатических условий России для непрерывного производства биогаза требуется обработка больших земельных площадей с целью получения этого сырья для круглогодичной выработки биогаза.

В настоящее время биогаз можно заменить природным газом, содержащим в основном метан (табл. 9.2). По мнению директора института проблем нефти и газа РАН академика А.Н. Димитриевского, запасов природного газа в России хватит более чем 420 лет.

Таблица 9.2

Физико-химические свойства природного газа и жидких топлив

Горючее	ρ , кг/м ³	L_o , кг/кг	α	ОЧ	Q , кДж/кг	ε	ЦЧ	T воспл., °С
Природный газ	0,71– 5	17,2	0,67– 1,99	110– 115	49750	14–16	10	640–680
Дизельное топливо	850	14,7	1,3–5,0	-	42500	16–22	45–55	330–380
Бензин	740	14,9	0,6–1,1	85-90	44000	8,5–10,5	8–14	270–330

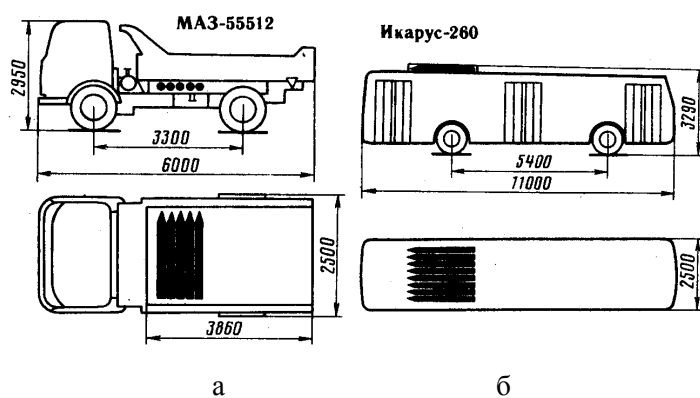
Ниже рассмотрим особенности применения природного газа в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), причем дальнейший анализ справедлив и для биогаза, поскольку последний также содержит значительное количество метана.

Состав природного газа зависит от его месторождения и включает 82–98% метана; 1–8% этана; 0,5–3% пропана и бутана; 0,5–2% пентана; 0,5–0,7% азота; 1,8% углекислоты [33].

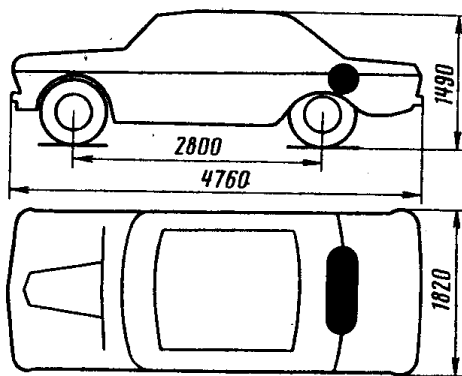
Применение природного газа (метана) в качестве топлива для ДВС может привести к существенному снижению дымности и выбросов монооксида углерода (СО) и оксидов азота (NO_x) с отработавшими газами (ОГ) [33]. Кроме того, метан обладает высокой детонационной стойкостью, что исключает необходимость добавления в него токсичных антидетонаторов для увеличения октанового числа бензинов (табл. 9.2). Таким образом, применение природного газа в качестве энергоносителя в транспортных установ-

ках способствует снижению вредных выбросов, загрязняющих атмосферу.

Хранение природного газа на легковых и грузовых автомобилях (рис. 9.1) осуществляется в специальных баллонах в компримированном или в сжиженном состояниях.



ГАЗ-24-17



в

Рис. 9.1. Размещение баллонов компримированного природного газа на транспортном средстве

В первом случае используются стандартные 50-литровые или 80-литровые баллоны, где природный газ содержится под давлением 20 МПа. Масса каждого баллона из легированной стали составляет 62,5 кг и более [7]. Указанное давление позволяет, например, разместить в 50-литровом баллоне 7 кг метана. В противном случае масса метана в баллонах при атмосферных условиях (0,1013 МПа, 15 °С) была бы очень низкая, так как плотность природного газа $\rho = 0,75 \text{ кг/м}^3$ в 120 раз меньше, чем у дизельного топлива, и 100 раз меньше, чем у бензина.

Для получения требуемого запаса хода автомобилей необходимо на грузовиках установить от 7 до 10 баллонов, а на легковых автомобилях (такси) – 3 баллона [41]. Из-за большой массы баллонов для хранения метана грузоподъемность транспортных установок снижается на 9–14 % [33] и более. Для устранения этого недостатка целесообразно изготавливать баллоны из легких и прочных полимерных материалов.

При хранении природного газа в 50-литровых или 80-литровых баллонах в сжиженном состоянии энергоемкость можно увеличить в три раза, по сравнению со сжатым газом, находящимся под давлением 20 МПа. Это обстоятельство позволяет устранить главный недостаток транспортных установок, работающих на метане – ограниченный запас хода автомобиля на одной заправке по сравнению с жидкими нефтяными топливами. Вместе с тем для перевода природного газа в жидкое состояние требуется его глубокое охлаждение до температуры -162 °С и хранение в теплоизолированных (криогенных) емкостях под давлением 0,1 МПа. Такой способ хранения газа более сложен и требует особых мер предосторожности. Кроме того, при хранении и транспортировке сжиженного природного газа неизбежны его потери вследствие испарения. В отдельных случаях эти потери могут достигать 7,2–7,5 % в сутки [8].

В настоящее время использование сжиженного природного газа на транспорте осложняется его высокой стоимостью и более сложным хранением по сравнению с компримированным природным газом.

Температура воспламенения ($T_{\text{вос}}$) метана (650–700 °С) практически два раза больше, чем у дизельного топлива и бензина (см. табл. 9.2). По этой причине к свечам и всей системе зажигания

предъявляют повышенные требования. Необходимо использование более сложных систем зажигания вплоть до применения лазерного зажигания.

9.2. Методы и системы зажигания сжатого природного газа

Возможные методы и системы зажигания компримированного природного газа представлены на рис. 9.2.

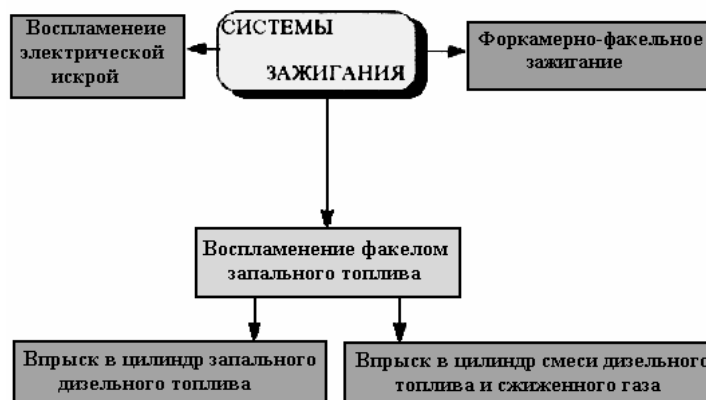


Рис. 9.2. Возможные методы и средства организации зажигания.

Воспламенение природного газа запальной порцией нефтяного топлива (дизельного), составляющей 15–20% суммарного расхода топлива, позволит двигателю работать по газодизельному циклу. При этом природный газ вместе с воздухом поступает в цилиндры через впускные клапаны, а запальная доза дизельного топлива впрыскивается в конце такта сжатия. Такой процесс обеспечивает более высокую экономичность газового двигателя по сравнению с бензиновыми двигателями. В данной теме указанный процесс не рассматривается, поскольку желательна полная замена энергоносителей нефтяного происхождения другими альтернативными видами энергии.

Наиболее распространенным в газовых двигателях является зажигание от электрической искры. Это позволяет осуществить чисто газовый процесс с работой по циклу Отто.

В настоящее время создание газовых двигателей, работающих по чисто газовому процессу, осуществляется на базе бензиновых двигателей с искровым зажиганием. Высокое октановое число метана (110–115) позволяет повысить в этих двигателях степень сжатия на 20–25%. Кроме того, более широкие пределы воспламеняемости метана (см. табл. 9.2) позволяют обеспечить работу двигателя на газоздушных смесях с повышенным коэффициентом избытка воздуха ($\alpha = 1,7–1,8$), что улучшает топливную экономичность [8], снижает выбросы CO и других токсических компонентов ОГ.

Для осуществления рабочего процесса в бензиновых двигателях при применении компримированного природного газа необходимо устанавливать специализированную систему питания, куда входят баллоны для хранения горючего под высоким давлением, газовые редукторы, электромагнитный клапан и газоздушный смеситель.

Для снижения эмиссии токсичных компонентов ОГ и улучшения экономических показателей двигателей, работающих на метане, желательно повысить значения α выше 1,7–1,8. Однако работа бензиновых двигателей с такими α может привести к неустойчивой работе двигателя, особенно на режимах частичных нагрузок. В связи с этим несмотря на преимущества применения природного газа в бензиновых двигателях, его сжигание в дизелях при высоких ϵ и больших α более эффективно.

При применении природного газа в дизелях возникают проблемы, связанные с его воспламенением, так как температура в конце сжатия (500–780 °C) недостаточна для самовоспламенения смеси метана и воздуха. По этой причине для обеспечения надежного воспламенения горючей смеси в дизелях устанавливают системы зажигания. Для воспламенения смеси используется форкамерно-факельное зажигание или воспламенение осуществляется электрической искрой в разделенной или полуразделенной камерах сгорания.

Форкамерно-факельное зажигание. Газовые двигатели с форкамерно-факельным зажиганием, как правило, создаются на

базе выпускаемых дизелей с целью максимальной унификации их деталей и узлов.

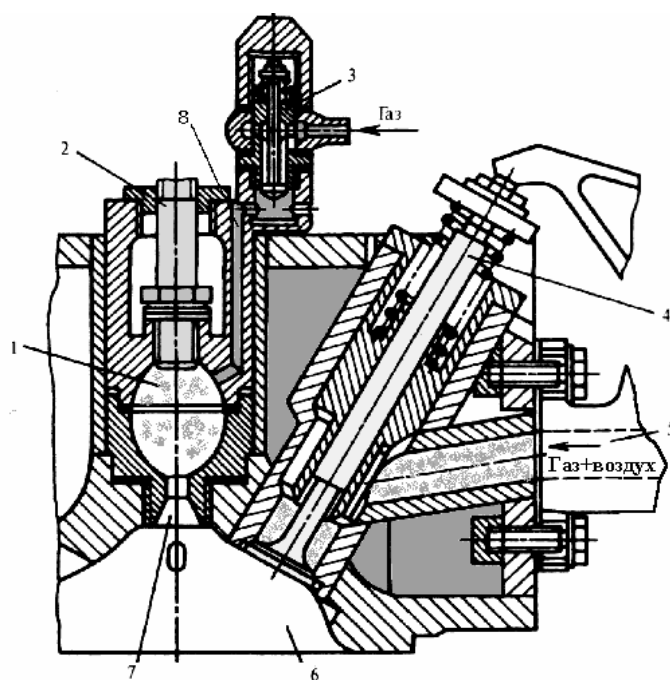


Рис. 9.3. Головка цилиндра двухтактного газового двигателя 1 ГД 19/28 с форкамерно-факельным зажиганием:
1 – Форкамера; 2 – свеча зажигания; 3 – автоматический газовый клапан;
4 – впускной канал; 5 – впускной коллектор;
6 – основная камера сгорания; 7 – сопло; 8 – канал.

На рис. 9.3 представлена конструкция головки газового двигателя. Корпус форкамеры 1 со свечей зажигания 2 устанавливается вместо форсунки (в существующих конструкциях объем форкамеры составляет 3—7% объема основной камеры сгорания). Основная часть газозвушной смеси подается из впускного коллектора 5 через впускной клапан 4 в основную камеру 6 двигателя. Небольшая часть метана через автоматический клапан 3 по каналу

8 направляется в форкамеру 1 и поступает в нее вблизи электрода свечи зажигания, что облегчает воспламенение смеси. Такой подвод газа также способствует охлаждению электрода свечи в целях устранения преждевременного воспламенения и детонации. Поступивший в форкамеру газ воспламеняется от свечи зажигания. Возникшее пламя с большой скоростью выбрасывается в виде факела через сопло 7 предкамеры в основную камеру и поджигает поступившую в цилиндр газоздушную смесь (рис. 9.4). Факел является многоочаговым источником воспламенения и способствует быстрому сгоранию в надпоршневом пространстве обедненных смесей с $\alpha > 3$ [8].

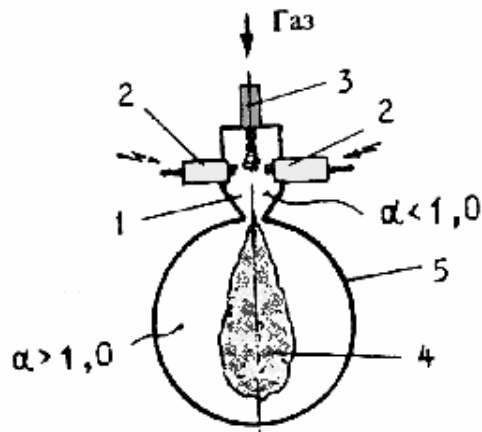


Рис. 9.4. Принципиальная схема форкамерно-факельного зажигания:
 1 – форкамера; 2 – свеча зажигания; 3 – газовый клапан;
 4 – факел; 5 – цилиндр двигателя.

Несмотря на приемлемые экономические и экологические показатели газовых двигателей с форкамерно-факельным зажиганием при работе на метане, они не нашли широкого применения из-за достаточно сложной системы регулирования подачи газа, обеспечивающей оптимальный α в форкамере и основной камере в широких диапазонах скоростных и нагрузочных режимов.

Более распространенной является организация рабочего процесса газового двигателя с воспламенением от электрической искры.

Воспламенение от электрической искры. Дизели могут быть конвертированы в газовые двигатели с электрической свечой без существенного изменения конструкции. При этом вместо форсунки в головке двигателя устанавливается свеча зажигания, а во впускном коллекторе – газоздушный смеситель. В таком газовом двигателе отличительные особенности имеют лишь головка цилиндров (вместо отверстия под форсунку выполняется отверстие под свечу) и поршень (форма камеры сгорания газового двигателя приближается к сферической с целью снижения ϵ). Кроме того, проводится некоторые изменения в конструкции дизеля, связанные с установкой системы зажигания.

9.3. Различные способы подачи природного газа

Подача природного газа в камеру сгорания осуществляется несколькими способами:

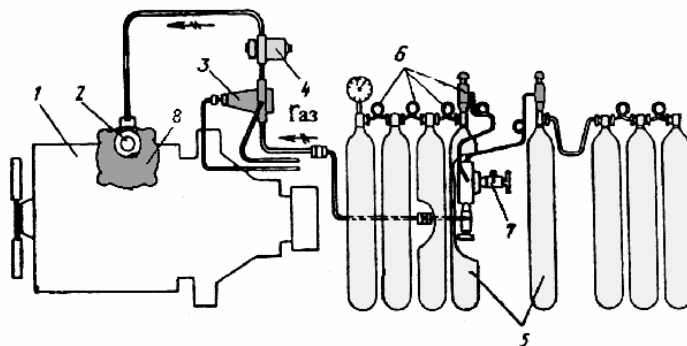


Рис. 9.5. Принципиальная схема газовой топливной системы при использовании компримированного природного газа:
1 – ДВС; 2 – редуктор низкого давления; 3 – редуктор высокого давления;
4 – фильтр с электромагнитным клапаном; 5 – газовые баллоны;
6 – вентили с соединительными трубопроводами высокого давления;
7 – вентиль для заправки; 8 – смеситель.

I способ. Компримированный природный газ подается от последовательно соединенных баллонов 5 (рис. 9.5) задней и передней секции, которые через вентили 6 соединены с трубопроводом высокого давления. Перед подачей в двигатель компримированный природный газ проходит через редуктор высокого давления 3, который снижает давление до 1,2 МПа. Далее газ через фильтр 4 с электромагнитным клапаном по трубе поступает к редуктору 2 низкого давления, который поддерживает давление на уровне атмосферного. Затем газ подводится к газоздушному смесителю 8, из которого он поступает в цилиндры двигателя. Заправка баллонов газом осуществляется с помощью вентиля 7.

Газовый фильтр с электромагнитным клапаном. Конструктивно газовый фильтр объединен в один узел с предохранительным электромагнитным запорным клапаном, который перекрывает подачу газа в редуктор высокого давления при выключении зажигания. Электромагнитный клапан одновременно служит для герметичного отключения газовой магистрали в аварийной ситуации.

Для приготовления газоздушной смеси нужны **смесители**. Они могут быть общими для всех цилиндров [21] или индивидуальными для каждого цилиндра.

В данном пособии рассматриваются индивидуальные смесители, поскольку установка общего смесителя во впускной коллектор может привести к обратным вспышкам при бедной смеси, а также повысить сопротивление на впуске потока газоздушной смеси, что приводит к увеличению удельного эффективного расхода природного газа. Кроме того, использование индивидуальных смесителей позволит применить наддув с целью увеличения литровой мощности двигателя.

Наддув увеличивает давление на впуске и улучшает отчистку цилиндра, но при этом могут возрасти потери горючей смеси во время продувки.

Для устранения этого недостатка лучше использовать смесители со специальным клапаном на впускном коллекторе (рис. 9.6) или клапан-смеситель с газовым золотником (рис. 9.7).

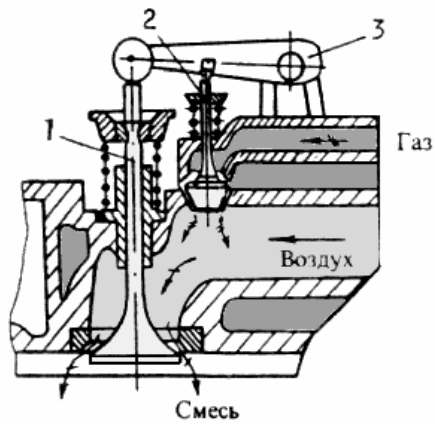


Рис. 9.6. Смесительное устройство с газовым клапаном:
1 – впускной клапан; 2 – газовый клапан; 3 – механизм привода клапана

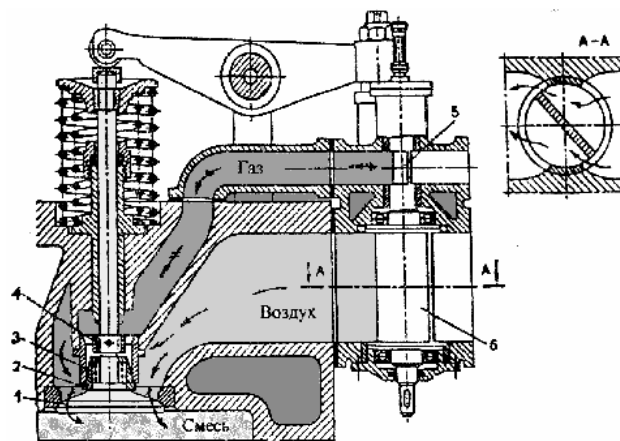


Рис. 9.7. Клапан-смеситель с золотником:
1 – впускной клапан; 2 – газовый клапан; 3 – пружина;
4 – упорная втулка; 5 – ось золотника; 6 – золотник

В системе подачи газа, показанной на рис. 9.7, смешивание воздуха и метана происходит в клапане-смесителе над тарелкой впускного клапана 1, который проводится в действие обычным

механизмом газораспределения. На стержень клапана посажен газовый клапан 2, отжимаемый вверх пружиной 3 и перекрывающий вход газа. Когда впускной клапан начинает открываться, в цилиндр двигателя подается только воздух. Затем упорное кольцо открывает газовый клапан.

В этой схеме за счет более ранней подачи воздуха можно осуществить продувку цилиндра без потери газа.

II способ: для сжиженного природного газа требуется аппаратура для регазификации. Для питания двигателя этим газом используются такие же элементы, как и при использовании компримированного природного газа.

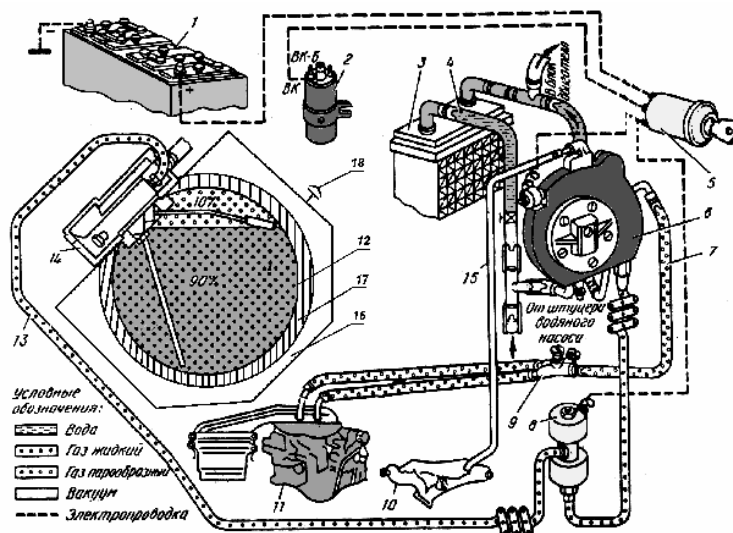


Рис. 9.8. Принципиальная схема газовой топливной системы при применении сжиженного природного газа:

- 1 – аккумулятор; 2 – катушка зажигания; 3 – радиатор-отопитель; 4 – шланг подачи жидкости; 5 – замок зажигания; 6 – двухступенчатый редуктор-испаритель; 7 – шланг низкого давления; 8 – газовый фильтр с электромагнитным клапаном; 9 – тройник-дозатор; 10 – коллектор двигателя; 11 – газоздушный смеситель; 12 – внутренний сосуд для сжиженного природного газа; 13 – гибкий газопровод высокого давления; 14 – блок запорно-предохранительной аппаратуры; 15 – вакуумный шланг; 16 – вакуумная полость баллона; 17 – многослойная экранная изоляция; 18 – предохранительный клапан мембранной типа.

Для подачи сжиженного природного газа в двигатель предусматривается установка криогенного топливного баллона 12 (рис. 9.8) [2] с заправочной, расходной и контрольно-предохранительной аппаратурой, а также испарителя, обогреваемого жидкостью системы охлаждения или ОГ.

При работе двигателя сжиженный природный газ под давлением 1,2 МПа проходит через газовый фильтр с электромагнитным клапаном 8 в испаритель 6, откуда в газовой фазе подается в двухступенчатый редуктор 6. В первой ступени редуктора давление газа понижается примерно до 0,15 МПа, во второй ступени – примерно до атмосферного. Далее под действием разрежения во впускной системе работающего двигателя, газ поступает в газоздушный смеситель 11, откуда в виде однородной топливовоздушной смеси подается в цилиндр двигателя.

ТЕМА 10

ДВИГАТЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ЭТИЛОВОМ СПИРТЕ

С учетом физико-химических свойств этанола его использование в качестве топлива наиболее целесообразно в двигателях с искровым зажиганием (табл. 11.1).

Плотность этанола практически не отличается от плотности бензина, однако его вязкость на 2,5 раза больше. Это осложняет прокачивание спирта в системе топливоподачи двигателя при низких температурах окружающей среды. По этой причине необходимо устанавливать специальное дозирующее устройство с электроподогревом (рис. 10.1), а также подогревать впускной коллектор или непосредственно спирто-воздушную смесь. С целью облегчения запуска давления и подачи топлива. Эта смесь должна иметь температуру не ниже 25 °С [48]. Кроме того, необходимо повысить пропускную способность жиклеров карбюратора, если использовать его как дозирующее устройство. После прогрева двигателя электроподогреватель отключается и подогрев горючей смеси осуществляется за счет ОГ или охлаждающей жидкости.

Массовая теплота сгорания этанола примерно в 2 раза меньше, чем у дизельных топлив (табл. 11.1), потому для повышения запаса хода автомобилей и улучшения их энергетических показателей, необходимо увеличить объем бака и расход топлива, примерно вдвое. Необходимо отметить, что на теплоту сгорания этанола влияет содержание в нем воды. При содержании воды в топливе в количестве 10% теплота сгорания спирта снижается на 10% и повышаются плотность, температура кипения и кристаллизации спирта [41].

Поскольку детонационная стойкость этилового спирта выше, чем у бензина, в среднем на 15%, возможно увеличение степени сжатия до $\varepsilon = 12-14$. Таким образом, возможна частичная компенсация пониженной теплоты сгорания спирта и уменьшение удельного расхода топлива.

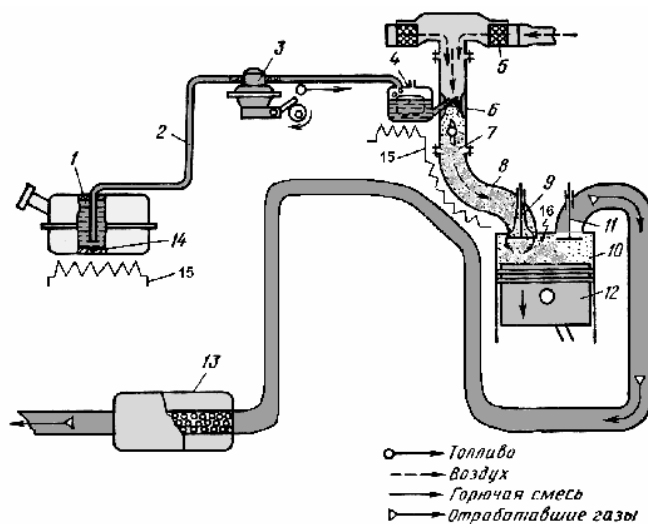


Рис. 10.1. Принципиальная схема питания двигателя этиловым спиртом:
 1 – топливный бак; 2 – топливопровод; 3 – топливный насос;
 4 – поплавковая камера; 5 – воздухоочиститель; 6 – распылитель;
 7 – смесительная камера; 8 – впускной трубопровод; 9 – впускной клапан;
 10 – камера сгорания; 11 – выпускной клапан; 12 – поршень;
 13 – глушитель; 14 – фильтр заборной трубки топлива из бака;
 15 – электронагреватель; 16 – свеча зажигания

По указанной причине возможно переоборудование выпускаемых дизелей в двигатели системой с искровым зажиганием. Для работы этих двигателей по циклу Отто вместо форсунки устанавливается свеча зажигания, а на впуске – дозирующее устройство. Сочетание высокой степени сжатия указанных двигателей (16–18) и свечи зажигания обеспечивает воспламеняемость чистого этилового спирта в нужный момент по углу поворота коленчатого вала.

Применение чистого этилового спирта в двигателях с воспламенением от сжатия осложняется повышенной теплотой испарения этанола, которая примерно в 4 раза больше, чем у дизельного топлива, и в 3 раза больше, чем у бензина. Высокая теплота испарения этанола и низкая температура кипения приводит к чрез-

мерному охлаждению воздушного заряда при испарении спирта, снижению температуры в цилиндре (рис. 10.2) и увеличению коэффициента наполнения. Кроме того, воспламеняемость этанола ухудшается из-за его низкого цетанового числа и высоких температур самовоспламенения этого топлива (426 °С) [8].

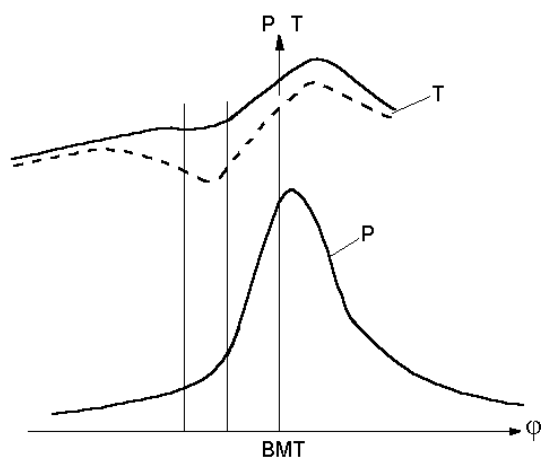


Рис. 10.2. Изменение температуры и давления в цилиндре:
 ----- этиловый спирт; _____ дизельное топливо.

Для обеспечения надежного воспламенения чистого этилового спирта в дизелях фирма MAN использовала увеличение степени сжатия до $\varepsilon = 25$ [49]. Однако такое увеличение ε приводит к сильному возрастанию нагрузок в кривошипно-шатунном механизме.

Кроме того, из-за низкой вязкости спирта и его высокой гигроскопичности (способности поглощать влагу из окружающего воздуха) увеличивается износ в прецизионных парах топливного насоса высокого давления и в форсунках дизелей.

При использовании чистого этанола в ДВС увеличивается и износ деталей цилиндра-поршневой группы. Наибольшему износу подвергается недостаточно смазываемая верхняя часть цилиндра (рис. 10.3а), что происходит вследствие:

- выдавливания смазки из-под первого поршневого кольца газами, проникающими между кольцом и канавкой поршня (рис. 10.3б);
- смывания смазки с зеркала цилиндра неиспарившимся спиртом и выгорания смазки внутри цилиндра двигателя;
- ухудшения смазки из-за образования на трущихся поверхностях спирто- масляной эмульсии;
- взаимодействия спиртов с присадками масла, снижающего смазывающие свойства масла.

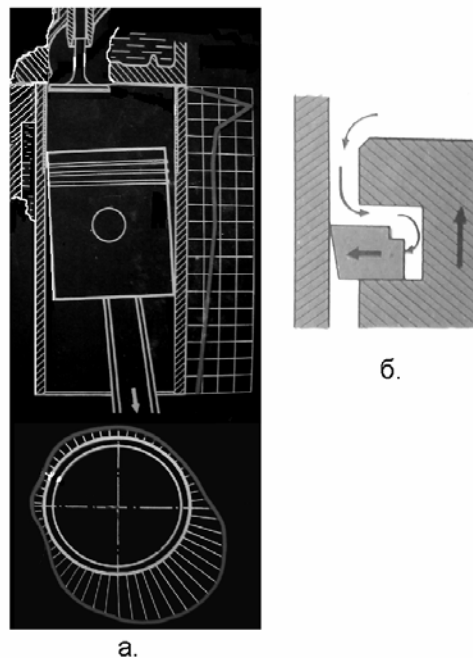


Рис. 10.3. Износ цилиндра двигателя:
а – износ цилиндра; б – действие компрессионного кольца

Выдавливание смазки способствует потере несущей способности масляного слоя в связи с резким уменьшением клинового эффекта при понижении скорости поршня у ВМТ и прижатия

поршня к стенке цилиндра под воздействием боковой силы N (рис. 10.4).

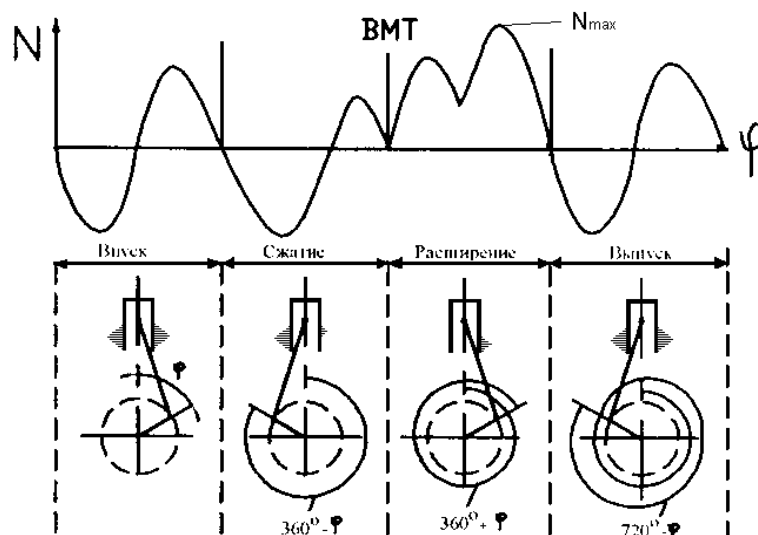


Рис. 10.4. Перекладка поршня

Из рис. 10.3а видно, что максимальный износ зеркала цилиндра возникает в области первого компрессионного кольца при положении поршня в ВМТ.

При смывании и выгорании смазки износ цилиндра резко возрастает вследствие коррозионного воздействия кислот, которые образуются внутри цилиндра при сгорании смеси в результате взаимодействия выделяющегося при этом водяного пара с продуктами сгорания.

При температуре стенок цилиндров ниже 90°C увеличивается концентрация несгоревшего этилового спирта, водяных паров и кислот в цилиндрах двигателя, условия смазки ухудшаются и защитный слой ее на зеркале цилиндров легко смывается.

По этим причинам, наибольшие коррозионные износы цилиндров, характеризующиеся разрушением поверхностных слоев металла под воздействием химических и электрохимических про-

цессов, имеют место при пусках холодного двигателя, работе переохлажденного двигателя, работе двигателя на холостом ходу и переменных режимах, при частых остановках и последующих пусках двигателя.

Следует также отметить, что этиловый спирт является кислородсодержащим соединением. Именно это обстоятельство вызывает коррозию цветных металлов (в частности, алюминиевых сплавов), резины, цинковых и магниевых сплавов, лакокрасочных покрытий [8]. В связи с этим при применении чистого этанола требуется частичное изменение конструкции ДВС. Например, вместо резин используется различные каучуки, покрытия баков слоем олова заменяют на пластмассовые [41].

Для полного сгорания 1 кг этилового спирта в ДВС требуется примерно 1,5 раза меньшее количества воздуха, чем при сжигании того же количества жидких традиционных нефтяных топлив. Несмотря на меньшее необходимое количество воздуха, горение спирта в ДВС протекает устойчиво при $\alpha = 1,3-1,4$. Это связано тем, что при высоких температурах сгорания происходит диссоциация молекул этилового спирта (C_2H_5OH) и образуются два радикала ($C_2H_5^+ + OH$), которые облегчают начало цепной реакции горения и активизируют весь процесс окисления топлива [41]. Данное обстоятельство позволяет снизить расход топлива, компенсировать в какой-то степени пониженную теплоту сгорания спирта и уменьшить содержание токсических компонентов и дымность отработавших газов.

Количество NO_x уменьшается вследствие пониженной температуры в камере сгорания из-за повышенной теплоты парообразования спирта.

Понижение дымности связано тем, что в молекуле этанола содержится значительное количество кислорода, которое обеспечивает полное сгорание топлива. Кроме того, пониженная температура камеры сгорания тормозит разложение топлива с выделением углерода.

Содержание CO и CH в двигателях с искровым зажиганием уменьшается, особенно при $\alpha > 1$ [41].

ТЕМА 11

ДИЗЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ

Применение рапсового масла (РМ) в качестве топлива для дизелей вызывает ряд проблем с организацией рабочего процесса. Однако их решение не столь затруднено, как в случае с предыдущими топливами, так как физико-химические свойства РМ в меньшей степени отличаются от свойств стандартного дизельного топлива (ДТ). Например, теплота сгорания РМ меньше теплоты сгорания ДТ всего на 7–10% из-за наличия в молекуле РМ большого количества кислорода, ЦЧ ниже на 5–7 единицы, температура самовоспламенения примерно на 50 °С больше, чем у ДТ, поэтому РМ и другие растительные масла могут применяться в качестве топлива для двигателей с воспламенением от сжатия. Тем не менее РМ как топливу присущи следующие недостатки.

11.1. Физические свойства рапсового масла

Вязкость рапсового масла при нормальных температурных условиях (20 °С) в 15 раз больше, чем у стандартного ДТ. Значительное увеличение вязкости способствует возрастанию гидравлического сопротивления в системе подачи топлива, что при прочих равных условиях ведет к уменьшению ее производительности по сравнению с работой дизеля на ДТ. К тому же в процессе нагнетания высоковязкостного топлива по трубопроводу высокого давления к распылителю из-за повышенного сопротивления увеличивается нагрузка на привод топливного насоса высокого давления (ТНВД). Следовательно, снижается надежность и долговечность деталей ТНВД.

В табл. 11.1 представлены физико-химические свойства топливов.

Таблица 11.1

**Физико-химические свойства дизельного, этилового спирта
и рапсового масла**

Показатели	Дизельное топливо	Спирт (этанол)	Рапсовое масло (РМ)
Цетановое число	45	8	36
Плотность, кг/м ³	828	790	915
Низшая теплота сгорания, МДж/кг.	42,5	26,78	37,3
Вязкость, при 20 °С мм ² /с	3,8	1,76	75
Содержание по массе С: Н:О, %	86:14:0	52:13:35	77:10:11
Содержание серы, %	0,20	—	0,002
Содержание воды, %	—	—	0,07
Зольность, не более, %	0,01	—	0,01
Содержание фосфора, %	—	—	94
Кислотность, мг КОН/100 мл топлива	5	—	4,86
Моющие свойства, мгКОН/г	—	—	184
Йодное число, г I ₂ /100 мл топлива	6	—	103
Поверхностное натяжение, при 20 °С, мН/м	27,1	21,6	33,2
Температура помутнения, °С	-25	—	-9
Температура застывания, °С	-35	—	-20
Темпер.самовоспламенения, °С	250	423	320
Темпер. фильтруемости, °С	0	—	+15
Давление насыщенных паров, при 0,1 МПа и 20 °С, кПа	<0,001	5,7	—
Температура кипения, °С	180-325	78,4	—
Теплота испарения при температуре кипения, кДж/кг	250	818	—
Количество воздуха, необходимо для сгорания 1 кг топлива, кг/кг	14,4	9	12,3
Коэффициент сжимаемости при 20 °С и 0,1МПа, 1/МПа	$86 \cdot 10^{-11}$	—	$79 \cdot 10^{-11}$
Коксуемость 10%-ного остатка, % по массе	0,2	—	0,4

Кроме того, с повышением вязкости топлива качество распыления ухудшается – увеличивается средний диаметр капель [22]. Капли получаются крупными и тяжелыми, вследствие чего увеличивается дальность факела, угол конуса факела уменьшается, что нежелательно для малоразмерных дизелей с от-

носителем малым объемом камеры сгорания (КС). В результате попадания и оседания большого количества капель на относительно холодных стенках КС уменьшается доля объемного смесеобразования, замедляется испарение капель, что увеличивает период задержки воспламенения [42].

Проблемы, связанные с высокой вязкостью чистого РМ, могут быть решены при подогреве топлива с 20 °С до 95 °С. Таким образом, вязкость снижается с 75 мм²/с до 10 мм²/с (рис. 11.1) [5]. Кроме того, при нагреве снижаются плотность и поверхностное натяжение РМ.

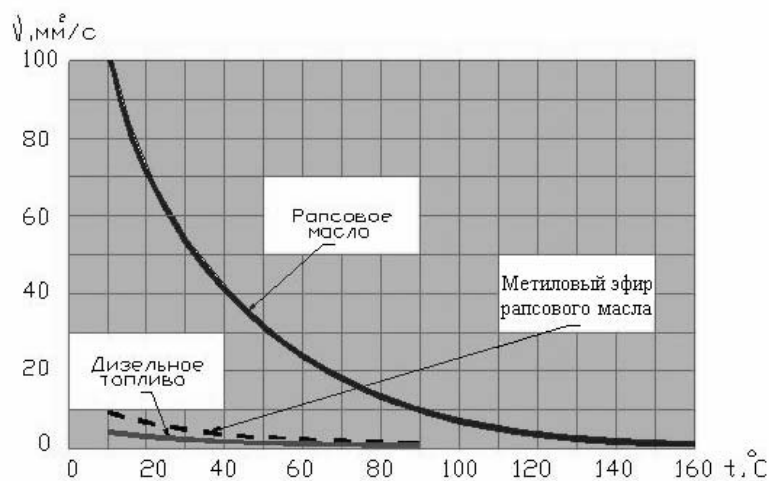
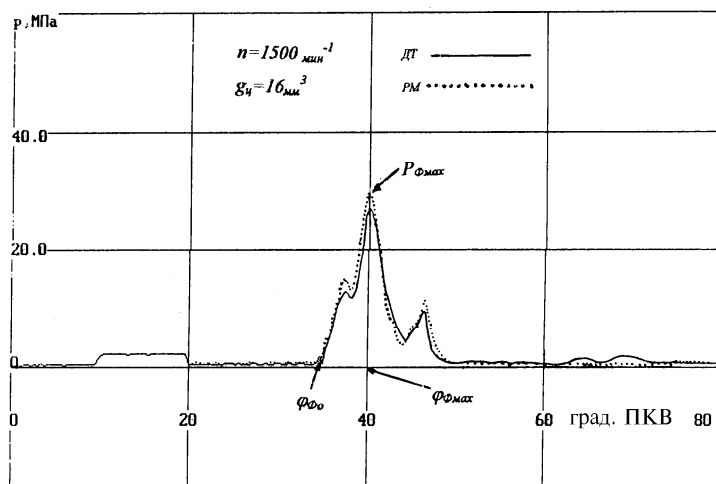
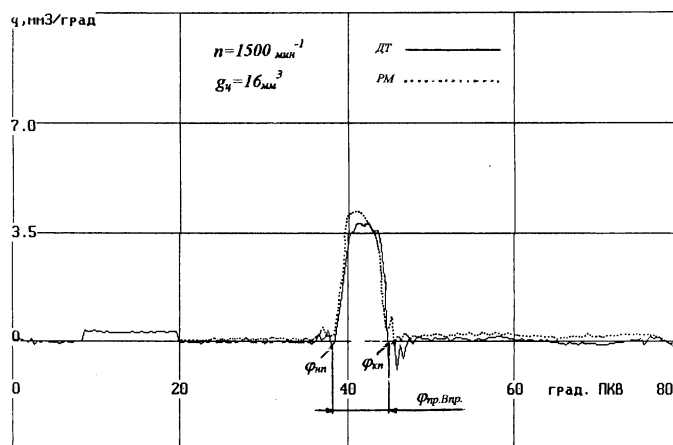


Рис. 11.1. Зависимость вязкости от температуры

Значение коэффициента поверхностного натяжения для неочищенного РМ позволяет судить о характере распада топливной струи на отдельные капли и их отрыва от поверхности КС. Значения коэффициента поверхностного натяжения РМ и ДТ незначительно отличаются друг от друга (разница не превышает 15%), поэтому оно не может существенно влиять на протекание рабочего процесса.



а.



б

Рис. 11.2. Индицирование топливоподачи дизеля МД-6:
 а – изменение давление у штуцера форсунки; б – закон топливоподачи,
 град. ПКВ – градус поворота кулачкового вала, $g_{ц}$ – цикловая подача,
 n – номинальная частота вращения кулачкового вала

Известно, что вязкость топлива влияет на объемную цикловую подачу ($V_{ц}$). По мере увеличения вязкости утечки топлива через зазоры плунжерных пар топливного насоса высокого давления уменьшаются, а $V_{ц}$ растет. При одинаковой объемной цикловой подаче топлива его массовый расход у РМ будет выше, чем на ДТ из-за повышенной плотности РМ (примерно на 10%). За счет того что коэффициент сжимаемости РМ ниже коэффициента сжимаемости ДТ на 8%, можно ожидать лишь незначительное увеличение цикловой подачи РМ. С уменьшением коэффициента сжимаемости уменьшается время запаздывания подачи и увеличивается максимальное давление впрыскивания (у штуцера форсунки – на 2–5 МПа) [6].

Несмотря на указанные отличия физических свойств РМ от физических свойств ДТ, в работах [6] по исследованию действия ТНВД двигателей МД-6, Д-21 и Д-242, работающих на этих топливах, показано, что разница в параметрах топливоподачи не существенна (рис. 11.2). Это относится к углу начала ($\varphi_{нп}$) и окончания ($\varphi_{кп}$) впрыскивания, продолжительности подачи ($\varphi_{пр\ впр}$), углу начала нарастания давления ($\varphi_{ф0}$), углу достижения максимального давления впрыскивания у штуцера форсунки ($\varphi_{фmax}$), максимальному давлению впрыскивания (P_{max}). Можно предположить, что различия в показателях рабочего процесса связаны не с изменением параметров топливоподачи, а с особенностями процессов испарения, смесеобразования и сгорания РМ.

11.2. Химические свойства рапсового масла

Низшая теплота сгорания у РМ ниже на 7–10%, чем у ДТ. Это связано с тем, что содержание кислорода в молекуле РМ на 11% больше, а содержание углерода и водорода соответственно, на 12% и 7% меньше (см. табл. 11.1). Наличие кислорода в молекулах РМ приводит к уменьшению на 17% теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива (с 14,4 кг при использовании ДТ до 12,3 кг при использовании РМ), поэтому требуется увеличивать цикловую подачу РМ (при обеспечении требуемых значений α) и компенсировать снижение мощности, возникающее за счет меньшей теплотворной способности этого топлива [30].

Из-за пониженного ЦЧ у РМ увеличивается период задержки воспламенения. За этот период увеличивается количество испаряемого и подготовленного к сгоранию топлива, что приводит к нежелательному повышению скорости нарастания давления и жесткости рабочего процесса. В результате увеличиваются нагрузки в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), что приводит к увеличению шумности работы двигателя. Подобный характер выгорания топлива, как правило, сопровождается увеличением выбросов NOx с ОГ [43].

Однако в соответствии с кривыми разгонки различных топлив (рис. 11.3) количество РМ, которое испаряется при одной и той же температуре, будет меньше относительно количества ДТ. Поэтому однозначно судить о том, станет ли рабочий процесс более жестким при работе дизеля на РМ, затруднительно.

Известно, что на жесткость рабочего процесса влияет время предпламенных реакций с образованием активных частиц и радикалов, которые определяют условную энергию активации.

Отсутствие данных по энергии активации для РМ и информации об условиях определения энергии активации для ДТ может привести к противоречивым выводам. В связи с этим возникает необходимость проведения специальных исследований в этом направлении.

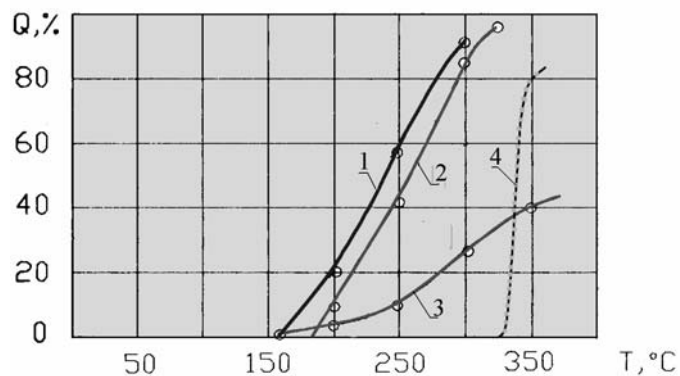


Рис. 11.3. Количество перегоняемого топлива
 1 – дизельное топливо (зимнее); 2 – дизельное топливо (летнее);
 3 – рапсовое масло (РМ); 4 – метилвый эфир РМ

По химическому составу растительные масла, и в частности РМ, на 95–97% состоят из триацилглицеринов – органических соединений [8], имеющих ценную структуру и значительную молекулярную массу. Таким образом, РМ имеет повышенную молекулярную массу и увеличенную длину углеводородной цепи по сравнению с ДТ, что является основной причиной отличий в их химических свойствах.

Триацилглицерины представляют собой молекулы различных жирных кислот, соединенные с молекулой глицерина [8], причем состав жирных кислот, содержащихся в РМ, зависит от ряда факторов, в том числе от свойств почвы, на которой растет рапс.

Относительно высокое содержание смолистых веществ в РМ связано с наличием в нем непредельных углеводородов. Об этом свидетельствует большое йодное число РМ, составляющее 103 г $I_2/100$ мл, а для ДТ – 6 г $I_2/100$ мл. Йодное число характеризует углеводородный состав топлива и представляет собой количество йода, в определенных условиях реагирующее с топливом. Смолистые вещества в РМ образуются вследствие контакта непредельных углеводородов с кислородом воздуха, особенно при длительном хранении РМ.

В эксплуатационных условиях присутствие в РМ смол приводит к образованию отложений нагара на распылителях форсунок и деталях камеры сгорания через 100–200 часов работы дизеля [8]. В результате этого может происходить закоксовывание отверстий распылителей и компрессионных колец, потеря герметичности клапанов и т.д. Все это приводит к ухудшению процесса смесеобразования, повышению дымности, снижению экономичности, мощности и работоспособности двигателя. Кроме того, в неочищенном РМ в большем количестве, чем в ДТ, содержатся вода и механические примеси. Это обуславливает необходимость отстаивания и тщательной очистки масла перед применением.

Таким образом, серьезным препятствием в использовании чистого РМ в качестве топлива в дизелях с непосредственным впрыскиванием являются ухудшенные характеристики воспламеняемости, повышенная вязкость и склонность к нагарообразованию.

11.3. Организация рабочего процесса дизеля при его работе на рапсовом масле

Применение «чистого» РМ в качестве топлива для малоразмерных высокооборотных дизелей с непосредственным впрыскиванием, которые находят более широкое применение, существенно усложняется, так как они имеют более высокие скорости нарастания давления в фазе быстрого сгорания ($dP/d\varphi = 0,6-1,2$ МПа/град) и более высокие значения давления сгорания ($P_z = 8-12$ МПа) [17] по сравнению с двигателями с разделенной камерой сгорания. Кроме того, дизели с непосредственным впрыскиванием более чувствительны к сорту топлива.

Повышенная частота вращения коленчатого вала сокращает время рабочего цикла, что приводит к необходимости уменьшения времени впрыскивания. В этих условиях для обеспечения определенной цикловой подачи топлива необходимо увеличивать объемную скорость подачи топлива в КС за счет увеличения диаметра плунжера или его хода, что приводит к росту динамического фактора [44].

Таким образом, повышенный динамический фактор у этих дизелей при более низком ЦЧ рапсового масла, чем у ДТ, приводит к существенному увеличению жесткости рабочего процесса двигателя.

Как показал многолетний опыт эксплуатации дизелей, от жесткости рабочего процесса зависят износ основных деталей двигателя, уровни шума и вибрации, содержание токсических компонентов и дымность ОГ.

С увеличением $dP/d\varphi$ и P_z растут термические и механические напряжения в дизеле.

Теплонапряженность у дизелей с воздушным охлаждением с непосредственным впрыскиванием выше, чем у дизелей с жидкостным охлаждением, из-за более высоких температур стенок цилиндра и больших зазоров в паре цилиндр – поршень. В дизелях с воздушным охлаждением в наиболее тяжелых условиях работают поршень и поршневые кольца, так как их температура выше на 20–30 °С по сравнению с дизелями с жидкостным охлаждением. Также растут тепломеханические напряжения в головке.

Увеличение тепломеханических напряжений приводит к увеличению деформации деталей и уменьшению зазоров между цилиндром и поршневыми кольцами, а также между сопряженными деталями КШМ. Уменьшение зазоров между сопряженными деталями КШМ возникает и от сил давления газов, в основном, в фазе быстрого сгорания. Уменьшение зазоров между деталями ухудшает условия смазки, разрушает масляную пленку, увеличивает силу трения между поверхностями, движущимися друг относительно друга, что влечет за собой увеличение износа, а следовательно, снижение моторесурса двигателя.

Другими немаловажными параметрами при эксплуатации дизелей являются шум и вибрация.

Шум и вибрация оказывают влияние на условия труда людей. Уровень шума тесно связан с характером сгорания в его первой фазе. Как известно, спектр шума состоит из двух областей частот: низкой и высокой. По мнению Приеде [31], низкая область частот шума зависит от величины P_z , а высокая частота спектра существенно зависит от характера скорости нарастания давления.

Таким образом, увеличение жесткости сгорания дизеля ($dP/d\varphi$, P_z) приводит к увеличению уровня шума и вибрации. Высокий уровень шума и вибрации особенно заметен в малоразмерных дизелях с непосредственным впрыскиванием с воздушным охлаждением из-за отсутствия рубашки охлаждения, которая играет роль глушителя шума, а также из-за неуравновешенной силы инерции второго порядка и больших зазоров в паре цилиндр-поршень.

Наряду с повышением жесткости сгорания в рассматриваемых дизелях увеличивается содержание токсических компонентов (особенно NO_x) и сажи в ОГ. Это связано с тем, что в стадии быстрого сгорания резко возрастает скорость тепловыделения, что приводит к увеличению местных температур в КС, высокотемпературному окислению азота воздуха и образованию NO_x . Увеличение температуры на этой стадии процесса сгорания также приводит к активному образованию сажи, так как при высокой температуре в КС происходит разложение топлива с выделением углерода. Т.е. при высоких температурах процессы крекингования могут опередить процессы испарения топлива [46].

Повышенное содержание сажи в высокооборотных дизелях с непосредственным впрыскиванием связано с тем, что при большой частоте вращения коленчатого вала ухудшается полнота сгорания топлива вследствие недостатка времени, отводимого для сгорания. Особое влияние на образование сажи оказывает распространение турбулентного пламени в смеси гетерогенного состава в диффузионной стадии сгорания, где процессы окисления топлива и смешения его паров с воздухом происходят с малой скоростью и имеет место определенный дефицит кислорода [12].

11.4. Проблемы, возникающие при использовании рапсового масла

Как отмечалось выше, основные проблемы, связанные с использованием рапсового масла это:

- повышение жесткости процесса сгорания;
- залоксовывание распылителя форсунок;
- залоксовывание поршневых колец.

Решить эти проблемы можно тремя путями:

- за счет полной модификации конструкции дизеля с целью максимального снижения влияния негативных свойств РМ на рабочий процесс дизеля;

- частичной модификации конструкции дизеля, обеспечивающей минимум затрат на приспособление двигателя для работы на биотопливе;

- улучшения физико-химических свойств РМ, т.е. их приближения к свойствам стандартного ДТ.

Полная модификация конструкции двигателя предусматривает разработку нового дизеля, способного работать на чистом РМ, прошедшем лишь стадию механической очистки от примесей путем фильтрации. Так, фирма «Эльсбет конструкторн» создала полуадиабатический дизель «Эльсбет мотор» (рис. 11.4) [50]. Это трехцилиндровые дизели с рабочим объемом 1,5 л для автомобилей мощностью 66 кВт. Они предназначены для автомобилей «Мерседес-Бенц 190», «Ауди 80», «Фольксваген Гольф» [12].

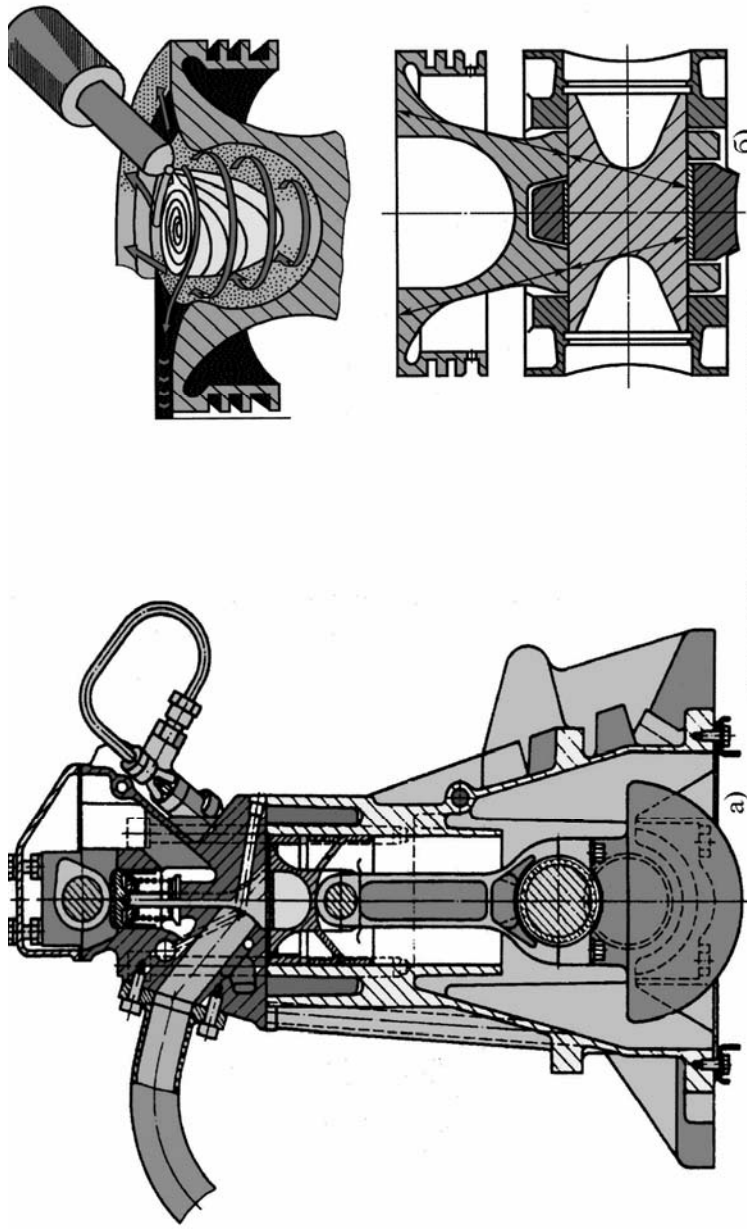


Рис. 1.4 Схема дизеля "Элбет Мотор"
а - Поперечный разрез трехцилиндрового дизеля, б - Поршневая группа

Полуадиабатический процесс осуществляется благодаря изоляции факела распыливаемого топлива от стенок КС поступающим в цилиндр воздухом с целью уменьшения тепловых потерь.

Рабочий процесс осуществляется следующим образом. РМ впрыскивается в центр через штифтовую форсунку полуоткрытоконусообразной КС (см. рис. 11.4). Она обладает свойствами самоочищения от нагара в конце такта сжатия, когда благодаря особому подводу всасываемого воздуха образуется вращающийся воздушный конус с интенсивным тангенциальным движением воздуха. В процессе сгорания под воздействием центробежных сил у стенок КС образуется теплоизолирующий слой и происходит отделение избыточного воздуха от воздуха, участвующего в процессе сгорания.

Таким образом, данная теплоизоляция позволяет отказаться от традиционного жидкостного охлаждения. Так как в цилиндр и поршень отводится меньшее количество теплоты, достаточно охладить клапанную перемычку и верхнюю часть блока смазочным маслом. Кроме того, теплоизоляция позволяет изготовить днище поршня и блок цилиндров из одного и того же материала – серого чугуна, имеющего низкий коэффициент объемного расширения. Это позволяет сделать очень малый зазор (порядка 0,02 мм) между верхней частью поршня над верхним кольцом и стенкой цилиндра. Малый зазор препятствует отложению нагара на поверхности колец, т.е. их закоксуванию [12].

Поршень дизеля составной (см. рис. 11.4). Днище, как было сказано выше, изготавливается из чугуна с шаровым графитовым покрытием, юбка – из алюминиевого сплава. Площадь сечения в месте перехода днища поршня к поясу, где размещаются два компрессионных кольца и одно маслосъемное, уменьшена до минимума, чтобы снизить теплоотдачу от КС к стенам цилиндра.

Плунжеры нагнетательных секций топливного насоса высокого давления, установленные непосредственно в головке цилиндров (с целью уменьшения длины трубопроводов высокого давления), приводятся в действие кулачками распределительного вала.

Такая конструкция КС обеспечивает более полное сгорание рапсового масла с более высокой топливной экономичностью. Испытания автомобиля «Мерседес-Бенц», оборудованного двигате-

лем «Эльсбет», показали, что на 100 км пробега расход топлива составляет 5,5 л при скорости 170 км/ч. Для этого дизеля характерны более низкие выбросы CO, CH и дисперсных частиц. В то же время отмечены повышенная температура ОГ и увеличенная эмиссия [12].

Несмотря на хорошие экономические и экологические показатели дизеля «Эльсбет» и возможность использования в нем практически любых топлив, его конструкция с точки зрения практического внедрения в производство имеет много нерешенных проблем... Обусловлены они тем, что основные мировые компании, производящие дизели, до сих пор не решаются на крупные капиталовложения в серийное производство двигателей такого типа.

Частичная модификация конструкции дизеля. Одной из важнейших задач, возникающих при создании эффективного рабочего процесса малоразмерного высокооборотного дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива при работе на РМ, является поиск путей применения относительно простых конструктивных и регулировочных изменений в серийные дизели. От того, насколько эффективны будут эти мероприятия и велики затраты на модернизацию дизеля, зависит экономическая целесообразность данного способа.

Способами организации рабочего процесса с низким уровнем токсичности и дымности ОГ без существенных конструктивных изменений дизеля, являются: применение сажевых фильтров, систем подачи воды (с присадками или без них) во впускной коллектор, присадок, подающихся вместе с топливом через штатную систему топливоподачи, каталитических катализаторов, рециркуляции ОГ. Реализация этих мероприятий заметно увеличивает металлоемкость конструкции и ухудшает экономичность дизеля, а также усложняет его эксплуатацию и техническое обслуживание. При этом не снижается динамический фактор и как правило, не уменьшается период задержки воспламенения, что могло бы обеспечить более мягкий процесс сгорания и увеличение моторесурса дизеля.

Одним из способов сокращения период задержки воспламенения (τ) с целью улучшения процесса сгорания при применении

РМ в качестве топлива для дизелей с непосредственным впрыскиванием является двухстадийное смесеобразование.

Улучшение физико-химических свойств РМ. Другим путем практического применения РМ в существующих дизелях является его химическая переработка, позволяющая получить новое топливо со свойствами близкими к ДТ. Этот вопрос более подробно будет рассмотрен в следующей лекции (тема 12).

11.5. Рабочий процесс высокооборотного дизеля при применении двухстадийного смесеобразования

При двухстадийном смесеобразовании подача топлива осуществляется в два этапа. На *первом этапе* часть цикловой подачи топлива подается во впускной коллектор или в цилиндр на тактах всасывания или сжатия. Таким образом, происходит обогащение поступившего в цилиндр воздушного заряда топливом, что в данном случае именуется первой стадией смесеобразования. На *втором этапе* основная часть цикловой дозы топлива впрыскивается в цилиндр в конце сжатия через штатную систему топливоподачи. Часть топлива, подаваемого на этой стадии, обычно называют предварительной, запальной, вспомогательной или дополнительной порцией.

Объем порции топлива, подаваемого во впускной коллектор или в цилиндр, колеблется от 10 до 30% от общей цикловой подачи топлива и определяется экспериментальным путем. Увеличение предварительной дозы топлива, обеспечивающее сокращения периода задержки воспламенения, ухудшает экономические показатели дизеля.

При чрезмерном увеличении объема вспомогательной порции топлива величина τ_1 значительно сокращается, что приводит к ухудшению процесса смесеобразования. В этом случае топливо воспламеняется непосредственно на выходе из распылителя и новые его порции поступают в зону горения с недостатком кислорода. При этом процесс горения затягивается, увеличивается догорание на участке расширения, повышается температура ОГ, ухудшается топливная экономичность.

Сокращение периода задержки воспламенения при применении двухстадийного смесеобразования связано с предварительной

физико-химической подготовкой топлива, обусловленной воздействием на вспомогательную порцию топлива теплоты деталей головки цилиндра, остаточных ОГ и теплоты, сообщаемая рабочему телу в процессе сжатия.

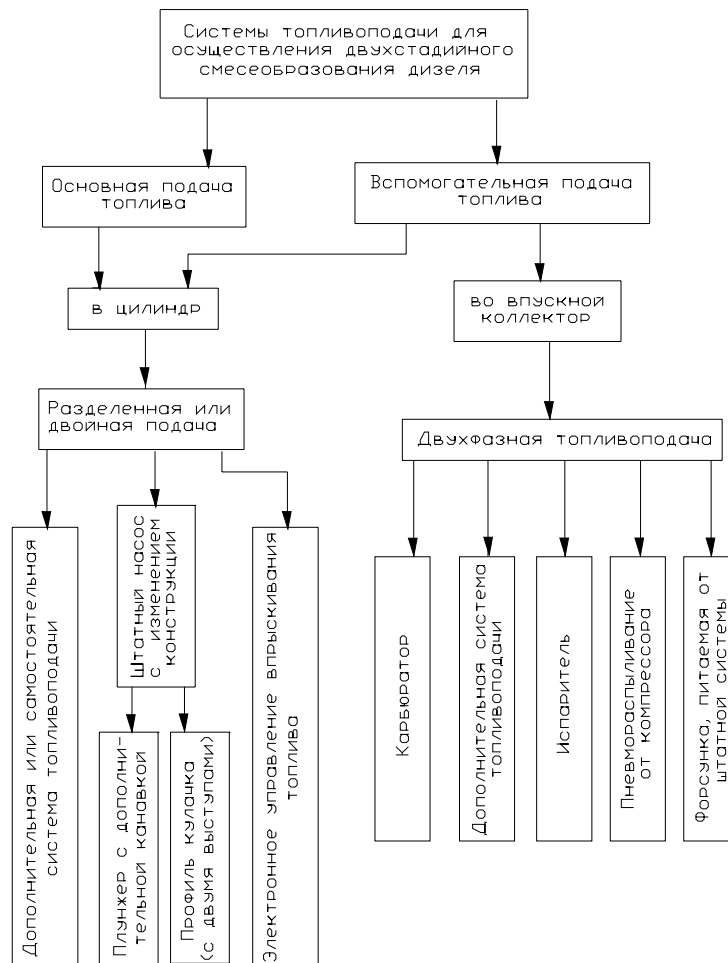


Рис. 11.5. Схема двухстадийного смесеобразования

Химическая подготовка вспомогательной порции топлива включает многостадийные процессы окисления с образованием сначала формальдегидов, затем перекисей и радикалов [17]. В результате таких процессов в КС возникает холодное пламя, что в конечном итоге приводит к сокращению τ_i . При впрыскивании вспомогательной порции топлива количество активных центров, перекисей и радикалов недостаточно для ее воспламенения. Этот недостаток легко восполняется за счет образования радикалов, активных центров от испарившейся части основной порции топлива. Именно сокращение времени на образование радикалов и активных центров, которые образуются в испарившейся части основной порции топлива, приводит к значительному сокращению τ_i .

Таким образом, снижение τ_i в разумных пределах приводит к улучшению показателей динамики процесса сгорания, т.е. к снижению максимального давления цикла и скорости нарастания давления, что приводит к снижению уровня шума, износа, эмиссии NO_x и дымности ОГ. Уровень, до которого могут снизиться эти показатели, зависит от условий работы и способов подачи вспомогательной порции топлива.

На рис. 11.5 приведены различные схемы систем топливоподачи для осуществления двухстадийного смесеобразования. Все имеющиеся системы топливоподачи классифицированы по их конструктивному выполнению и способу подачи вспомогательной порции топлива.

ТЕМА 12

ДИЗЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ЭФИРАХ

12.1. Дизели, работающие на диметиловом эфире

Огромные запасы природного газа, которыми обладает Россия, использовать его, например, в качестве сырья для производства диметилового эфира (ДМЭ), получаемого путем синтеза природного газа (рис. 12.1).

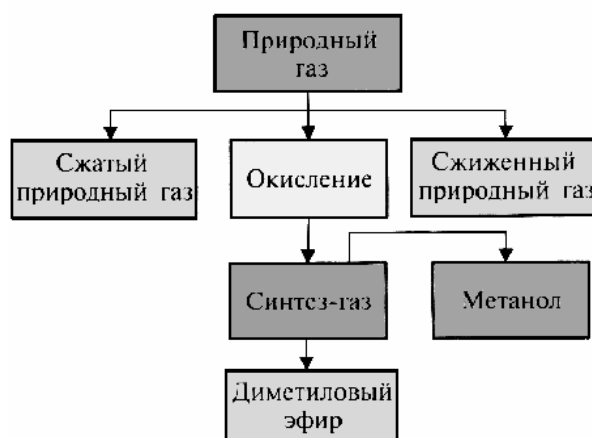


Рис. 12.1. Схема получения диметилового эфира

ДМЭ относится является простым эфиром, в молекуле которого два метиловых радикала (CH_3) соединены атомом кислорода ($\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$).

При нормальных атмосферных условиях ДМЭ находится в газообразном состоянии. При его сжатии (компримировании) уже до 0,5 МПа он переходит в жидкую фазу.

Таблица 12.1.

Физико-химические свойства топлив

Показатели	Дизельное топливо	Диметиловый эфир	Рапсовое масло (РМ)	Этиловый эфир РМ	Метиловый эфир РМ
Цетановое число	45	55–60	36	—	48
Плотность жидкой фазы при 20 °С, г/см ³	828	668	915	895	885
Низшая теплота сгорания, МДж/кг.	42,5	28,8	37,3	36,8	37,11
Вязкость жидкой фазы, при 20 °С мм ² /с	3,8	0,22	75	32	8
Содержание по массе, %					
С	86	52	77	77,7	77,5
Н	14	13	12	12	12
О	0	35	11	10,4	10,5
Содержание серы, %	0,20	—	0,0012	—	—
Содержание воды, %	—	—	0,07	—	—
Зольность, не более, %	0,01	—	0,01	—	—
Содержание фосфора, %	—	—	94	—	—
Кислотность, мгКОН/г	—	—	1,54	—	—
Моющие свойства, мгКОН/г	—	—	184	—	—
Йодное число	6	—	103	—	—
Поверхностное натяжение при 20 °С, мН/м	27,1	12,5	33,2	—	—
Температура помутнения, °С.	-25	—	-9	—	-13
Температура застывания, °С.	-35	—	-20	—	-21
Температура самовоспламенения, °С	250	235	320	—	235
Темпер. фильтруемости, °С	0	—	+15	—	—
Давление насыщенных поров, при 0,1 МПа и 20 °С, кПа	<0,001	530	—	—	—
Температура кипения, °С	180–325	-24	—	—	—
Теплота испарения при температуре кипения, кДж/кг	250	818	—	—	

Окончание табл. 12.1

Показатели	Дизельное топливо	Диметиловый эфир	Рапсовое масло (РМ)	Этиловый эфир РМ	Метиловый эфир РМ
Показатели	Дизельное топливо	Диметиловый эфир	Рапсовое масло (РМ)	Этиловый эфир РМ	Метиловый эфир РМ
Количество воздуха, необходимо для сгорания 1 кг топлива, кг/кг	14,6	9	12,3	12,6	12,6
Коэффициент сжимаемости при 20 °С и 0,1МПа, 1/МПа	$86 \cdot 10^{-11}$	$210 \cdot 10^{-11}$	$79 \cdot 10^{-11}$	—	—
Коксуемость 10 процентного остатка, % по массе	0,2	—	0,4	0,3	0,3

Из данных табл. 12.1, видно что по физико-химическим свойствам ДМЭ существенно отличается от дизельного топлива:

– теплотворная способность ДМЭ примерно на 35% ниже, чем у дизельного топлива, поэтому для сохранения мощности дизеля на требуемом уровне необходимо увеличить объемную цикловую подачу ДМЭ в 1,7–1,9 раза;

– коэффициент сжимаемости ДМЭ примерно в 2,5 раза больше, чем у ДТ. Это вызывает запаздывание и затягивание процесса впрыскивания топлива в цилиндр, что в конечном итоге, ухудшает экономичность дизеля. При проектировании топливного насоса высокого давления с учетом повышенного коэффициента сжимаемости ДМЭ, необходимо увеличить запас ТНВД по объемной производительности на номинальном режиме в 2,4–2,7 раза [11];

– пониженная вязкость ДМЭ уменьшает ресурс прецизионных пар ТНВД и форсунок, поэтому при работе дизеля на чистом ДМЭ для уменьшения износов, в ДМЭ добавляют смазку – лубризол.

По этим причинам для работы дизеля на чистом ДМЭ в первую очередь следует модифицировать систему топливоподачи двигателей с воспламенением от сжатия следующим образом [11]:

- увеличить ход или диаметр плунжерной пары;
- спроектировать муфту опережения впрыскивания так, чтобы по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала действительный угол опережения впрыскивания увеличивался. В противном случае указанный угол уменьшается еще больше по мере увеличения степени сжимаемости топлива, поэтому обычные муфты, которые используются при работе дизеля на ДТ, не пригодны для его работы на ДМЭ;

- увеличить сечения сопловых отверстий распылителя;
- снизить давления впрыскивания топлива в цилиндр.

В табл. 12.2 представлены показатели системы впрыскивания чистого ДТ или ДМЭ в дизель Д-245.12С, разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана [11].

Таблица 12.2.

Показатели впрыскивания топлив в дизель Д-245.12С

Показатель	Топливо	
	ДТ	ДМЭ
Цикловая подача ($g_{ц}$), мг	79	118
Активный ход плунжера, мм	2,15	5,56
Величина подвпрыскивания, % $g_{ц}$	0	1,2
Максимальное давление перед форсункой, МПа	55,09	38,38
Максимальное давление впрыскивания, МПа	44,36	28,79
Среднее давление впрыскивания, МПа	23,95	19,56
Продолжительность подачи, град. поворота коленчатого вала	23,12	44,12
Запаздывание начала подачи, град. поворота коленчатого вала	11,60	22,32
Максимальный момент на кулачковом валу, Н.м.	92,00	66,56

Для работы дизеля Д-245.12С на чистом диметиловом эфире в НАМИ при участии МАДИ была разработана система подачи ДМЭ, схема которой представлена на рис. 12.2 [8].

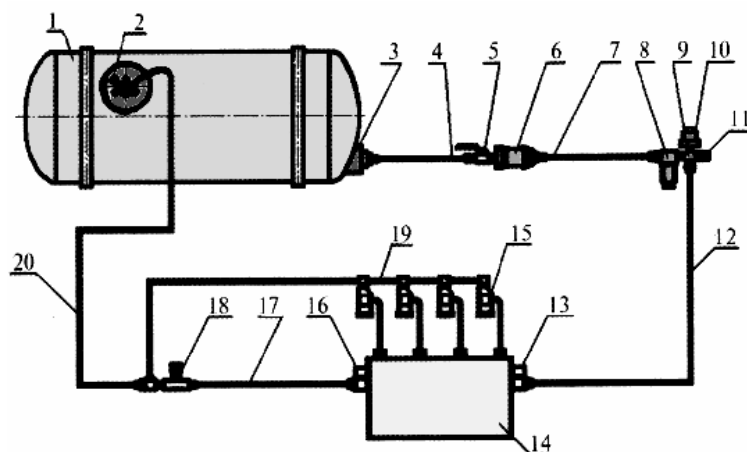


Рис. 12.2. Схема системы подачи ДМЭ в дизель Д-245.12С, разработанная в НАМИ:

- 1 – баллон с ДМЭ; 2 – заправочное устройство; 3 – встроенный топливный насос; 4, 7, 12 – нагнетательные топливопроводы; 5 – шаровой кран; 6 – магистральный насос; 8 – газовый фильтр; 9 – крестовина; 10 – датчик давления; 11 – штуцер контрольной точки; 13, 16 – электромагнитные клапаны; 14 – ТНВД; 15 – форсунка; 17, 19, 20 – сливные топливопроводы; 18 – редукционный клапан

Схема работает следующим образом. ДМЭ заправляется в газовый баллон 1 через заправочное устройство 2. Далее встроенным в баллон насосом 3 ДМЭ под давлением 0,5 МПа подается в жидком виде через шаровой кран 5 по топливопроводу 4 в магистральный насос 6, где давление топлива повышается до величины 1,5 МПа (это делается для предотвращения образования паров ДМЭ, особенно в объеме подкапотного пространства, где при теплой погоде температура достигает 60 °С [11]). Затем по нагнетательному топливопроводу 7 горючее поступает в фильтр 8, обеспечивающий очистку топлива от механических примесей. В топливной магистрали на крестовине 9 для контроля давления топлива предусмотрены датчик давления 10, а также штуцер контроль-

ной точки 11 для подсоединения манометра. По топливопроводу 12 ДМЭ поступает к электромагнитному клапану 13. После его включения (одновременно включается и электромагнитный клапан 16) топливо поступает в ТНВД 14, в котором давление топлива поддерживает на уровне не менее 1,5 МПа редукционным клапаном 18, установленным на топливопроводе 17. Далее ТНВД подает топливо в цилиндр дизеля через форсунки 15. Излишки топлива из ТНВД и утечки из форсунки поступают в баллон 1 через сливные топливопроводы 17, 19, 20.

Испытания двигателя Д-245.12С при работе на ДТ и чистом ДМЭ при использовании разработанной системы топливоподачи (см. рис. 12.2) на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла показали, что удельные выбросы NO_x и твердых частиц (ТЧ) снизились на 40% и 51% соответственно, а выбросы СО и CH_x увеличились на 40% и 28% (табл. 12.3) [8].

Снижение дымности объясняется тем, что в молекуле ДМЭ присутствует 35% кислорода (см. табл. 12.1). Кроме того, ДМЭ обладает повышенной испаряемостью и под воздействием высоких температур капли ДМЭ легко разрушаются. Это делает смесь более однородной и способствует ее более полному сгоранию.

Таблица 12.3

Удельные выбросы токсических компонентов с ОГ дизеля Д-245.12С, работающего на ДТ и чистом ДМЭ

Вариант	Удельные выбросы токсических компонентов, г/кВт·ч			
	NO_x	СО	CH_x	ТЧ
Дизельное топливо	6,69	1,732	0,910	0,147
Чистый диметиловый эфир	4,10	2,852	1,272	0,070

Выбросы NO_x при работе двигателя на эфире уменьшаются вследствие снижения температуры сгорания в камере сгорания (КС). Снижение температуры в КС обусловлено повышенной испаряемостью и пониженной теплотой сгорания этого горючего.

Последнее связано с присутствием кислорода в ДМЭ, что снижает количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг ДМЭ.

Выбросы CO и CH_x увеличиваются из-за снижения температуры сгорания и увеличения количества несгоревших паров горючей смеси, находящихся в застойных зонах 3 цилиндра (рис. 12.3). Выбросы CO и CH_x можно снизить путем применения каталитического нейтрализатора.

При использовании ДМЭ в качестве топлива для дизелей уровень шума снижается [11] по сравнению с дизелем, работающим на ДТ, из-за большего цетанового числа ДМЭ (см. табл. 12.1).

Как было отмечено, увеличение моторного парка приводит к неизбежному сокращению нефтяных ресурсов и ухудшению экологического состояния окружающей среды. Это делает необходимым ужесточение требований к эксплуатации ДВС и поиску новых альтернативных энергоносителей, которые могут заменить традиционные нефтяные топлива.

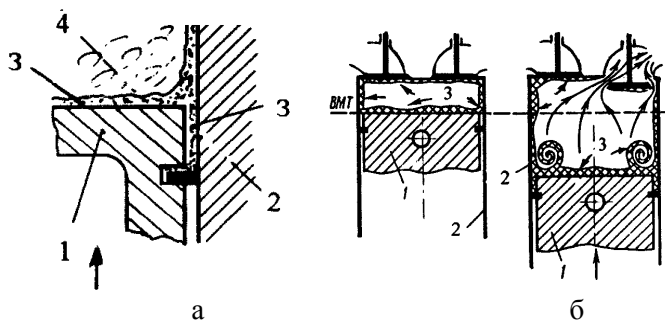


Рис. 12.3. Схема образования зон насыщенных CO (а) и CH_x (б):
1 – поршень; 2 – гильза; 3 – пристеночные слои смеси;
4 – сгоревшая топливовоздушная смесь

Для этой цели в качестве топлива для дизелей лучше всего использовать растительные масла, в частности рапсовое масло после его этерификации.

12.2. Дизели, работающие на метиловом эфире рапсового масла

Растительные масла могут использоваться в качестве моторных топлив, поскольку основным компонентом масел является жирные кислоты (табл. 12.4) [8], представляющие собой высокомолекулярные кислородосодержащие соединения с углеродным основанием.

Применение чистого РМ в качестве энергоносителя для дизелей с непосредственным впрыскиванием сдерживается повышенным нагаробразованием (отложением кокса на распылителях форсунок, на поршневых кольцах и других деталях, образующих камеру сгорания) из-за присутствия в РМ смолистых веществ. Применение РМ сдерживает также его высокая вязкость. Правда с помощью подогрева масла можно снизить вязкость РМ до уровня ДТ (см. тема 11, рис.11.1).

Другим способом применения чистого РМ в дизелях является его химическая переработка, позволяющая получить новое топливо с физико-химическими свойствами, близкими к ДТ (см. табл. 12.1).

Таблица 12.4

Содержание жирных кислот в среднем по составу рапсовом масле

Наименование кислоты	Формула состава	Содержание, мас.%
Пальмитиновая	$C_{16}H_{32}O_2$	4,8
Стеариновая	$C_{18}H_{36}O_2$	1,7
Олеиновая	$C_{18}H_{34}O_2$	43,7
Линолевая	$C_{18}H_{32}O_2$	20,9
Линоленовая	$C_{18}H_{30}O_2$	8,5
Эйкозеновая	$C_{20}H_{38}O_2$	4,8
Эруковая	$C_{22}H_{42}O_2$	15,6

Одним из методов переработки чистого рапсового масла является этерификация. Ее сущность заключается в разделении молекул триацилглицеринов на четыре составляющие – глицерин и три жирные кислоты с последующим соединением молекул глице-

рина и трех жирных кислот с молекулой метилового спирта (метанолом) или этилового спирта (этанола) при температуре 80–90 °С в присутствии катализатора – гидроксида калия (рис. 12.4). Такая температура нужна для того, чтобы повысить растворимость РМ в метаноле или в этаноле [8].

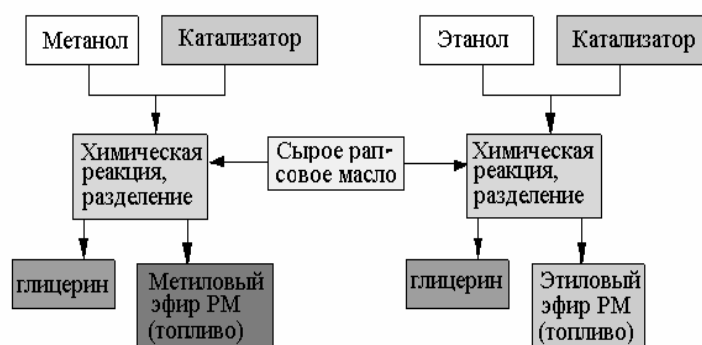


Рис. 12.4. Схема использования продуктов перегонки рапса

В результате химической переработки (реакции) образуется метиловый (или этиловый) эфир рапсового масла. Наибольшее применение в качестве топлива для дизелей нашел метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ).

При этерификации из 1040 кг РМ и 144 кг метанола получается 1 т МЭРМ и примерно 200 кг глицерина. Из молекул триацилглицеринов удаляются излишки глицерина. Это приводит к снижению вязкости получаемых топлив примерно на 60% [8].

Таким образом, вязкость МЭРМ становится несколько выше, чем у ДТ, но значительно ниже, чем у чистого рапсового масла (см. тема 11, рис.11.1).

При использовании МЭРМ в качестве топлива для дизелей количество СО, СН_x, полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) и дымность ОГ снижаются. Выбросы NO_x остаются на исходном уровне [8; 34; 51]. Но при организации рециркуляции ОГ или проведении специальных регулировок угла опережения впрыскивания топлива выброс NO_x можно снизить.

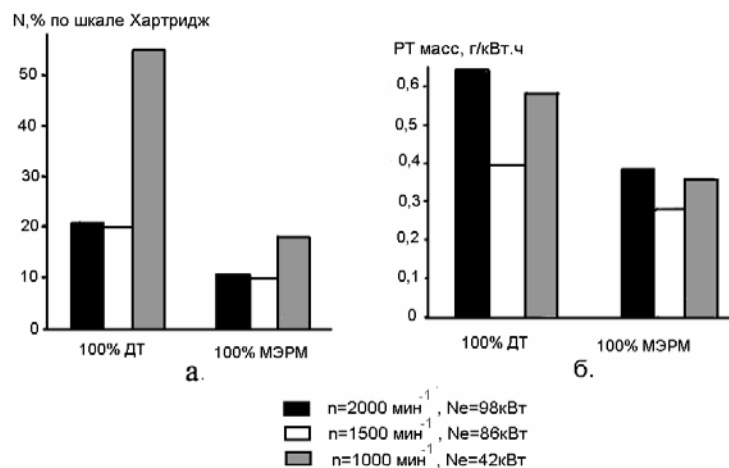


Рис. 12.5. Диаграмма уменьшения дымности ОГ (N) и выбросов твердых частиц (РТ) в дизеле 4ЧН12/14 при применении МЭРМ: а – дымность; б – твердые частицы

Об этом свидетельствуют работы, проведенные в Клайпедском университете (Литовская Республика) совместно с НТУ «Харьковский политехнический институт» (ХПИ) по исследованию рабочего процесса дизеля 4ЧН12/14 (заводская марка СМД-19Т.06) на различных скоростных и нагрузочных режимах при использовании в качестве топлива МЭРМ. Результаты испытаний представлены на рис. 12.5 и 12.6 [34].

Молекулы эфиров на основе РМ обладают высоким содержанием кислорода, что способствует улучшению процесса сгорания, особенно на номинальных нагрузках. Индикаторный коэффициент полезного действия (η_i) и максимальное давление сгорания цикла (P_z) практически не отличаются от аналогичных показателей дизеля, работающего на ДТ. Максимальная скорость нарастания давления ($dP/d\phi$) в цилиндре при работе на МЭРМ немного уменьшается из-за его большего цетанового числа (рис. 12.7) [34].

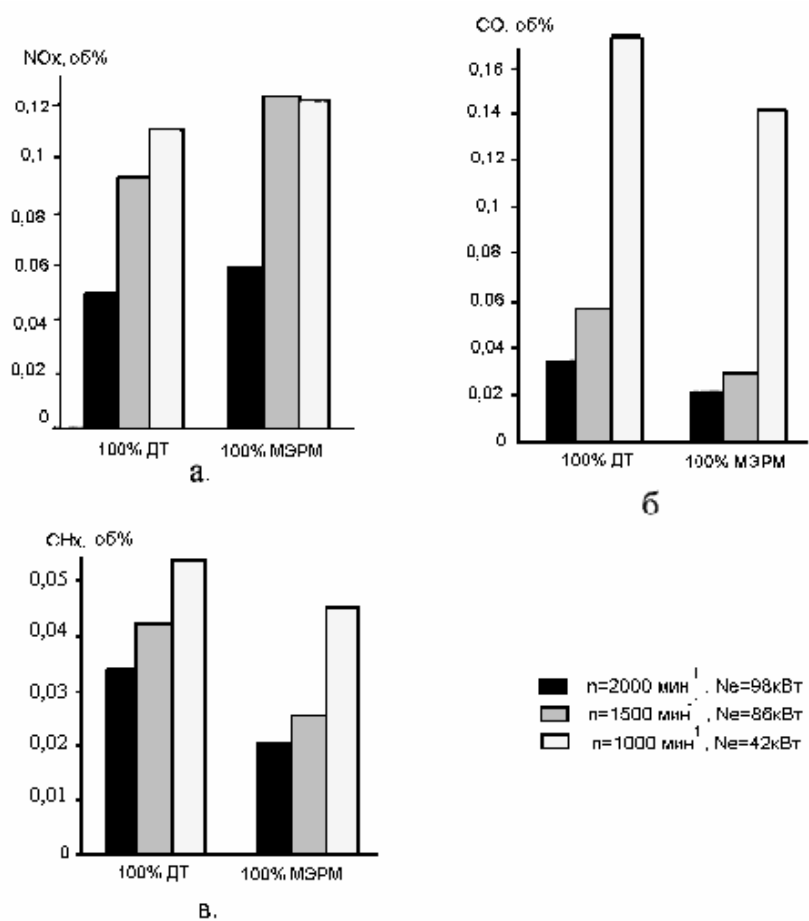


Рис. 12.6. Диаграмма уменьшения выбросов токсических компонентов ОГ в дизеле 4СН12/14 при применении МЭРМ:
 а – концентрация NO_x в ОГ; б – концентрация СО в ОГ;
 в – концентрация СН_x в ОГ

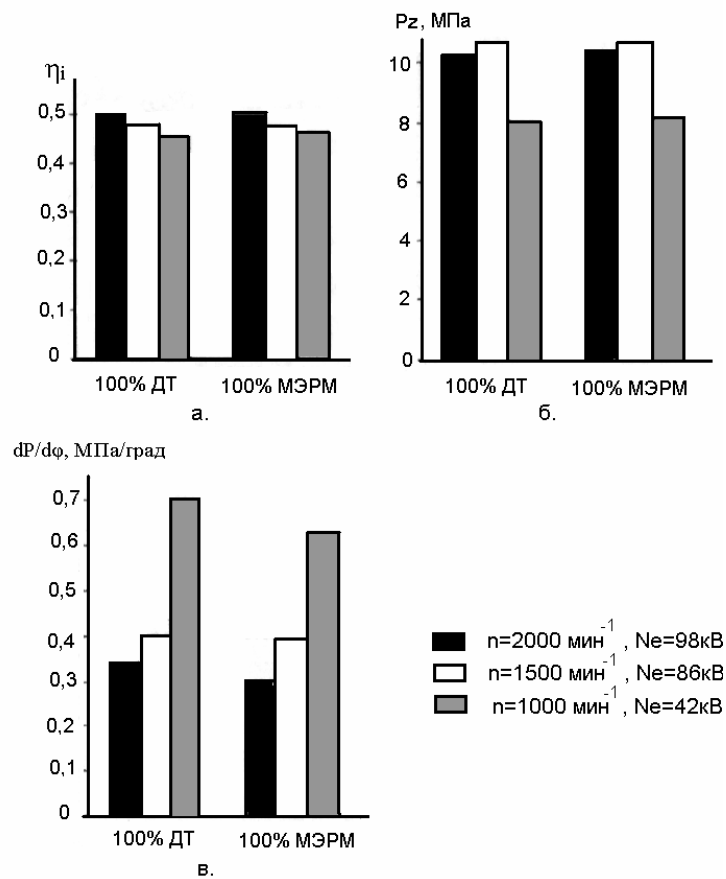


Рис. 12.7. Диаграмма индикаторных показателей дизеля 4ЧН12/14 при применении МЭРМ:
 а – индикаторный коэффициент полезного действия (η_i);
 б – максимальное сгорание цикла (P_z); в – максимальная скорость нарастания давления ($dP/d\phi$)

Несмотря на то что индикаторные показатели при работе на ДТ и МЭРМ практически не отличаются, удельный расход топлива на эфире увеличивается примерно на 12–15%, а эффективная мощность снижается на 8–10% из-за пониженной теплотворной способности МЭРМ (см. табл. 12.1) [28].

В Германии фирмой Volkswagen проведены испытания серийного автомобиля, оснащенного четырехцилиндровым вихрекамерным дизелем без наддува с размерностью $S/D = 86,4/76,5$, мощностью 40 кВт, работающим на МЭРМ. Испытания показали, что тенденция уменьшения токсичности ОГ сохраняется, как и в исследованиях, проведенных в Клайпедском университете: выбросы CO , CH_x и ПАУ уменьшаются на 20%, 55% и 50% соответственно. Выброс NO_x увеличивается на 15%. Дымность снижается на 2 единицы по шкале Bosch на номинальной нагрузке, а на частичных нагрузках – на 1 – 0,5 единицы по сравнению с работой на ДТ. Средний путевой расход топлива на 100 км при работе на ДТ составляет 6,07 л, а при работе на МЭРМ – 6,72 л [51].

Кроме того, МЭРМ и этиловый эфир рапсового масла (ЭРМ) обладают лучшими смазывающими свойствами, чем диметиловый эфир, полученный из природного газа. Это способствует снижению износа в прецизионных деталях ТНВД и форсунки.

Применение смеси метиловых или этиловых эфиров жирных кислот рапсового масла (МЭРМ или ЭРМ) в качестве топлива для двигателей с воспламенением от сжатия не требует серьезных изменений их конструкции. Однако эти топлива являются химически активными жидкостями. При их длительном воздействии происходит размягчение или повреждение сальников, уплотнений, шлангов. Кроме того, в присутствии латуни, бронзы, меди, свинца, олова и цинка происходит более интенсивное окисление этих топлив с образованием солей и другие соединения, которые могут засорить топливный фильтр [28].

Такие материалы, как углеродистая или нержавеющая сталь и алюминий хорошо совместимы с указанными эфирами жирных кислот [28]. Топливный бак (делается из углеродистой стали), трубопроводы и т.д. должны иметь стойкие покрытия [8].

ТЕМА 13

ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА. СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ

13.1. Процесс теплоотдачи в цилиндре двигателя

Одним из способов экономии топлива, потребляемого ДВС, является уменьшение количества теплоты, отдаваемой в систему охлаждения. Ниже будет исследована эта теплоотдача применительно к четырехтактным двигателям жидкостного охлаждения.

Относительное количества теплоты, отдаваемой в охлаждающую ДВС среду рассматривается по формуле:

$$q_w = \frac{Q_w}{Q_T} = \frac{Q_w}{G_T \cdot Q_H}, \quad (13.1)$$

где G_T – расход топлива; Q_H – теплотворность топлива.

Величина Q_w экспериментально рассчитывается при определении теплового баланса ДВС:

$$Q_w = G_w \cdot C_{Pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}), \quad (13.2)$$

где G_w и C_{Pw} – расход и теплоемкость жидкости; t_{w1} и t_{w2} – температуры охлаждающей жидкости на входе и на выходе из ДВС. Обычно $\Delta t_w = (t_{w2} - t_{w1}) = 5 - 10$ °С.

Величина q_w зависит от типа ДВС, размеров цилиндров, характера рабочего процесса (с наддувом или без наддува, частоты вращения, средней скорости поршня и т.д.), степени сжатия, эффективного КПД.

По статистическим данным, величина q_w для современных ДВС равна:

ДВС с искровым зажиганием 0,24 – 0,28

Быстроходные дизели без наддува 0,22 – 0,25

Быстроходные дизели с наддувом 0,18 – 0,24

Тихоходные дизели с наддувом 0,10 – 0,18

Столь большой разброс величины q_w (от 0,10 до 0,28 и больше) объясняется следующим.

Количество теплоты, передаваемой от газов в стенки, равно

$$Q_r = \alpha_r \cdot F_r \cdot (t_r - t_{CT}), \quad (13.3)$$

где α_r – коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам; F_r – поверхность стенок; t_r и t_{CT} – температура газа и стенок, °С.

Мощность цилиндра двигателя (в кВт) удобно выразить через среднюю скорость поршня

$$N_e = 62,5 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot C_m \cdot P_e, \quad (13.4)$$

где D – диаметр цилиндра, м; C_m – средняя скорость поршня, м/с; P_e – среднее эффективное давление, МПа.

Поскольку расход топлив равен

$$G_T = g_e \cdot N_e = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_e} \cdot N_e,$$

с учетом (13.4) получим

$$G_T = \frac{225000 \cdot \pi}{Q_H \cdot \eta_e} \cdot D^2 \cdot C_m \cdot P_e. \quad (13.5)$$

На установившемся режиме теплообмена имеет место равенство $Q_r = Q_w$, поэтому

$$q_w = \frac{Q_r}{G_T \cdot Q_H} = \frac{\alpha_r \cdot F_r \cdot (t_r - t_{CT}) \cdot \eta_e}{225000 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot C_m \cdot P_e}, \quad (13.6)$$

Если сравнивать двигатели с одинаковыми C_m, η_e, t_r, t_{CT} , формулу (13.6) можно представить так:

$$q_w = C_1 \cdot \frac{\alpha_r \cdot F_r}{D^2 \cdot P_e}, \quad (13.7)$$

где $C_1 = \frac{(t_r - t_{CT}) \cdot \eta_e}{225000 \cdot \pi \cdot C_m}$ – постоянная.

Однако в геометрически подобных двигателях при турбулентном режиме $\alpha_r \approx D^{-0,2}$, а поверхность теплообмена $F_r \approx D^2$. Поэтому уравнение (13.7) можно представить так:

$$q_w = \frac{C_2}{D^{0,2} \cdot P_e}, \quad (13.8)$$

где C_2 – постоянная.

Отсюда видно, что величина q_w обратно пропорциональна диаметру цилиндра в степени 0,2 и среднему эффективному давлению.

На рис 13.1 показана зависимость q_w от диаметра цилиндра и P_e . Видно, что при увеличении диаметра цилиндра с 80–100 мм до 800–1000 мм величина q_w уменьшается в 1,5 раза. Заметим, что у быстроходных двигателей автомобильного типа $D = 80–100$ мм, а у тихоходных судовых двигателей величина D достигает 1000 мм. У этих же двигателей P_e достигает 2,5–3 МПа, что примерно в 2 раза больше, чем у быстроходных ДВС. Таким образом, чем больше размеры цилиндра и P_e , тем ниже относительная теплоотдача в охлаждающую жидкость.

Обратившись к формуле (13.6), можно отметить, что величина q_w при прочих равных условиях обратно пропорциональна средней скорости поршня. С другой стороны, величина q_w зависит мало от частоты вращения, так как при увеличении частоты вращения в подобных двигателях уменьшаются размеры цилиндра.

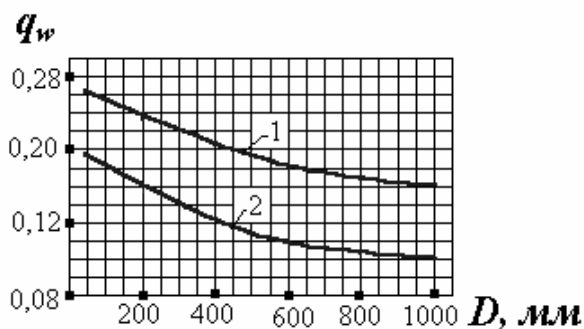


Рис. 13.1. Зависимость относительной отдачи теплоты в жидкость от диаметра цилиндра и P_e дизеля:
1 — $P_e = 0,12$ МПа; 2 — $P_e = 0,20$ МПа

Однако, если нарушаются законы геометрического подобия и применяется меньшее отношение S/D , можно несколько снизить параметры q_w за счет увеличения частоты вращения двигателя.

Коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам α_r зависит от давления и температуры газа, средней скорости поршня и некото-

рых других величин. Отметим, что в приведенных выше формулах использовалась некоторая осредненная величина α_r . В действительности это величина различна для днища поршня, стенок цилиндра, головки цилиндра.

Обычно считается, что α_r состоит из двух составляющих: конвективной α_k и радиационной α_l :

$$\alpha_r = \alpha_k + \alpha_l. \quad (13.9)$$

Величина α_k рассчитывается по формулам конвективного теплообмена через число Нуссельта, зависящего от числа Рейнольдса (а следовательно, от C_m).

Для газов при турбулентном режиме

$$Nu = 0,018 \cdot (Re)^{0,8} = 0,018 \cdot \left(\frac{W \cdot D \cdot \rho}{\mu} \right)^{0,8}, \quad (13.10)$$

где W – скорость газа; ρ – плотность; μ – коэффициент динамической вязкости газа, зависящий только от температуры:

$$\alpha_k = Nu \cdot \frac{\lambda}{D} = \frac{C_3 \cdot W^{0,8}}{D^{0,2}}, \quad (13.11)$$

где λ – коэффициент теплопроводности газа, зависящий только от температуры; C_3 – постоянная.

Очевидно, что путем конвекции передается такой тепловой поток:

$$Q_k = \alpha_k \cdot F_r \cdot (t_r - t_w)_r. \quad (13.12)$$

Путем лучеиспускания (радиации) передается такой тепловой поток:

$$Q_l = 5,7 \cdot \varepsilon_{np} \cdot \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{CT}}{100} \right)^4 \right] \cdot F_r, \quad (13.14)$$

где $Q_l = 5,7 \cdot \varepsilon_{np} \cdot \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{CT}}{100} \right)^4 \right] \cdot F_r$ – приведенная степень

черноты; ε_r и ε_{CT} – степень черноты газов и стенки; T_r , T_{CT} , T_w – температура газа, стенок и охлаждающей жидкости, К.

Теплота, передаваемая в стенки, равна

$$Q_r = Q_w = Q_k + Q_l.$$

Степень черноты газов в двигателях с искровым зажиганием $\varepsilon_r \approx 0$ и $Q_l \approx 0$, поэтому в этих двигателях учитывают лишь конвективную составляющую.

В дизелях газы содержат частицы углерода, поэтому $\varepsilon_r > 0$ и $Q_l > 0$, причем доля теплоты, передаваемой лучеиспусканием, по различным данным составляет от 10 до 20% от всей величины Q_W .

Величину коэффициента теплоотдачи α определяют по эмпирическим формулам [23]. Первым такую формулу предложил В. Нуссельт:

$$\alpha = 5,39 \cdot 10^{-4} \cdot (1 + 1,24 \cdot C_m) \cdot T_r^{0,33} \cdot P_r^{0,66} + 0,412 \cdot \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \cdot (T_r - T_w) \cdot \quad (13.15)$$

Очевидно, что первый член – это α_K , а второй – это α_l .

Более простую формулу предложил Эйхельберг (1891–1972):

$$\alpha_r = 77,9 \cdot 10^{-4} \cdot (T_r \cdot P_r)^{0,5} \cdot C_m \cdot \quad (13.16)$$

В дальнейшем были предложены более сложные формулы, однако точность их остается недостаточной, в связи со сложностью процессов, происходящих в цилиндре.

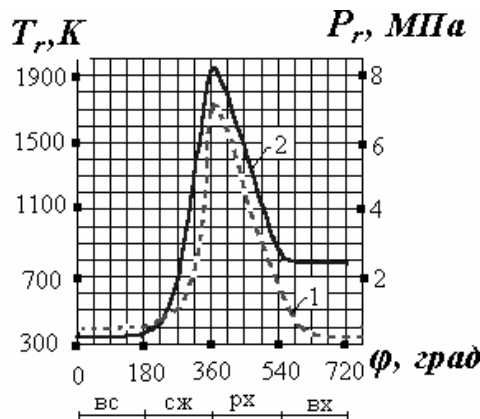


Рис. 13.2. Изменение температуры и давления газов в цилиндре четырехтактного дизеля по углу поворота коленчатого вала: вс – всасывание; сж – сжатие; рх – рабочий ход; вх – выпуск; 1 – P_r ; 2 – T_r

Зависимость давления и температуры газов в цилиндре по углу поворота коленчатого вала четырехтактного двигателя приведена на рис. 13.2. На рис. 13.3 показаны коэффициент теплоотдачи и количество теплоты Q_w для четырехтактного двигателя. На рис. 13.4 [23] показано изменение температур, давлений и коэффициентов теплоотдачи у двигателя фирмы «Зульцер».

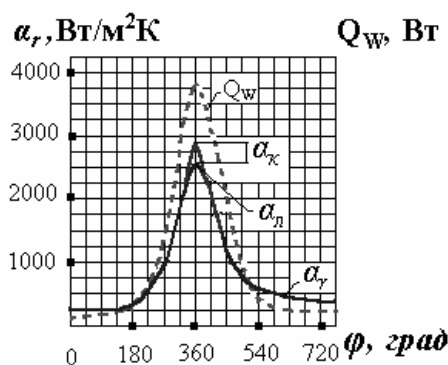


Рис. 13.3. Зависимость коэффициентов теплоотдачи и теплоты, отдаваемой в охлаждающую жидкость, от угла поворота коленчатого вала

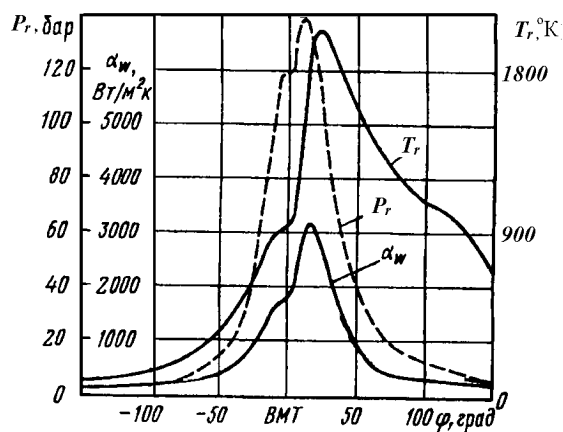


Рис. 13.4. Изменение параметров в цилиндре двухтактного дизеля RTA-58 фирмы «Зульцер» ($n = 123 \text{ мин}^{-1}$; $S/D=1700/580$; $P_e=16 \text{ бар}$)

Необходимо иметь в виду, что для определения средней за цикл величины Q_W необходимо планиметрировать площадь по кривой $Q_W = f(\varphi)$ (рис. 13.3) и определить среднюю величину Q_W за весь цикл.

Существует сугубо приближенные формулы для вычисления средней величины $\alpha_{rcp} = f(C_m, P_e, \tau)$, что позволяет ориентировочно найти Q_W (τ – тактность дизеля).

В том случае, если можно пренебречь термическим сопротивлением материала стенок (при $\lambda_{CT} \rightarrow \infty$), температура стенок равна

$$t_{rcp} = \frac{\alpha_r \cdot F_r \cdot t_r + \alpha_w \cdot F_w \cdot t_w}{\alpha_r \cdot F_r + \alpha_w \cdot F_w}$$

Величина коэффициента теплоотдачи со стороны жидкости α_w в несколько раз больше, чем со стороны газа, поэтому ее изменение мало влияет на температуру стенки. Это следует из того, что

$$Q_W = K \cdot F_r \cdot (t_r - t_w),$$

при $\lambda_{CT} \rightarrow \infty$, где λ_{CT} – коэффициент теплопередачи к стенке

$$K = \frac{\alpha_r \cdot \alpha_w \cdot F_w}{\alpha_r \cdot F_r + \alpha_w \cdot F_w} \approx \frac{\alpha_r \cdot \alpha_w}{\alpha_r + \alpha_w} = \frac{\alpha_r}{1 + \alpha_r / \alpha_w}$$

Очевидно, что даже при $\alpha_w \rightarrow \infty$ величина $K = \alpha_r$.

13.2. Снижение потерь теплоты в системе охлаждения

Из формул (13.6), (13.7), (13.8) следует, что главным путем уменьшения теплоотдачи в охлаждающую жидкость может служить увеличение температур стенок цилиндра. Это может быть сделано, если увеличить температуру охлаждающей жидкости или заменить воду или антифриз другим рабочим телом с большей температурой кипения. Применение масла благодаря уменьшенной величине α_w , сильно повышают t_{CT} .

Проводились эксперименты с высокотемпературным охлаждением ДВС. В таблице приведены основные данные тепловозного двухтактного дизеля 2Д-100 при разных температурах воды при постоянной температуре масла 75 °С [29].

Таблица 13.1

Основные данные тепловозного двухтактного дизеля

Параметры	Температура воды, °С	
	70	120
Эффективного КПД, η_e	0,361	0,361
Теплоотдача в охлаждающую жидкость, q_W	0,202	0,151
Теплоотдача масло, q_M	0,091	0,111
Теплоотдача в отработавшие газы, q_{OG}	0,321	0,345

Видно, что повышение t_w с 70 до 120 °С не изменило эффективного КПД дизеля, но при этом сумма относительных теплоотдач в охлаждающую жидкость и масло уменьшилась с 0,293 до 0,201, а теплоотдача в отработавшие газы повысилась с 0,321 до 0,345.

Другие подобные эксперименты подтвердили, что уменьшение отдачи тепла в систему охлаждения незначительно влияет на эффективный КПД дизеля, а вся освобождающаяся теплота идет в основном на увеличение теплоты отработавших газов. Заметим, что к такому же выводу пришел в начале XX в. Н.Р. Бриллинг.

Двигатели с тепловой изоляцией. В 80-х гг. в ряде стран проводились исследования дизелей с повышенной температурой деталей цилиндра-поршневой группы, достигаемой за счет тепловой изоляции камеры сгорания, днища поршня, головки цилиндров, выхлопных клапанов и трубопроводов. Такой двигатель иногда называют адиабатным. Поскольку уменьшение теплоотдачи, как отмечено выше, не приводит к повышению КПД собственно двигателя, повышение его мощности и экономичности достигается за счет использования энергии ОГ в газовой турбине, которая свою мощность через зубчатую передачу отдает коленчатому валу. Такие схемы в 40–50-х гг. подробно были изучены в ЦИАМ [38] и получили название турбопоршневых.

Принципиальная схема одного из вариантов такого двигателя приведена на рис. 13.5. Здесь дополнительная мощность вырабатывается силовой турбиной 4. В некоторых случаях двигатель имеет компрессор и турбину, сидящие на одном валу, связанном с валом двигателя. По такой схеме работает двухтактный пятици-

линдровый двигатель 5ТД мощностью 515 кВт, установленный на танке Т64, находящемся на вооружении РФ с 1965 г.

Фирма «Камминс» создала в 80-х гг. адиабатный дизель с теплоизолированными цилиндрами, поршнями, выпускными клапанами, благодаря чему температура ОГ повысилась до 816 °С (обычно эта температура 550–600 °С). Турбина соединена с валом через двухступенчатый редуктор. Схема двигателя приведена на рис. 13.6 [36].

Этот двигатель создан на базе шестицилиндрового дизеля NH. Основные данные дизеля:

$$D = 139,7 \text{ мм}$$

$$S = 152,4 \text{ мм}$$

$$n = 1900 \text{ мин}^{-1}$$

$$\alpha = 1,84$$

$$iVh = 14 \text{ л}$$

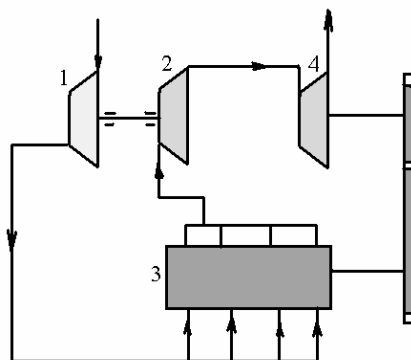


Рис. 13.5. Схема турбопоршневого дизеля:

1 – компрессор; 2 – турбина; 3 – дизель; 4 – силовая турбина

Предполагалось достичь следующих параметров:

$$N_e = 373 \text{ кВт}$$

$$\eta_e = 0,49 \text{ (} g_e = 170 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч)}$$

$$P_e = 1,68 \text{ МПа.}$$

В дизеле применен составной поршень с днищем. Максимальная температура днища равнялась 930 °С, что на 500–600 °С больше, чем у чугунного или алюминиевого поршня. Стендовые испытания дизеля были завершены в 1989 г.

К концу XX в. работы по созданию теплоизолированных дизелей были приостановлены. Причины этого следующие:

- высокая токсичность из-за больших температур ОГ;
- большая конструктивная сложность и высокая стоимость дизеля;
- высокие износы и малая долговечность горячих деталей;
- необходимость в специальных синтетических высокотемпературных маслах;
- повышенная пожароопасность.

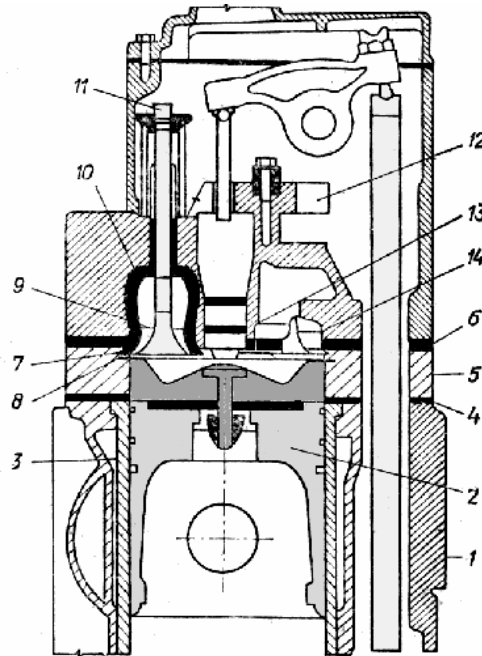


Рис. 13.6. Поперечный разрез адиабатного дизеля NH «Камминс»

- 1 – блок цилиндров; 2 – составной поршень; 3 – гильза цилиндров;
4 – теплоизолирующая прокладка блока цилиндров; 5 – вставка между
головкой и блоком цилиндров; 6 – теплоизолирующая прокладка головки
цилиндров; 7 – теплоизолирующая шайба камеры сгорания; 8 – нижнее
уплотнение теплоизолирующей шайбы; 9 – седло выпускного клапана;
10 – керамическая изоляция выпускной трубы; 11 – выпускной клапан;
12 – насос-форсунка; 13 – теплоизолирующий стакан насос-форсунки;
14 – седло впускного клапана

Опыт, полученный при создании теплоизолированных двигателей, будет использован в конструировании подобных ДВС. В первую очередь такие двигатели могут найти применение в военной технике.

Фирма «Эльсбет Констракшн» создала «утепленный» трехцилиндровый дизель «Элко» с изолированными стенками камер сгорания (см. тему 11). Изоляция осуществляется воздухом, поступающим в цилиндры. Блок и поршни выполнены из чугуна. Головка блока и цилиндры охлаждаются маслом, причем гильзы охлаждаются только в верхней части. Температура поршня у верхнего кольца не превышала 185 °С. После пробега автомобиля 100000 км при испытаниях в НАМИ заметного износа колец не наблюдалось.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1) относительная отдача теплоты в охлаждающую жидкость обратно пропорциональна средней скорости поршня и среднему эффективному давлению и диаметру цилиндра в степени 0,2. Применение наддува значительно уменьшает q_w ;

2) величина q_w пропорциональна разности между средней температурой газа в процессе и температурой стенок цилиндра;

3) повышение температуры охлаждающей жидкости уменьшает q_w и температуры ОГ, но слабо влияет на эффективный КПД дизеля;

4) использование теплоизолированных двигателей требует реализации турбопоршневой схемы, что позволяет увеличить работу турбины на 15–25% и повысить эффективный КПД и мощность дизеля на 5–10%;

5) применение теплоизолированных двигателей сдерживает высокая токсичность их ОГ, сложность, необходимость использования дефицитных синтетических масел.

ТЕМА 14

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ И АГРЕГАТЫ НАДДУВА

Известно, что топлива обладают химической энергией, которая представляет собой вид потенциальной энергии. Потенциальная энергия топлива сравнима потенциальной энергией воды в озере, расположенном высоко в горах, и определяется высотой H (рис. 14.1). Эта энергия может быть весьма большой. Если затратить небольшую энергию на подъем воды на высоту h , то можно воспользоваться кинетической энергией воды, падающей вниз, для приведения в действие гидравлических установок. Потенциальная энергия в нижнем водоеме будет намного меньше.

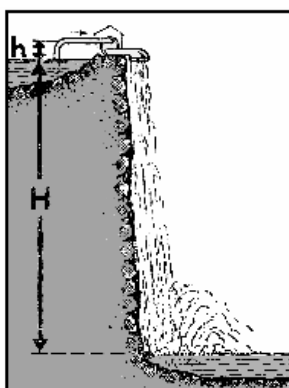


Рис. 14.1. Потенциальная энергия

Энергия, которую пришлось затратить, чтобы поднять воду до уровня, с которого она устремляется вниз, можно сравнить с энергией, затраченной на разрушение молекул топлива и кислорода. Кинетическую энергию падающей воды можно сравнить с выделившейся тепловой энергией при горении; потенциальную энер-

гию воды в нижнем водоеме – с химической энергией, оставшейся в молекулах продуктов сгорания. В данном разделе, последняя рассматривается как энергия, которая приводит в действие турбины турбокомпрессора.

В настоящее время наиболее эффективным способом повышения среднего эффективного давления ДВС является газотурбинный наддув. Схема двигателя с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением воздуха показана на рис.14.2.

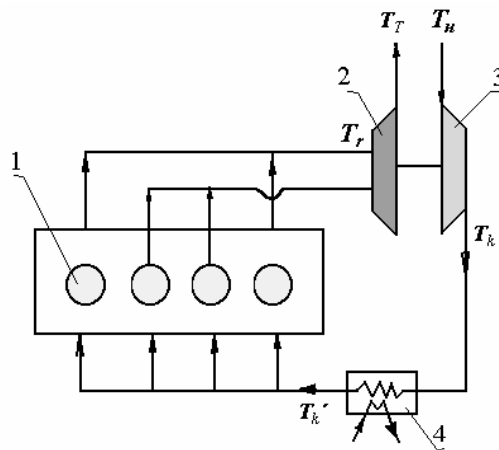


Рис. 14.2. Схема двигателя с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением воздуха:

1 – цилиндр двигателя; 2 – турбина; 3 – компрессор; 4 – холодильник
 T_r – температура газа перед турбиной; T_n – температура окружающей среды;
 T_k – температура наддувочного воздуха на выходе из компрессора
 T_k' – температура наддувочного воздуха после холодильника;
 T_r' – температура газа на выходе из турбины

Работа турбины прямо пропорциональна температуре газа на её входе T_r в К. Эта температура наиболее точно может быть определена по результатам испытания ДВС. Если таких данных нет, то приходится использовать эмпирические или полуэмпирические формулы. В работах Д.А. Портнова предложена следующая формула:

$$T_r = \frac{C_{P_6} \cdot T_k}{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi \cdot L_0}\right) C_{Pr}} + \frac{Q \cdot (1 - \eta_i - \Psi_\Sigma)}{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi \cdot L_0}\right) C_{Pr} \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot L_0}, \quad (14.1)$$

где T_k – температура на выходе из компрессора, °К; C_{P_6} и C_{Pr} – теплоемкость воздуха и газа; α – коэффициент избытка воздуха; φ – коэффициент продувки; η_i – индикаторный КПД; Q – теплотворность топлива, кДж/кг; L_0 – стехиометрический коэффициент.

Величину относительной потери тепла Ψ_Σ можно определить из графиков, приведенных в работе Д.А. Портнова [38]. Главный недостаток формулы (14.1) связан с трудностью определения Ψ_Σ , а также индикаторного КПД.

В работе Ю.А. Антипова [1] на основе баланса теплоты была получена формула для определения температуры газа на выходе из турбины t_T турбокомпрессора, °С.

$$t_T = \frac{\alpha \cdot \varphi \cdot C_{P_6} \cdot L_0}{A \cdot C_{Pr}} \cdot t_6 + \frac{Q}{A \cdot C_{Pr}} \cdot (1 - \eta_e - q_w - q_m - q_{ост}), \quad (14.2)$$

где $A = 1 + \alpha \cdot \varphi \cdot L_0$; t_6 – температура воздуха на входе в компрессор, °С; $q_w = \frac{Q}{Q_T}$; $q_m = \frac{Q}{Q_T}$; $q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q_T}$; Q_T – химическая теплота топлива, равная $G_T Q$; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Относительные доли теплоты, отдаваемой в охлаждающую жидкость q_w , масло q_m и остаточной теплоты $q_{ост}$ составляют соответственно 0,20–0,25; 0,04–0,10 и 0,02–0,04.

Температура газа перед турбиной турбокомпрессора, К рассчитывается по формуле

$$T_r = T_T \cdot [1 - (1 - \pi_T^{-0,25}) \cdot \eta_T]^{-1},$$

где $\pi_T = \frac{P_r}{P_H}$ – степень понижения давления в турбине; P_r – давление газа перед турбиной, МПа; P_H – атмосферное давление, МПа.

Главным фактором, влияющим на T_r , является коэффициент избытка воздуха (рис. 14.3). В четырехтактных дизелях $t_r = 500 - 650 \text{ }^\circ\text{C}$, в двухтактных дизелях $t_r = 350 - 500 \text{ }^\circ\text{C}$, в бензиновых двигателях $t_r = 750 - 850 \text{ }^\circ\text{C}$.

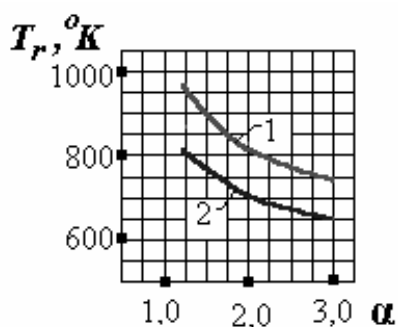


Рис. 14.3. Зависимость температуры перед турбиной от коэффициента избытка воздуха:
1 – $T_k = 400\text{K}$; 2 – $T_k = 350\text{K}$

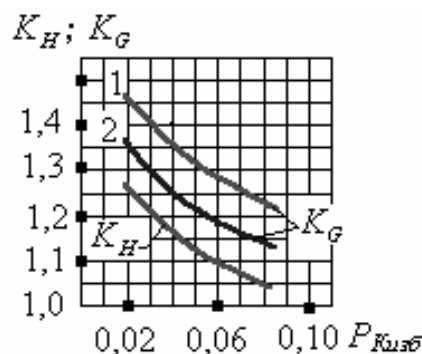


Рис. 14.4. Зависимость K_H и K_G от избыточного давления после компрессора ($P_{\text{комб}}$):
1 – два цилиндра в коллекторе;
2 – три цилиндра в коллекторе

В выхлопных трубопроводах давление сильно меняется по углу поворота кривошипа. Для использования импульсов давления следует уменьшать объем трубопроводов, для чего газ проводят к турбине, объединяя группы цилиндров отдельными трубопроводами (см. рис. 14.2)

Влияние импульсов на адиабатический теплоперепад и расход газа через турбину оценивается коэффициентами K_H и K_G (рис. 14.4).

Отношение максимального давления газа $P_{r \text{ max}}$ к среднему давлению $P_{\text{ср}}$ во время выхлопа можно определить по графику (рис. 14.5). Найдя это отношение, можно оценить изменение КПД турбины турбокомпрессора (Барский И.А., 1980).

$$\bar{\eta}_T = \frac{\eta_T}{\eta_{T0}} = 1 - 0,33 \frac{(P_{r \text{ max}} - 0,1)}{(P_{\text{ср}} - 0,1)},$$

где давления берутся в МПа; индексом “о” обозначены параметры номинального режима.

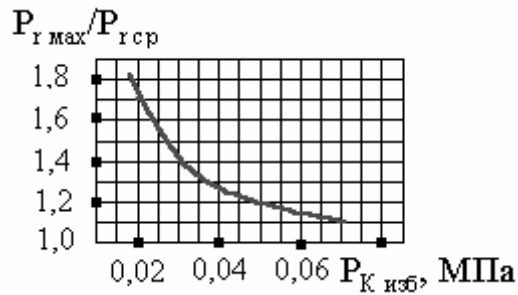


Рис. 14.5. Зависимость $P_{r max} / P_{r cp}$ от $P_{K изб}$

При выбранной степени повышается давления в компрессоре $\pi_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_H}$, величина степени понижения давления в турбине $\pi_T = \frac{P}{P_H}$ определяется из условия равенства мощности турбины и компрессора.

$$\pi_T = \left[1 - \frac{L}{C_{Pr} \cdot T_r \cdot \eta_r \cdot \eta_T \cdot \eta_K \cdot \eta_{M_{TK}} \cdot K_H} \right]^{\frac{1-Kr}{Kr}},$$

где $L_K = 1005 \cdot T_H \left(1 + \frac{\pi_K^{0,286} - 1}{\eta_K} \right)$ – работа компрессора; $Kr = 1,35$ – показатель адиабаты для газа; $\eta_{M_{TK}}$ – механический КПД турбокомпрессора; T_H – температура окружающей среды, К.

С увеличением КПД турбокомпрессора $\eta_{TK} = \eta_T \cdot \bar{\eta}_T \cdot \eta_K \cdot \eta_{M_{TK}}$ степень понижения давления в турбине и давление в выпускном трубопроводе падают (рис. 14.6). Среднее

эффективное давление двигателя вычисляется по уравнению Б.С. Стечкина

$$Pe = \frac{Q}{\alpha \cdot L_0} \eta_e \cdot \eta_v \cdot \rho_K,$$

где η_e – эффективный КПД; η_v – коэффициент наполнения; ρ_K – плотность воздуха после компрессора.

Плотность воздуха во впускном коллекторе ДВС $\rho_K = \frac{P_K}{287 \cdot T_K}$

увеличивается при снижении его температуры. Кроме того, снижение T_K уменьшает теплонапряженность двигателя, а в бензиновых ДВС снижает склонность двигателя к детонации. В связи с этим применяется промежуточное охлаждение надвучного воздуха. Этот воздух охлаждается в специальных охладителях либо атмосферным воздухом, либо водой. Обычно в автомобильных двигателях надвучный воздух охлаждается атмосферным воздухом, а в тепловозных и судовых дизелях – охлаждающей жидкостью.

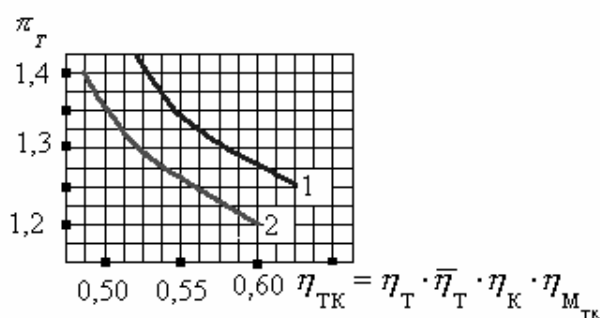


Рис. 14.6. Зависимость степени понижения давления

в турбине от $\eta_{TK} = \eta_T \cdot \bar{\eta}_T \cdot \eta_K \cdot \eta_{M_{TK}}$

1 – $Tr = 900$ К; 2 – $Tr = 1000$ К.

Температура воздуха после охлаждения снижается на 40 – 80 °С, причем эта цифра зависит от тепловой эффективности охладителя, составляющей 0,6 – 0,8. Турбокомпрессоры автотракторных двигателей имеют, как правило, одноступенчатый центробеж-

ный компрессор и радиальную центробежную турбину (рис. 14.7). Такие турбокомпрессоры применяются у тепловозных и судовых дизелей до 1500 кВт. В более мощных дизелях используют одноступенчатую турбину и одноступенчатый центробежный компрессор.

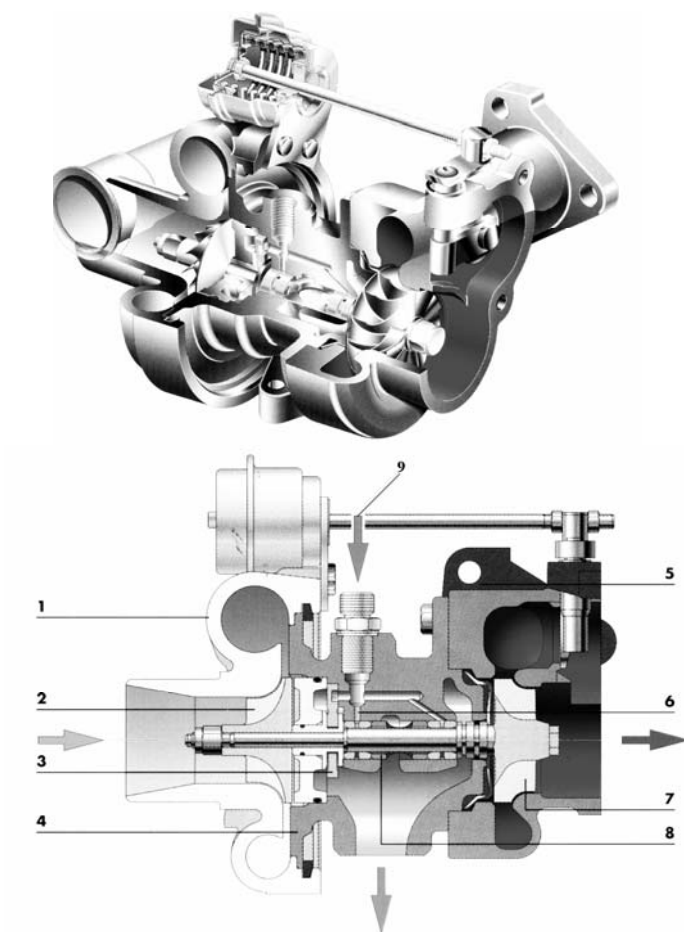


Рис. 14.7. Схема турбокомпрессора
 1 – корпус компрессора; 2 – колесо компрессора; 3 – уплотнение;
 4 – центральный корпус; 5 – корпус турбины; 6 – выход газа;
 7 – колесо турбины; 8 – подшипник; 9 – подвод масла

Чаще всего в турбокомпрессорах применяют подшипники скольжения. Иногда используют шариковые подшипники, главный недостаток которых – высокая стоимость и малая долговечность. Рабочие колеса компрессора изготавливают (обычно литьем) из алюминиевых сплавов. Рабочие колеса турбин делают из жаропрочных сплавов.

Таблица 14.1

Основные данные турбокомпрессоров (ТК)

Марка ТК	РН-07 Хари- ма	ТКР 8,5	ТКР 11	ТКР 14	ТКР 23	ТКР 36	РДН 1100 ВРНО
Тип дизеля		тракт.	тракт.	автом.	автом. теплов.	теплов. суд.	теплов. суд.
π_k	2	1,5–1,8	1,4–1,6	1,75	1,7	2,55	3
G_v , кг/с	0,13– 0,54	0,1– 0,25	0,1– 0,20	0,47	1,4	4,4	8,9
$t_{г. макс.}$, °С		650	650	700	700		650
n , об/мин	110000	55000– 60000	45000– 50000	34000– 37000	23000		13500
D , мм		85	110	140	230	380	
η_k		0,71	0,72	0,72	0,74	0,78	
$\eta_T \cdot \eta_{М_{ТК}}$		0,72	0,73	0,74	0,76	0,76	
$\eta_{ТК} = \eta_T \cdot \eta_K \cdot \eta_{М_{ТК}}$		0,51	0,525	0,54	0,56	0,595	
Тип турбины		ради- ал.	ради- ал.	ради- ал.	ради- ал.	осев.	осев.
Масса, кг	8,3	9	20	35	105	700	1600

Корпуса турбокомпрессора в настоящее время не имеют жидкостного охлаждения. Корпус турбины изготавливают из жаропрочного чугуна, а турбины – из алюминиевого сплава.

Основные данные семи различных турбокомпрессоров приведены в табл. 14.1. Из таблицы видно, что у турбокомпрессоров с небольшим расходом воздуха частота вращения превышает 100000 мин⁻¹, что предъявляет особые требования к качеству и чистоте масла 7 (рис. 14.7), смазывающего подшипники скольжения.

Использование теплоты отработавших газов ДВС может быть произведено не только в турбине турбокомпрессора, но и в специальных утилизационных теплообменниках, предназначенных для нагрева жидкости, идущей на отопление.

Температура воды t_{w2} на выходе из такого теплообменника равна

$$t_{w2} = t_{w1} + E \cdot (t_T - t_{w1}),$$

где t_{w1} – температура жидкости на входе в теплообменник, °С; t_T – температура газа на выходе из турбокомпрессора, °С, определяемая из формулы (14.2).

Тепловая эффективность теплообменника E зависит от его относительной поверхности $\frac{F}{G_r}$ и коэффициента теплопередачи. В

жидкогазовых теплообменниках $E = 0,6 - 0,75$; F – площадь теплообменника, м²; G_r – расход газа, кг/с.

Количество теплоты, передаваемой в секунду (тепловой поток) к нагреваемой жидкости, равно

$$Q_w = 4190 \cdot G_w \cdot (t_{w2} - t_{w1}),$$

где G_w – расход нагреваемой жидкости.

ТЕМА 15

ДВИГАТЕЛИ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Двигателями внешнего сгорания называются такие поршневые двигатели, в которых сгорание происходит вне цилиндра. Старейшими двигателями такого типа являются паровые двигатели (ПД), в которых пар, вырабатываемый в котле, подается в ПД, из него отработанный пар идет в конденсатор, а далее конденсат возвращается в котел (рис. 15.1) [36]. Такой ПД работает по циклу Ренкина, по которому работают паротурбинные установки (ПТУ).

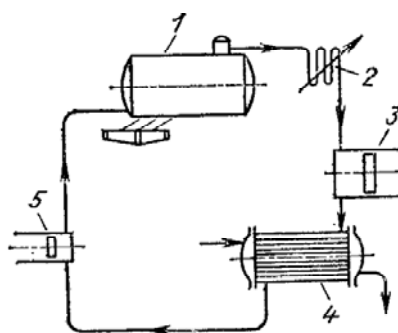


Рис. 15.1. Схема паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина:
1 – паровой котел; 2 – перегреватель пара; 3 – паровой двигатель;
4 – конденсатор; 5 – питающий насос

В 1949 г. в НАМИ построили грузовик с ПД, использовавший в качестве топлива дрова. До этого в XIX в. ограниченно эксплуатировали автомобили с ПД. Однако сложность эксплуатации, топливная инерционность, высокий расход топлива препятствовали широкому распространению автомобилей с ПД.

В то же время паровозы, т.е. локомотивы с ПД открытого типа (без конденсатора), эксплуатировались на железных дорогах до 1955-1965 гг. Их главный недостаток – низкий КПД, составлявший 5–7%.

В 60-х гг. XX в. проводились исследования ПД с низкокипящими рабочими телами (фреоны, аммиак и др.) для автомобилей и танков. Эти исследования дали отрицательные результаты.

В XIX в. в Великобритании применялся двигатель внешнего сгорания, работавший по циклу Стирлинга [45]. В середине 60-х гг. в разных странах (США, СССР, Голландии, Германии и др.) возродился интерес к этому двигателю, позволяющему использовать для нагрева газа любое органическое топливо и тепло солнца. Использование этой теплоты позволило разработать проекты двигателей для космических объектов.

Достоинство двигателей Стирлинга заключается в возможности работы на разных топливах, с низкой токсичностью, малым уровнем шума. Последнее качество особенно заинтересовало голландскую радиотехническую фирму «Филипс».

На рис. 15.2. показан цикл Стирлинга в PV и TS диаграммах. Этот цикл состоит из четырех термодинамических циклов – двух изотермических ($T = \text{const}$) и двух изохорных ($V = \text{const}$). Процесс сжатия ab происходит по изотерме, отвод теплоты bc – по изохоре, расширение cd – по изотерме, отвод теплоты dc – по изохоре. Термический КПД цикла η_t равен КПД цикла Карно.

$$\eta_t = \frac{T_c - T_a}{T_c}$$

Для иллюстрации работы двигателя Стирлинга на рис. 15.2б [45] изображен цилиндр с двумя поршнями и расположенный между ними регенератор. В объеме цилиндра между левым поршнем и регенератором находится рабочее тела при высокой температуре T_{max} (полость расширения), а в объеме цилиндра между регенератором и правым поршнем находится рабочее тело при низкой температуре T_{min} (полость сжатия).

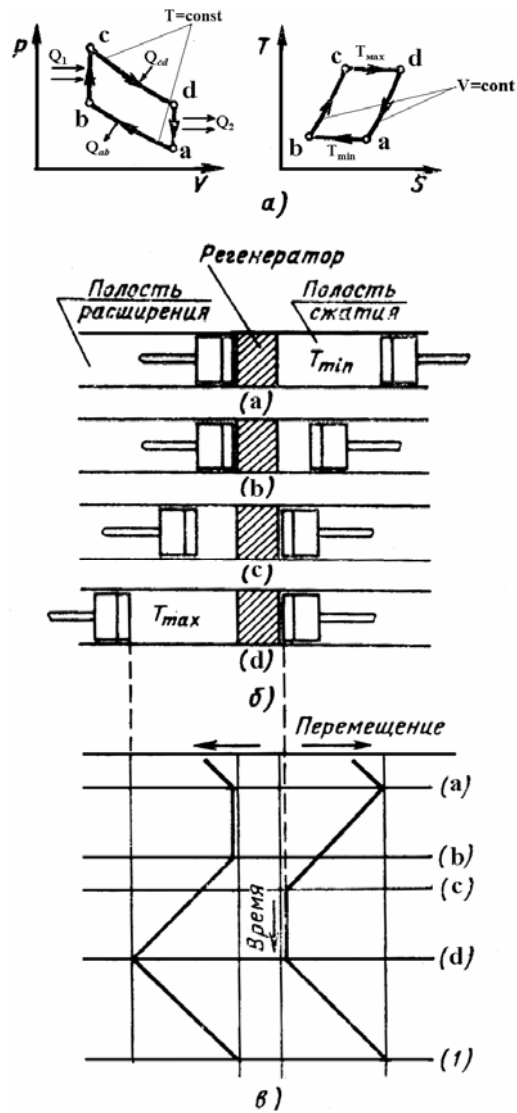


Рис. 15.2. Идеальный цикл Стирлинга:
 а – цикл Стирлинга в PV и TS диаграммах; б – расположение поршней в основных точках цикла; в – диаграмма время – перемещения; Q_1 – теплота от регенератора; Q_2 – теплота в регенератор и холодильник

В процессе изотермического сжатия (ab) левый поршень неподвижен, а правый перемещается, сжимая газ в полости сжатия. Объем газа уменьшается от V_a до V_b , давление увеличивается от P_a до P_b , теплота Q_{ab} отводится от полости сжатия в окружающую среду, и температура газа становится минимальной $T_{\min} = \text{const}$.

В процессе изохорического сжатия (bc) оба поршня перемещаются одновременно. Правый поршень перемещается к регенератору, а левый – от регенератора. Газ при постоянном объеме V_b переходит из полости сжатия через регенератор в полость расширения. При прохождении газа через регенератор теплота от него передается рабочему телу, вследствие чего температура рабочего тела в полости расширения повышается и достигает максимального значения $T_{\max} = \text{const}$.

В процессе изотермического расширения (cd) левый поршень перемещается от регенератора, а правый остается неподвижным. Объем газа увеличивается от V_c до V_d , давление понижается от P_c до P_d . Теплота Q_{cd} подводится к газу в полости расширения. Температура газа в этом процессе максимальна и постоянна $T_{\max} = \text{const}$.

В процессе изохорического расширения (da) оба поршня перемещаются одновременно. Левый поршень перемещается к регенератору, а правый – от регенератора. Газ при постоянном объеме V_d возвращается из полости расширения через регенератор в полость сжатия. При прохождении газа через регенератор теплота от рабочего тела передается регенератору, вследствие чего температура рабочего тела в полости сжатия понижается и достигает минимального значения T_{\min} .

Конструктивно двигатель Стирлинга достаточно сложен, так как нуждается в двух поршнях,двигающихся в одном цилиндре по разным кинетическим законам, и трех теплообменных аппаратах: нагревателе, регенераторе и охладителе.

На рис.15.3. приведена одна из многочисленных [45] конструкций двигателей Стирлинга, имеющего поршень-вытеснитель 4 и рабочий поршень 6. Нагревшись от горелки 2 в горячей зоне цилиндра, газ расширяется, проходит через регенератор 1 и охладитель 5, где охлаждается. Затем газ попадает в пространство между двумя поршнями 4 и 6 и толкает силовой поршень 6 вниз. Эти процессы соответствуют процессам подвода теплоты cd и охлаж-

дения da . В реальном двигателе оба процесса идут одновременно и не могут быть отделены друг от друга.

Силовой поршень 6 механически связан с поршнем-вытеснителем 4 так как и при движении поршня 6 вниз поршень 4 движется вверх. При этом он выталкивает газ из горячей зоны в регенератор 1, где газ охлаждается, нагревая керамическую или металлическую набивку регенератора. Достигнув нижней мертвой точки (НМТ), далее силовой поршень движется вверх, вытесняя уже охлажденный газ назад в горячую зону через регенератор, в котором тот нагревается до температуры T_g . При этом поршень-вытеснитель 4 достигает НМТ. В горячей зоне газ вновь разогревается, и осуществляется новый цикл.

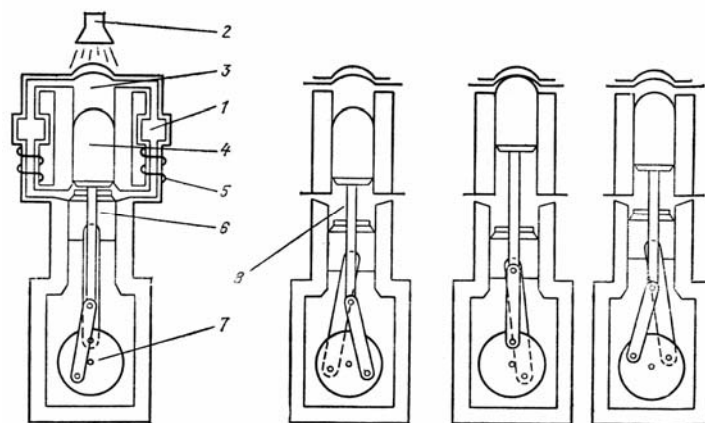


Рис. 15.3. Упрощенная схема работы двигателя внешнего сгорания:
 1 – регенератор; 2 – горелки; 3 – горячая зона; 4 – поршень-вытеснитель;
 5 – охладитель; 6 – силовой поршень;
 7 – коленчатый вал; 8 – холодная зона

В качестве рабочего тела используют гелий, воздух, водород. Проведенные расчеты показали, что наибольший КПД достигается при использовании в качестве рабочего тела водорода: у двигателя мощностью 165 кВт при $t_{нагр} = 700$ °С; $t_{охл} = 25$ °С; $p_{max} = 11$ МПа максимальный КПД (по расчету) составил 47% [45].

В реально выполненных конструкциях КПД не превысил 33–35%. В работе У. Уокера [45] для определения эффективного КПД двигателя Стирлинга рекомендуется формула

$$\eta_e = 0,5 \cdot \frac{T_c - T_a}{T_c}.$$

В 70–90-е гг. XX в. фирмы «Дженерал Моторс», «Форд», «Юнайтед Стирлинг» (США), «Филипс» и др. разработали несколько образцов двигателей Стирлинга, часть из которых была испытана на автомобилях.

Ниже приведены экспериментальные данные нескольких двигателей фирмы «Дженерал Моторс» (рабочее тело – водород) [45].

Таблица 15.1

Экспериментальные данные двигателей Стирлинга

Параметр/Марка	3015	S 1210	1S 1050	2W 17A
Мощность, кВт	29,5	280	55,3	102
Частота вращения, $\frac{1}{\text{мин}}$	2500	1500	1500	1800
Максимальный эффективный КПД	-	0,35	0,28	0,284
Среднее эффективное давление, МПа	1,98	2,36	1,88	1,0
Диаметр цилиндра, мм	88,2	145	145	165
Ход поршня, мм	60,2	73,6	73,6	81,3
Число цилиндров	1	4	1	2
Масса двигателя, кг	250	2270	1042	-
Среднее давление водорода, МПа	10,75	10,35	9,9	7,6
Температура стенки нагревателя, °С	650	650	690	600

Эти двигатели были использованы в 70-х гг. XX в. Их КПД составлял 28–35%, а $P_e = 1 - 2$ МПа.

В 1979 г. в США был изготовлен экспериментальный автомобиль с двигателем «Генезис», работающий по циклу Стирлинга. В таблице 15.2 приведено сравнение двигателей Стирлинга и дизеля.

Таблица 15.2

Сравнение показателей двигателей Стирлинга и Дизеля

Тип двигателя	«Генезис»	Дизель	Перспективный Стирлинг
Мощность, кВт	33	44	63
Топливо	бензин	дизельное	дизельное
Масса двигателя, кг	1260	1275	1156
Пробег на 1 л топлива, км	8,1	10,4	18,6
Токсичность, г/км			
CO	0,27	1,0	0,27
CH	0,08	0,2	0,08
NO _x	0,23	0,93	0,23

Наибольший интерес представляет сравнение «Генезиса» с дизелем. Видно, что путевая экономичность автомобиля Стирлинга на 20% ниже, чем у дизеля, а токсичность внешнего сгорания значительно (в 3–4 раза) меньше, чем у дизеля.

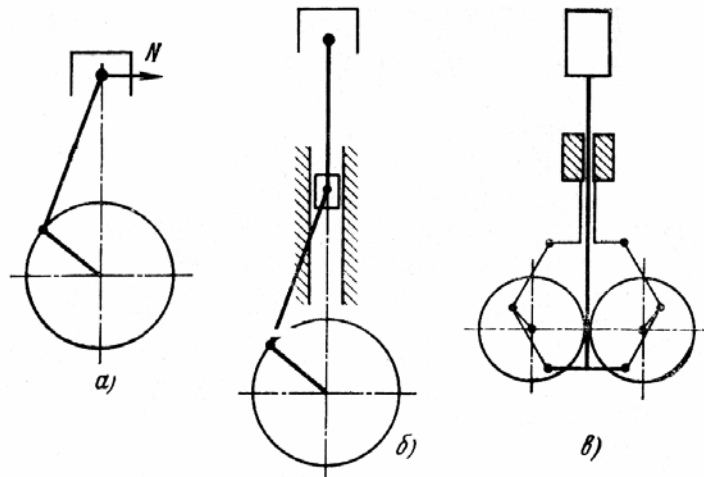


Рис. 15.4. Различные схемы кинематических механизмов передачи движения в двигателях Стирлинга:
 а – кривошипно-шатунный механизм; б – ползунный кривошипно-шатунный механизм; в – ромбический кривошипно-шатунный механизм

Подводя итоги, можно отметить, что испытанные двигатели Стирлинга имеют экономичность на уровне современных бензиновых ДВС, заметно уступая по этому показателю дизелю. Сложность двигателей Стирлинга значительно больше, чем у традиционных ДВС. Наибольшие проблемы вызваны малой надежностью теплообменников (нагревателя, регенератора, охладителя). Опыт эксплуатации регенераторов ГТД показал, что создание длительно работающего теплообменника с температурой стенок 600 – 700 °С является пока неразрешимой задачей. Большие трудности вызывает пуск Стирлинга. Кроме того, в этих двигателях используется кривошипно-шатунный механизм сложной конструкции (рис. 15.3) [45] и трудно обеспечить герметичность рабочих камер двигателя (рис. 15.4) [45].

Двигатель Стирлинга имеет несколько большие размеры по сравнению с традиционными ДВС. Это объясняется следующими причинами:

- с целью снижения износа стенки цилиндра под действием боковой силы N (рис. 15.4а) используется ползунный кривошипно-шатунный механизм с увеличенными габаритами (рис. 15.4б);
- высота поршень-вытеснителя увеличивается с целью обеспечения охлаждения уплотнения вытеснителя 8 (рис. 15.5) в холодной части полости двигателя;
- рабочая полость удлиняется с целью обеспечения надежного уплотнения штока поршня-вытеснителя.

Все это приводит к увеличению высоты двигателя. Эта высота будет еще больше, если используется ромбический кривошипно-шатунный механизм (рис. 15.4в).

Высоту двигателя Стирлинга можно несколько снизить при использовании небольшого масляного поддона, так как потребность в смазочном материале в этих двигателях значительно меньше, чем у традиционных ДВС. Еще одним способом снижения высоты двигателя Стирлинга является переход к двигателям двойного действия.

Двигатели двойного действия по сравнению с двигателями с ромбическим кривошипно-шатунным механизмом имеют в 2 раза меньшие габаритные размеры и массу. Использование двигателей Стирлинга двойного действия дает возможность снизить их разме-

ры и массу и делает их сравнимыми по этим показателям с традиционными ДВС того же назначения [45].

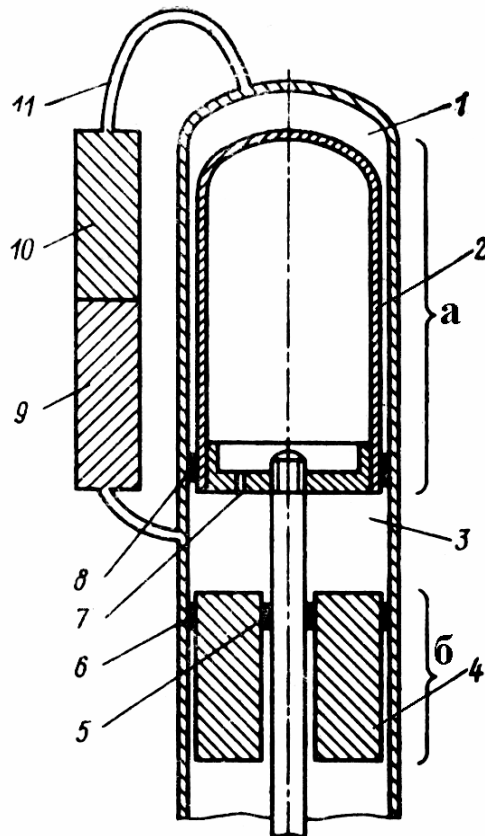


Рис. 15.5. Схема расположения рабочего поршня и вытеснителя с уплотнителями в цилиндре двигателя Стирлинга:

- 1 – полость расширения с температурой T_1 ; 2 – поршень вытеснителя;
 3 – полость сжатия с температурой T_2 ; 4 – рабочий поршень; 5 – уплотнение штока вытеснителя; уплотнение рабочего поршня; 7 – перепускное отверстие; 8 – уплотнение вытеснителя; 9 – холодильник;
 10 – регенератор; 11 – нагреватель;
 а – вытеснитель (значительный перепад температуры, незначительный перепад давления); б – рабочая полость (высокий перепад давления, незначительный перепад температуры)

Двигатели двойного действия. В многоцилиндровых двигателях в каждом цилиндре имеется поршень, который выполняет двойную роль – рабочего поршня и вытеснителя. Соединение цилиндров в двигателе осуществляется последовательно (рис. 15.6в) [45], а именно: полость сжатия А (которая находится под поршень-вытеснителем каждого цилиндра) соединяется через холодильник Х, регенератор Р и нагреватель Н с полостью расширения Б (которая находится над поршень-вытеснителем соседнего цилиндра). Условия работы поршень-вытеснителя характеризуются значительным перепадом давления и высоким градиентом температуры [45]. Полезная мощность с каждого поршень-вытеснителя передается коленчатому валу двигателя 14 (рис. 15.6б).

Главные достоинства двигателей Стирлинга – это низкая токсичность, малый уровень шума и незначительные изменения крутящего момента за один оборот коленчатого вала (рис. 15.7) [45]. Кроме того, имеется возможность использования различных топлив, в том числе твердого топлива.

В двигателе Стирлинга неравномерность изменения крутящего момента по углу поворота вала двигателя намного меньше, чем у бензинового ДВС той же мощности (рис. 15.7).

Незначительное изменение крутящего момента $M_{кр}$ в двигателях Стирлинга объясняется небольшим значением отношения давления ($P_z/P_{min} = 2$) [45], а также тем, что полный цикл в каждом цилиндре совершается за один оборот коленчатого вала. В традиционных ДВС изменение давления в цилиндре происходит в диапазоне 0,092–6,0 МПа и выше, и полный цикл в четырехтактных двигателях происходит за два оборота вала. Малая неравномерность циклической характеристики крутящего момента любого двигателя позволяет в значительной степени уменьшить размеры маховика.

Анализируя рассмотренные достоинства и недостатки двигателей Стирлинга, следует считать, что данные двигатели не могут в полной мере заменить бензиновые и дизельные двигатели. Их целесообразно использовать только там, где решающими качествами являются низкая токсичность и шумность работы.

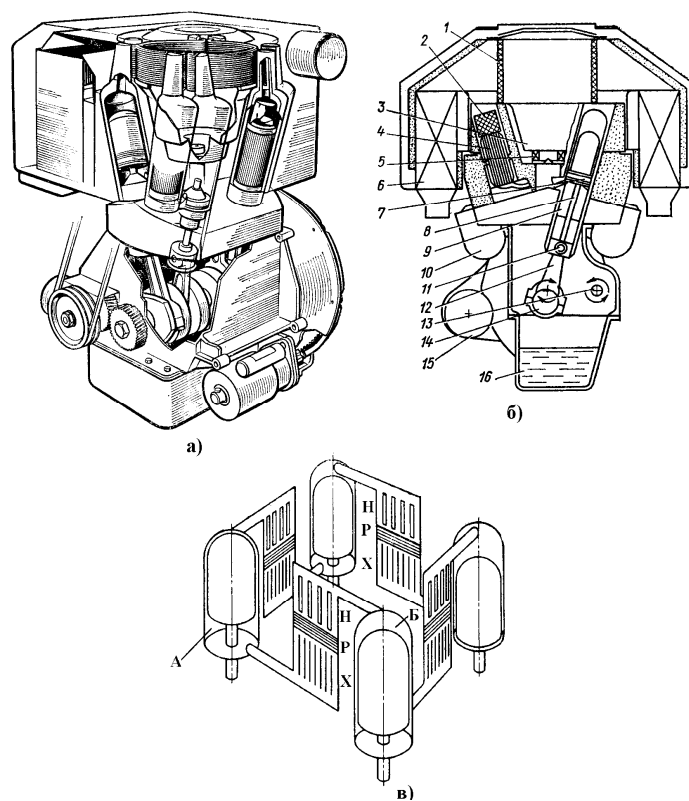


Рис. 15.6. Схема четырехцилиндрового двигателя Стирлинга V4X двойного действия фирмы «Юнайтед Стирлинг»:
 а – общий вид; б – поперечный разрез; в – схема соединения цилиндров;
 1 – трубки нагревателя; 2 – регенератор; 3 – камера сгорания;
 4 – трубки холодильника; 5 – завихритель; 6 – подогреватель воздуха;
 7 – рабочий поршень-вытеснитель; 8 – шток поршня-вытеснителя;
 9 – узел уплотнения для водорода; 10 – система регулирования изменением мертвого объема; 11 – ползун; 12 – шатун; 13 – балансирующий вал;
 14 – коленчатый вал; 15 – стартер; 16 – поддон для масла;
 А – полость сжатия; Б – полость расширения; Х – холодильник;
 Р – регенератор; Н – нагреватель

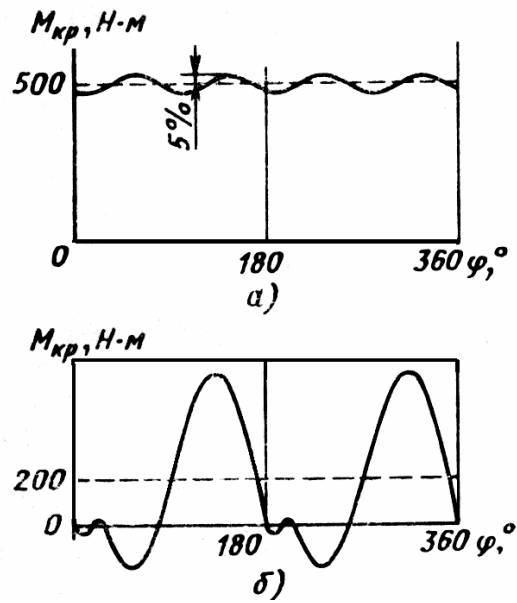


Рис. 15.7. Изменение крутящего момента $M_{кр}$ за цикл двигателя Стирлинга (а) и бензинового ДВС (б)

Испытания автобуса, оснащенного двигателем Стирлинга, проведенные фирмой «Филипс» в 1973 г., показали, что его уровень шума составлял 68 дБ, что на 10 – 15 – дБ меньше, чем у городских автобусов с дизелем.

ТЕМА 16

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ДВИГАТЕЛЯХ

Механические потери в двигателях делятся:

- на потери трения поршней, колец, подшипников и т.д.;
- насосные потери, обусловленные разницей работы за ход наполнения и выпуска;
- потери, связанные с затратой мощности на привод вспомогательных агрегатов (насосов, вентилятора, компрессора, генератора и т.д.).

В современных ДВС индикаторный КПД приближается к его предельному значению, поэтому дальнейшее повышение экономичности в значительной мере связано со снижением механических потерь и повышением механического КПД.

Потери трения при жидкостном и полужидкостном трении мало зависят от нагрузки. То же относится к насосным потерям в дизелях. В бензиновых двигателях насосные потери на частичных нагрузках сильно возрастают из-за увеличения разрежения на впуске при прикрытой дроссельной заслонке. Потери на привод вспомогательных агрегатов от нагрузки двигателей зависят мало.

Механические потери зависят главным образом от частоты вращения или средней скорости поршня Cm ДВС. Мощность потерь трения пропорциональна частоте вращения в степени 1,5–1,7, мощность насосных потерь пропорциональна третьей степени частоты вращения. Мощность центробежных насосов и вентилятора пропорциональна третьей частоты, мощность масляных насосов пропорциональна частоте вращения в степени 1,4–1,6, мощность топливного насоса высокого давления дизеля пропорциональна частоте вращения. Таким образом, мощность N_m механических потерь равна

$$N_m = N_{тр} + N_{нк} + N_{всп} \quad (16.1)$$

Среднее давление механических потерь четырехтактного двигателя $P_m = \frac{120}{i \cdot V_h \cdot n} (N_{mp} + N_{nx} + N_{всп}) = P_{mp} + P_{nx} + P_{всп}$, (16.2)

где V_h – рабочий объем; N_{mp} – мощность, затраченная на трение; N_{nx} – мощность, затраченная на насосные ходы; $N_{всп}$ – мощность, затраченная на привод вспомогательных агрегатов; i – число цилиндров.

Наиболее надежно N_m определяется экспериментально. Используют четыре способа определения мощности потерь.

1. С помощью индикаторной диаграммы. Принимая, что

$$P_m = P_i - P_e,$$

находят среднее давление механических потерь. Этот способ имеет наибольшую точность. Однако сложность получения качественной индикаторной диаграммы (из-за дросселирования в индикаторном канале) может привести к заметной ошибке. Кроме того, этот способ не пригоден для одноцилиндрового опытного двигателя (отсека), у которого экспериментально найти P_e нельзя.

2. Прокрутка двигателя от постороннего источника при выключенной подаче топлива позволяет найти N_m . Этот способ основан на предположении, что данная величина не зависит от нагрузки, что не совсем точно.

3. Метод выключения цилиндра. В многоцилиндровом ДВС выключают либо подачу топлива в один из цилиндров (дизель), либо напряжение на свечу (ДВС с искровым зажиганием). При этом мощность ДВС снизится на величину индикаторной мощности одного цилиндра. Здесь также предполагается, что N_m не зависит от нагрузки.

4. Метод выбега, который используется в ДВС, приводящем агрегат с большим моментом инерции J . Имея осциллограмму $n = f(\tau)$ при вращении двигателя после выключения цилиндров, находят момент сопротивления выбегу M_m

$$M_m = \frac{\pi J}{30} \frac{dn}{d\tau} \approx \frac{\pi J}{30} \frac{\Delta n}{\Delta \tau} \quad (16.3)$$

и мощность механических потерь

$$N_m = M_m \frac{\pi n}{30}$$

Этот способ особенно эффективен для дизелей, приводящих электрогенераторы (тепловозные и судовые).

Оценивая рассмотренные способы, следует признать, что для многоцилиндрового двигателя наиболее эффективен метод отключения цилиндра. Если же ДВС нагружен электрическим тормозом, то целесообразен метод прокрутки.

Для определения насосных потерь широко применяются следующие полуэмпирические формулы.

Среднее давление насосных ходов для дизеля без наддува [38]

$$P_{нх} = 0,85P_a - 1,065P_r,$$

где P_a и P_r – давление на впуске и выпуске.

Для дизеля с наддувом [38]

$$P_{нх} = 0,9(P_k - P_r).$$

В дизелях без наддува $P_{нх}$ и работа насосных ходов всегда отрицательны, а в дизелях с наддувом, когда $\frac{P_k}{P_r} > 1$, давление и

мощность насосных ходов всегда положительны

$$N_{нх} = \frac{i \cdot V_n \cdot P_{нх} \cdot n}{120}.$$

Влияние средней скорости поршня и степени сжатия на механические потери в работе [38] предлагается оценивать по формуле

$$P_m = P_{m0} + 0,07[(C_m - C_{m0})^{1,35} + (\varepsilon - \varepsilon_0)],$$

где $P_{m0} = 0,15$ МПа; $\varepsilon_0 = 10$. Величины P_{m0} , ε_0 , C_{m0} на номинальном режиме.

Для четырехтактных дизелей без наддува в работе С.В. Румянцева [40] рекомендуются формулы

$$P_m = 0,07 + 0,00055(\varepsilon + 8,5) \cdot C_m,$$

$$P_m = 0,08 + 0,017 \cdot C_m.$$

Для бензиновых двигателей используется формула

$$P_m = 0,05 + 0,013 \cdot C_m.$$

Следует отметить, что последняя формула может применяться только для режима, когда дроссельная заслонка полностью открыта.

ТЕМА 17

СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И УВЕЛИЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Если принять мощность механических потерь за 100% (здесь исключены потери, связанные с приводом вентилятора, генератора и затраты мощности из-за сопротивления впускного фильтра и глушителя), то мощность потерь распределяется следующим образом [40].

трение поршня и колец	45-65%
трение в подшипниках	6-12%
затраты мощности на механизм распределения	6-12%
затраты мощности на привод насосов	6-12%
мощность насосных ходов	12-18%

Отсюда видно, что главные потери связаны с трением поршней и колец. Эти потери снижают путем уменьшения числа компрессионных колец и снижения их высоты H (рис. 17.1).

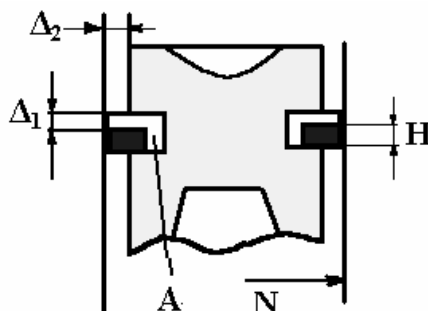


Рис. 17.1. Схема конструкции поршня:

N – боковая сила, A – радиальный зазор кольца в канавке поршня;
 Δ_1 – осевой зазор кольца в канавке поршня; Δ_2 – зазор между стенками цилиндра и головкой поршня

Если раньше в бензиновых двигателях применяли три компрессионных и два маслосъемных кольца, то в последнее время их число снизили до двух и одного. Разработаны экспериментальные двигатели с одним компрессионным кольцом, но от них отказались из-за ухудшения охлаждения поршня.

Помимо снижения числа колец, уменьшают зазор между кольцом и канавкой Δ_1 (рис. 17.1). Это снижает расход и давление газа в пространстве A между боковой стенкой кольца и поршнем, а следовательно, и давление поршня на стенки цилиндра и потери трения.

Уменьшение высоты поршня, его боковой поверхности с нерабочей стороны также способствует снижению трения.

Большое значение имеет подбор оптимальной вязкости масла. При слишком большой ее величине потери трения растут.

Необходимо иметь в виду, что боковая сила N (рис. 17.1), с которой поршень давит на стенки цилиндра, и вызываемое этим трение сравнительно невелико по сравнению с трением колец (рис.

17.2) [47]. При этом увеличение отношения $\frac{L_{ш}}{R} = \frac{1}{\lambda}$ мало влияет на механические потери ($L_{ш}$ – длина шатуна; R – радиус кривошипа; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна).

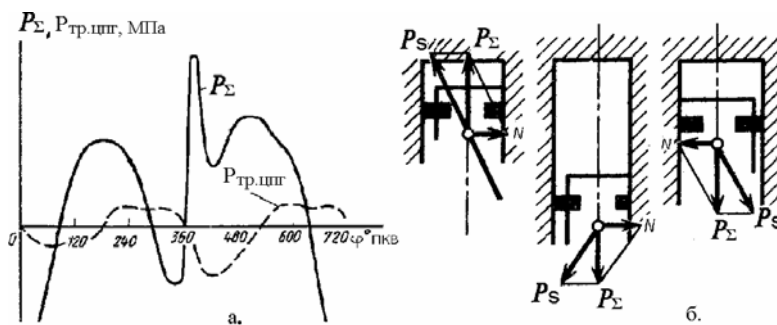


Рис. 17.2. Зависимость суммарной силы P_{Σ} и силы трения цилиндро-поршневой группы $P_{тр.цпг}$ от угла поворота коленчатого вала φ для четырехтактного двигателя:
 P_s – сила направленная вдоль шатуна

Как уже было показано, трение в подшипниках составляет 6–12% от общих механических потерь и их уменьшение не очень сильно влияет на N_m . Тем не менее уменьшение длины подшипников скольжения L (рис. 17.3а), переход на подшипники качения (как это сделано на российском дизеле УТД-20 и немецких «Майбах») коленчатого вала снижает потери (рис. 17.3б).

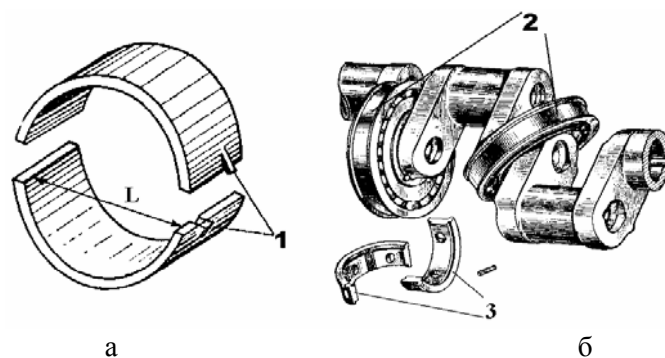


Рис. 17.3. Конструкция подшипников:

а – скольжение; б – качение;

1 – отогнутые усики; 2 – подшипник качения; 3 – установочные кольца (служат для компенсации разницы диаметра шейки и диаметра внутреннего кольца подшипника качения, что определяется условиями сборки)

Затраты мощности на привод водяного насоса и масляного насоса вполне можно снизить. Уже есть конструкции, где применяют отключаемый жидкостной насос, т.е. переходят на термосифонное охлаждение, как это было у двигателей ГАЗ-А и ГАЗ-М.

Для снижения мощности масляного насоса можно использовать насосы иных схем, в частности, роторные, пластинчатые (рис. 17.4а) и винтовые (рис. 17.4б).

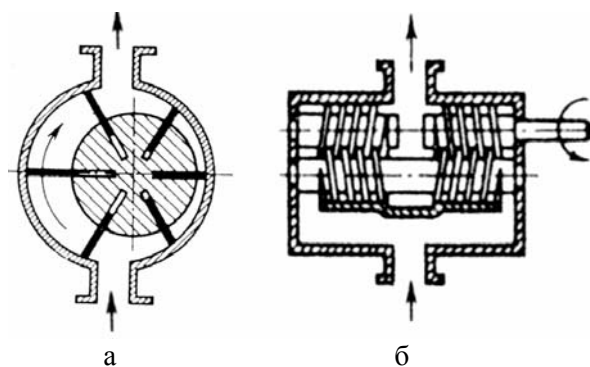


Рис. 17.4. Схема масляных насосов
а – пластинчатый насос; б – винтовой насос

Сама по себе мощность насосных ходов значительна даже при полной нагрузке – $(0,12 - 0,18) N_m$. Для увеличения коэффициента наполнения и снижения этой мощности в бензиновых двигателях применяют впрыскивание бензина, позволяющее исключить сопротивление диффузора карбюратора. Кроме того, в автомобильных бензиновых двигателях стали применять впускные клапаны с изменяемым ходом. Это позволяет отказаться от воздушный и дроссельной заслонок и тем самым уменьшить сопротивление на впуске в 1,5–2 раза.

Снижению этого сопротивления способствует подбор длины впускных трубопроводов, позволяющий осуществить инерционный наддув.

Реализация этих мероприятий позволяет снизить отрицательную работу $L_{нас}$ в ДВС без наддува (рис. 17.5а).

В двигателях с наддувом эта работа положительна (рис. 17.5б), так как обычно $\frac{P_k}{P_r} = 1,05 - 1,2$, а следовательно, мощность насос-

ных ходов в двигателях с наддувом положительна. Поэтому некоторое увеличение потерь при наддуве компенсируется положительной работой наполнения цилиндров.

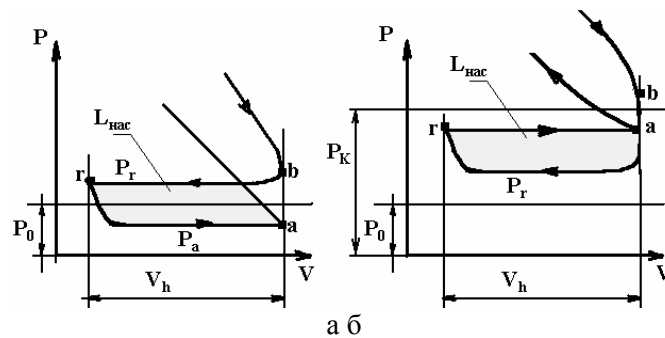


Рис. 17.5. Работа насосных ходов:
а – ДВС без наддува; б – ДВС с наддувом

Механический КПД двигателя

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (17.1)$$

В соответствии с формулой Б.С. Стечкина среднее индикаторное давление ДВС пропорционально плотности воздуха ρ_k

$$P_i = \frac{Q}{\alpha \cdot L_0} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \rho_k$$

В то же время величина P_m в формуле (17.1) с ростом давления наддува увеличивается незначительно. Например, при давлении наддува $\pi_k = 2$ и промежуточном охлаждении воздуха величина P_i возрастает в 1,8 раза, а величина P_m – в 1,2 раза по сравнению с дизелем без наддува. В результате этого механический КПД дизеля с $\eta_m = 0,78$ (без наддува) возрастает до $\eta_m = 0,855$. При неизменном индикаторном КПД это повышает экономичность дизеля за счет наддува на 9% – с $\eta_e = 0,38$ до $\eta_e = 0,42$.

Заметим, что у тепловозного дизеля ЧН 26/26 Д-49 Коломенского завода за счет наддува и снижения механических потерь удалось получить механический КПД равный 0,90.

Необходимо отметить важность снижения мощности на привод вентилятора системы охлаждения. На номинальной частоте вращения двигателя эта мощность у танка Т-55 составляет 90 лс (15% от N_e), у грузовика ЗИЛ-130–10,5 лс (7% N_e), у легковых автомобилей – 2–3% N_e . Последняя цифра не должна успокаивать,

так как легковые автомобили работают при мощности 10–30% от номинальной, поэтому вентилятор дополнительно потребляет до 5–7% топлива.

В настоящее время применяют жидкостные или электрические муфты для выключения вентилятора (грузовые автомобили) или привод вентилятора от специального электродвигателя (легковые автомобили).

ТЕМА 18

ДРУГИЕ СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ТОПЛИВА

18.1. Переменная степень сжатия

Большая часть транспортных средств эксплуатируется в городах. В городских условиях большую часть времени двигатели работают на частичных режимах, при частых пусках и недостаточном прогреве, малых нагрузках и на холостом ходу. Все это приводит к тому, что удельные расходы топлива резко увеличиваются (рис. 18.1), следовательно, увеличивается потребность в энергоносителях.

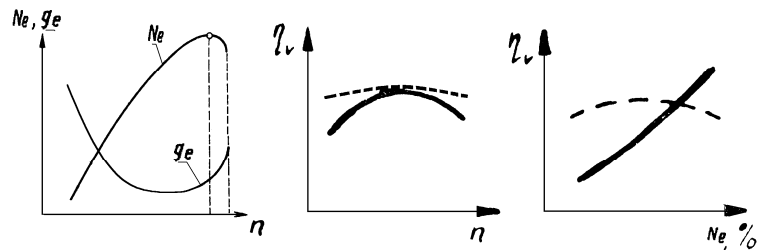


Рис. 18.1. Зависимость g_e , Ne , η_e от частоты вращения коленчатого вала (n) и η_e от Ne

————— двигатель с искровым зажиганием - - - - - дизель

Из рис. 18.1 видно, что при малых частотах вращения коленчатого вала удельный расход топлива g_e возрастает, а эффективный коэффициент полезного действия η_e снижается и составляет 5–15%. Поскольку на таких режимах процесс смесеобразования ухудшается, наполнение η_v цилиндров двигателя свежим зарядом уменьшается из-за увеличения обратного выброса через еще от-

крытые впускные клапаны в начале такта сжатия. Величина g_e снижается при уменьшении n , так как:

– уменьшаются механические потери на трение в кривошипно-шатунном механизме (механический коэффициент полезного действия η_m растет (рис. 18.2));

– понижается интенсивность теплопередачи от находящегося в цилиндре газа в стенки. Это приводит к уменьшению удельных тепловых потерь.

На холостом ходу g_e становится бесконечно большим, так как эффективная мощность Ne равна нулю (см. рис. 18.1):

$$g_e = G_m / Ne, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$$

где G_m – часовой расход топлива, кг/ч.

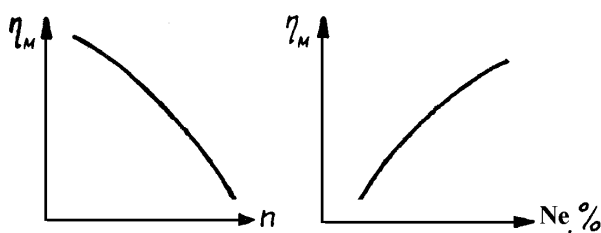


Рис. 18.2. Протекание зависимостей P_m и η_m от n и P_m и η_m от нагрузки Ne

Учитывая сказанное, приходим к следующему выводу: для того, чтобы улучшить экономичность двигателей при их работе на режимах с частичной нагрузкой, необходимо повысить индикаторный коэффициент полезного действия η_i , например, путем увеличения степени сжатия ϵ . Это, в свою очередь, приводит к увеличению η_e , следовательно, – к росту Pe (рис. 18.3).

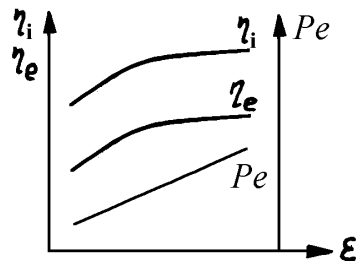


Рис. 18.3. Зависимость η_i , η_e и P_e от ϵ

В традиционных двигателях степень сжатия является постоянной величиной и выбирается следующим образом:

В *двигателях с искровым зажиганием* максимальная величина ϵ ограничивается детонацией, так как после возникновения детонации, помимо увеличения механических нагрузок, снижается индикаторный КПД η_i (штрих-линия на рис. 18.4) [40] и экономичность двигателя ухудшается.

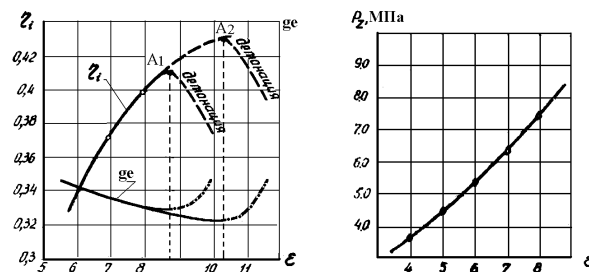


Рис. 18.4. Влияние ϵ на η_i , g_e , P_z :

A – наивысшая допустимая ϵ

A_1 – при октановом числе 76; A_2 – при октановом числе > 90

Выбор ϵ осуществляется на режиме с полной нагрузкой и при пониженных оборотах коленчатого вала (на режиме максимального крутящего момента). При этом выбранная ϵ не обеспе-

чить наилучшую экономичность двигателя на частичных нагрузках. Поэтому на этих режимах желательно повысить ε , чтобы улучшить экономические показатели двигателя (рис. 18.5).

В *дизелях* максимальная величина ε устанавливается из условия обеспечения надежного пуска двигателя. При этом выбранная ε , как правило, выше той, которая соответствует наилучшей экономичности двигателя. По этой причине в дизелях после их пуска желательно снизить ε , особенно если дизели имеют наддув, поскольку у таких двигателей резко повышаются механические напряжения из-за повышения максимального давления сгорания P_z .

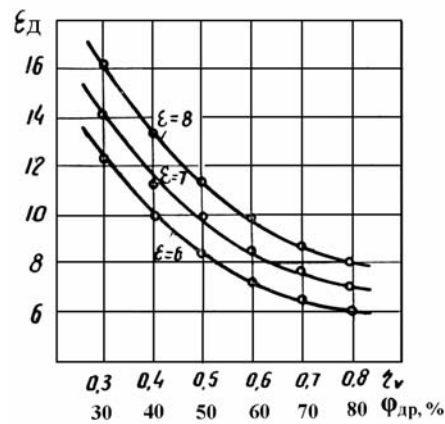


Рис. 18.5. Изменение допустимой степени сжатия ε_D от величины коэффициента наполнения η_v (степени дросселирования двигателя $\varphi_{др}$)

Как видно из рис. 18.6, повышения ε выше 10–12 единиц не дает значительного улучшения экономичности [40], но при этом резко увеличивается P_z . В результате возникает необходимость упрощения конструкции всех деталей двигателей, что приводит к увеличению веса силового агрегата.

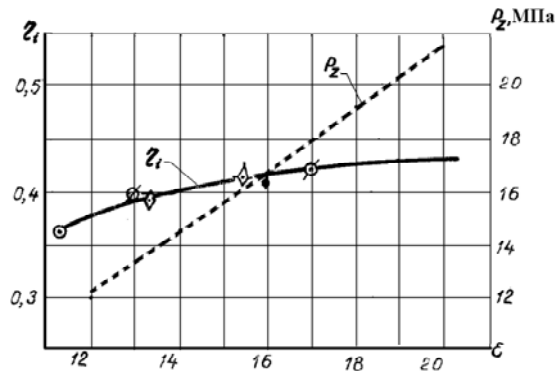


Рис. 18.6. Влияние ϵ на η_i и P_z дизелей

По мере увеличения ϵ сила трения между деталями кривошипно-шатунного механизма двигателя увеличивается (рис. 18.7) [38]. Из-за увеличения P_z растет давление компрессионных колец на стенки цилиндра, особенно у первого кольца (рис. 18.8) [18]. Эти детали работают в условиях граничного трения, особенно возле района верхней мертвой точки (ВМТ). По мере увеличения газовых сил увеличиваются нагрузки на нижние вкладыши коренных подшипников в конце такта сжатия и начале расширения, а у шатунных подшипников нагружаются верхние вкладыши.

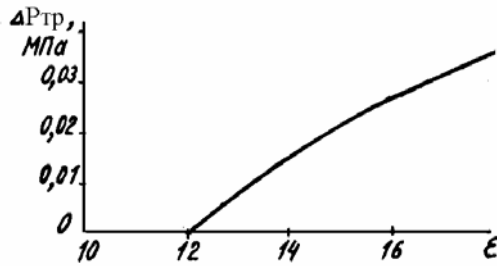


Рис. 18.7. Зависимость прироста среднего давления трения от степени сжатия форсированного дизеля с турбонаддувом

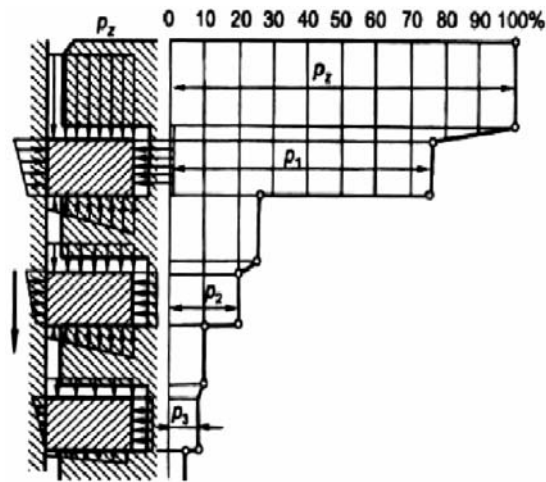


Рис.18.8. Изменение давления в межкольцевых зазорах

Для изменения ε в зависимости от режима работы двигателя используются различные системы автоматического регулирования ε . Автоматическое увеличение ε при работе двигателей с искровым зажиганием на низких нагрузках (при дросселировании) позволяет улучшить показатели топливной экономичности и токсичности ОГ. Автоматическое снижение ε в дизелях, помимо улучшения экономичности, позволяет форсировать их по мощности без увеличения термо-механических напряжений.

Автоматическое изменение ε осуществляется различными способами.

1. Автоматическое изменение отношения радиуса кривошипа (R) к длине шатуна ($l_{ш}$). Для оперативного управления степенью сжатия в НАМИ был разработан специальный механизм, схема которого представлена на рис. 18.9 [15]. Он работает следующим образом:

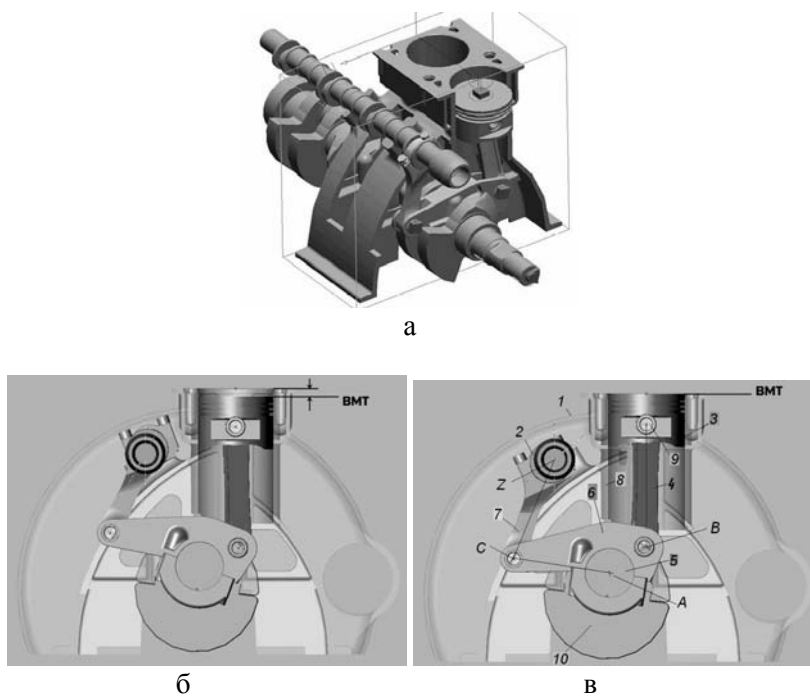


Рис. 18.9. Поршневой двигатель внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия:

- 1 – блок-цилиндр; 2 – вал с эксцентриком; 3 – поршень; 4 – шатун;
 5 – коленчатый вал; 6 – коромысло; 7 – дополнительный шатун;
 8 – рубашка охлаждения; 9 – поршневой палец; 10 – противовесы;
 ВМТ – верхняя мертвая точка; а – общий вид двигателя;
 б – положение деталей при работе двигателя на номинальной нагрузке; в – положение деталей при работе двигателя на частичных нагрузках

При работе двигателя на полной нагрузке вал с эксцентриком 2 поднимает головку дополнительного шатуна 7 и через коромысло 6, соединяющее два шатуна перемещает шатун 4 вниз вместе с поршнем. Это приводит к увеличению зазора в надпоршневом пространстве. Таким образом степень сжатия снижается (рис. 18.9б).

При работе двигателя на частичных нагрузках дополнительный шатун занимает крайнее нижнее положение и через коромысло и шатун, поршень перемещается вверх, зазор в надпоршневом пространстве уменьшается. Таким образом, степень сжатия увеличивается (рис. 18.9в).

Привод вала с эксцентриком может быть механическим, гидравлическим, электрическим и т.д.

2. Применение поршней с автоматическим регулированием степени сжатия (ПАРСС). Фирма Continental (США) разработала конструкцию поршня (рис. 18.10), которая позволила изменять ε в широких пределах – от 12 до 22 единиц при работе в широком диапазоне изменения нагрузок. Такая конструкция устанавливается в серийном многотопливном дизеле автомобильного типа Continental AVDS-1100 размерности 12,4/12,7 мощностью 810 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2800 мин^{-1} .

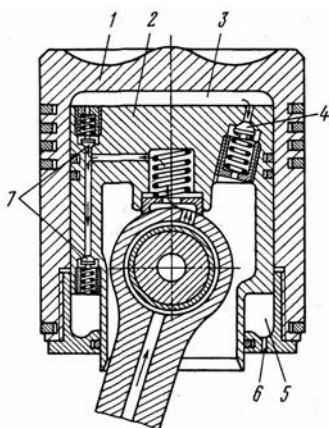


Рис. 18.10. Схема поршня дизеля Continental AVDS-1100:
1 – подвижный стакан; 2 – внутренняя вставка; 3, 5 – масляные полости;
4, 7 – клапаны; 6 – дренажное отверстие

На рис. 18.10 видно, что конструкция автоматического поршня состоит из подвижного поршня 1 и внутренней вставки 2. Стакан и вставка имеют между собой гидравлическую связь.

Внутренняя вставка соединена с шатуном через поршневой палец. Подвижный стакан перемещается свободно относительно внутренней вставки и его положение определяется количеством перетекающего масла из масляных полостей 3 и 5. Количество перетекающего масла регулируется с помощью редуционных клапанов 4 и 7. Масло поступает в полости от системы смазки через внутренний канал в шатуне. Уменьшение ϵ на режимах номинальных нагрузок осуществляется следующим образом: давление сгорания внутри цилиндра увеличивается до определенного предела, это давление преодолевает жесткость пружины клапана 4 и последний открывается; масло из полости 3 сливается в масляный картер и подвижный поршень перемещается вниз. Увеличение ϵ на режимах с неполной нагрузкой осуществляется при движении поршня 3 вверх, когда давления системы смазки преодолевает жесткость пружины клапана 7.

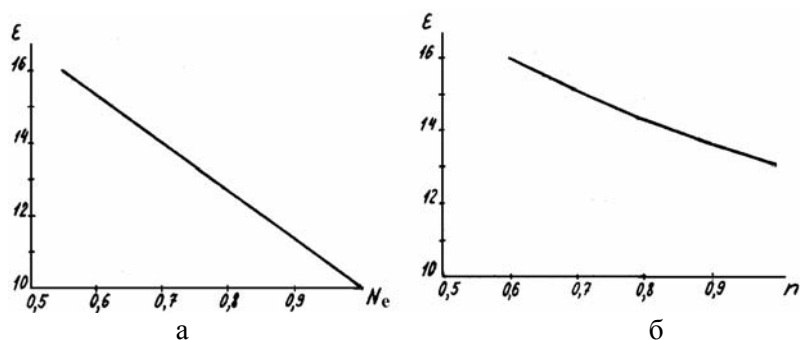


Рис. 18.11. Оптимизированные по топливной экономичности (для быстроходного форсированного турбопоршневого двигателя) зависимости ϵ :
 а – от нагрузки дизеля (относительной эффективной мощности N_e);
 б – от скоростного режима (относительной частоты вращения коленчатого вала n)

При использовании поршней с автоматическим регулированием степени сжатия (ПАРСС) мощность двигателя можно увеличить примерно в 2,5 раза по сравнению с мощностью двигателя с

постоянной степени сжатия. Кроме того, холодный запуск двигателей с ПАРСС осуществляется легче, чем запуск традиционных двигателей. Однако применение автоматического регулирования степени сжатия с помощью гидравлических механизмов, обладающих определенной инерционностью, в двигателях с искровым зажиганием на переходных режимах может вызвать кратковременную детонацию из-за некоторого отставания в изменении ε при изменении режима двигателя. В связи с этим в двигателях с искровым зажиганием лучше использовать пневматические приводы, имеющие более высокую чувствительность.

Как было сказано выше, для того чтобы повысить экономичность дизеля на режимах пониженных нагрузок, необходимо увеличить ε . Например, в быстроходном дизеле с турбонаддувом при снижении нагрузки на 45% от номинальной для достижения оптимальной экономичности требуемое значение ε составляет от 10 до 16 (рис. 18.11а), а при снижении оборотов коленчатого вала ε меняется от 13 до 16 (рис. 18.11б). Таким образом, чтобы получить лучшие экономические показатели, необходимо корректировать ε в зависимости от скоростного режима, нагрузки, параметров окружающей среды, свойств применяемого топлива [38].

18.2. Отключение цилиндров и циклов

На режимах малых нагрузок и холостых ходов из-за ухудшения протекания рабочего процесса индикаторный КПД η_i снижается. Ухудшение рабочего процесса связано с ухудшением равномерности частоты вращения коленчатого вала и топливоподачи на этих режимах.

Одним из методов повышения экономичности двигателей, работающих на частичных режимах, на холостом ходу и на принудительном холостом ходу (при спуске) является метод отключения цилиндров и циклов.

При отключении одного (или одновременно нескольких цилиндров) на определенном режиме частичных нагрузках, например, $N_e = 25\%$ (рис. 18.12) экономичность улучшается. При этом общая мощность двигателя в указанном режиме не меняется, а мощность в каждом из оставшихся работающих цилиндрах увеличивается.

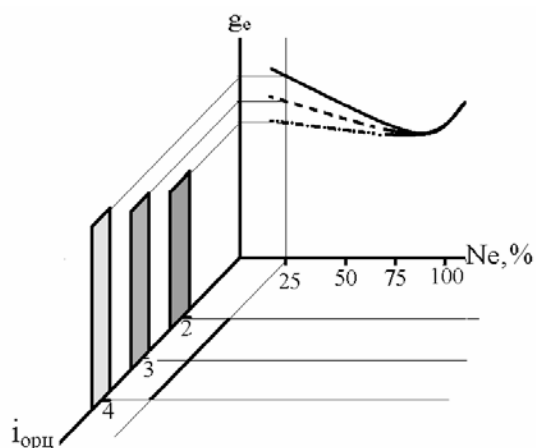


Рис.18.12. Нагрузочная характеристика двигателя:
 $i_{орц}$ – количество оставшихся работающих цилиндров

При отключении цилиндров в двигателях с искровым зажиганием (с распределенным (рис. 18.13а) или непосредственным впрыскиванием (рис. 18.13б) необходимо, чтобы оставшиеся работающие цилиндры работали с практически полностью открытой дроссельной заслонкой, (рис. 18.13в и 18.13г), как на номинальном режиме [16].

Отключение цилиндров в дизелях на таких же режимах позволяет перевести работающие цилиндры на работу с другим α (регулирование по составу смеси), т.е. с более богатой смесью (уменьшением α). С уменьшением α увеличивается цикловая подача топлива в работающих цилиндрах, что приводит к возрастанию равномерности и стабильности топливоподачи, а также к возрастанию интенсивности и давления впрыскивания. Последнее улучшает качество распыливания топлива.

Применение метода отключения цилиндров и циклов в двигателях ЗМЗ-21 и ЗИЛ-130 без существенных конструктивных изменений позволило на частичных режимах улучшить экономичность на 4–10%, а при работе на холостом ходу – до 50%.

Кроме того, отключение циклов после пуска ускоряет прогрев двигателя.

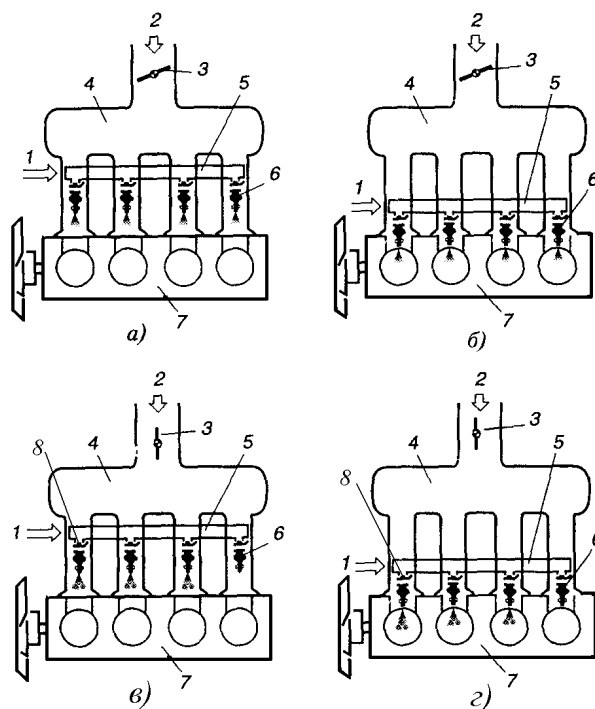


Рис. 18.13. Метод отключения цилиндров и циклов в двигателях с искровым зажиганием:
 а – распределенное впрыскивание; б – непосредственное впрыскивание; в – отключение цилиндра в двигателе с распределенным впрыскиванием; г – отключение цилиндра в двигателе с непосредственным впрыскиванием. 1 – подвод бензина; 2 – подвод воздуха; 3 – дроссельная заслонка; 4 – впускной трубопровод; 5 – коллектор подвода топлива к форсунке; 6 – форсунка; 7 – головка цилиндров; 8 – электромагнитный клапан

Отключение цилиндров и циклов в двигателях с искровым зажиганием (с впрыскиванием топлива) осуществляется за счет прекращения топливоподачи к форсунке (рис. 18.13в и 18.13г).

Для двигателей с воспламенением от сжатия существуют различные способы для реализации отключения цилиндров и циклов (рис. 18.14).

Определенный цилиндр можно отключать на некоторое время. Это приводит к тому, что работающие цилиндры оказываются более нагруженными и температурный режим отключаемого цилиндра нарушается. Именно температура является для ряда двигателей ограничивающим фактором при увеличении нагрузки после длительного режима холостого хода [10].

Для того чтобы свести до минимума указанный недостаток, лучше всего отключать отдельные рабочие циклы в любой последовательности в разных цилиндрах, причем продолжительность отключения желательно ограничивать одним циклом [20]. Таким образом, чередованием отключения процессов сгорания в разных цилиндрах можно поддержать на некотором среднем уровне температуры деталей цилиндра-поршневой группы и камеры сгорания (отключение происходит на несколько миллисекунд и детали не успевают охлаждаться).



Рис. 18.14. Методы отключения цилиндров и циклов дизеля

На кафедре теплотехники и тепловых двигателей РУДН был создан электромагнитный отключатель цилиндров и циклов для дизелей (рис. 18.15). Принцип работы системы отключения цилиндров и циклов с электромагнитным отключателем заключается в использовании волновых процессов в трубопроводах высокого давления [10].

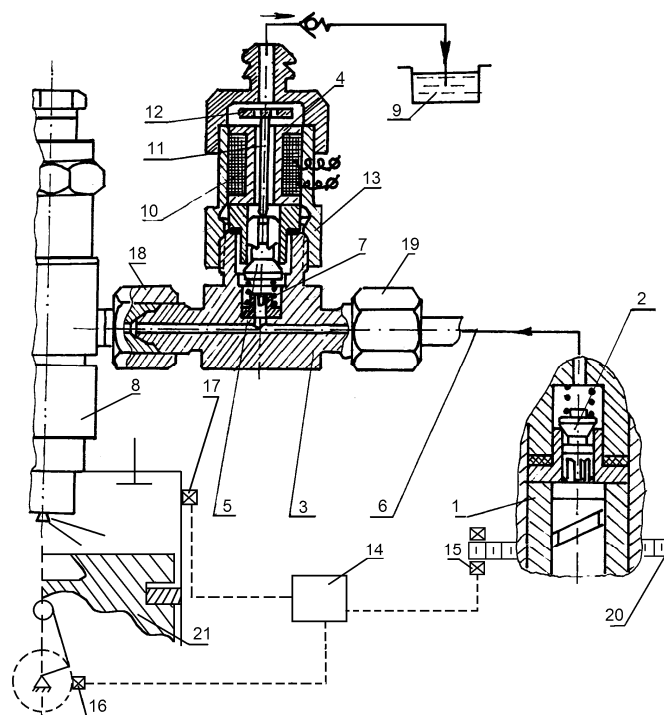


Рис. 18.15. Схема системы отключения цилиндров и циклов с электромагнитным отключателем:

- 1 – топливный насос высокого давления (ТНВД); 2 – нагнетательный клапан;
- 3 – корпус обратного клапана; 4 – электромагнит; 5 – обратный клапан;
- 6 – линия высокого давления (ЛВД); 7 – пружина; 8 – топливная форсунка;
- 9 – топливный бак; 10 – электромагнитная катушка; 11 – шток-толкатель;
- 12 – магнитная пластина; 13 – корпус электромагнитного привода;
- 14 – электронный блок управления; 15 – датчик положения рейки;
- 16 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 17 – датчик температуры верхней части блок-цилиндров; 18, 19 – накидная гайка; 20 – рейка ТНВД

Система работает следующим образом: на катушку 10 подается напряжение, магнитная пластина 12 прижимается к электромагниту 4, а шток 11 нажимает на обратный клапан 5. Мощность катушки 10 недостаточна для открытия клапана 5. По этой причине открытие последнего происходит только тогда, когда к нему подойдет волна разрежения, которая формируется в конце впрыскивания при отсечке подачи топлива разгрузочным пояском нагнетательного клапана 2. После открытия обратного клапана 5 он не может закрыться волной давления в линии высокого давления 6, так как обратный клапан удерживается штоком 11 под воздействием электронного блока управления 20. Блок управления получает сигналы от датчиков положения рейки 21, частоты вращения коленчатого вала 22 и температуры верхней части блок-цилиндров 23. Таким образом, при новом нагнетательном ходе плунжера ТНВД 1 топливо не поступает в форсунку 8, а сливается через обратный клапан 5 по каналам в электромагните 4 в емкость 9.

Электромагнитный отключатель содержит корпус 3, в котором установлен обратный клапан 5. Накладная гайка 18 соединяется со штуцером форсунки 8, а другая накладная гайка 19 – с трубопроводом высокого давления ТНВД. При невозможности крепления системы отключения к форсунке корпус 3 можно присоединить к штуцеру головки ТНВД.

На рис. 18.16 видно, как происходит прекращение впрыскивания топлива в отключаемый цилиндр.

Как видно из рис. 18.12, увеличение количества одновременно отключаемых цилиндров при работе двигателя на холостом ходу и на частичных режимах приводит к уменьшению удельных эффективных расходов топлива. Однако для улучшения экономичности на этих режимах необходимо отключить определенное количество цилиндров одновременно. Отключение большого количества цилиндров снижает η_e из-за увеличения механических потерь (шатунно-поршневая группа отключенных цилиндров продолжают работать вхолостую). Это приводит к увеличению расхода топлива.

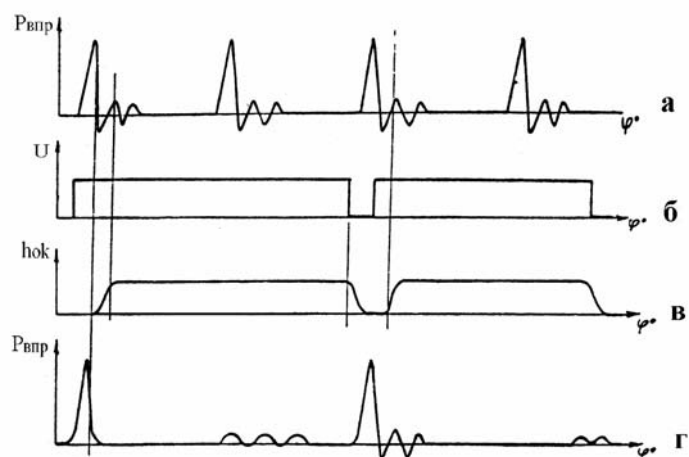


Рис. 18.16. Общий вид осциллограмм:
 а – давление впрыскивания ($P_{впр}$) без разгерметизации линии высокого давления (ЛВД); б – напряжение (U) на катушке электромагнитного отключателя; в – ход обратного клапана ($h_{ок}$); г – давление впрыскивания с разгерметизацией ЛВД

Кроме того, по мере увеличения количества одновременно отключаемых цилиндров и циклов и снижения частоты вращения коленчатого вала происходит увеличения коэффициента μ неравномерности индикаторного крутящего момента (рис. 18.15) [39]. Это приводит к ухудшению условий работы двигателя и трансмиссии. Однако время отключения циклов последовательно на разных цилиндрах настолько мало, что это незначительно влияет на коэффициент μ :

$$\mu = \frac{M_{кр. max} - M_{кр. min}}{M_{кр. ср}}$$

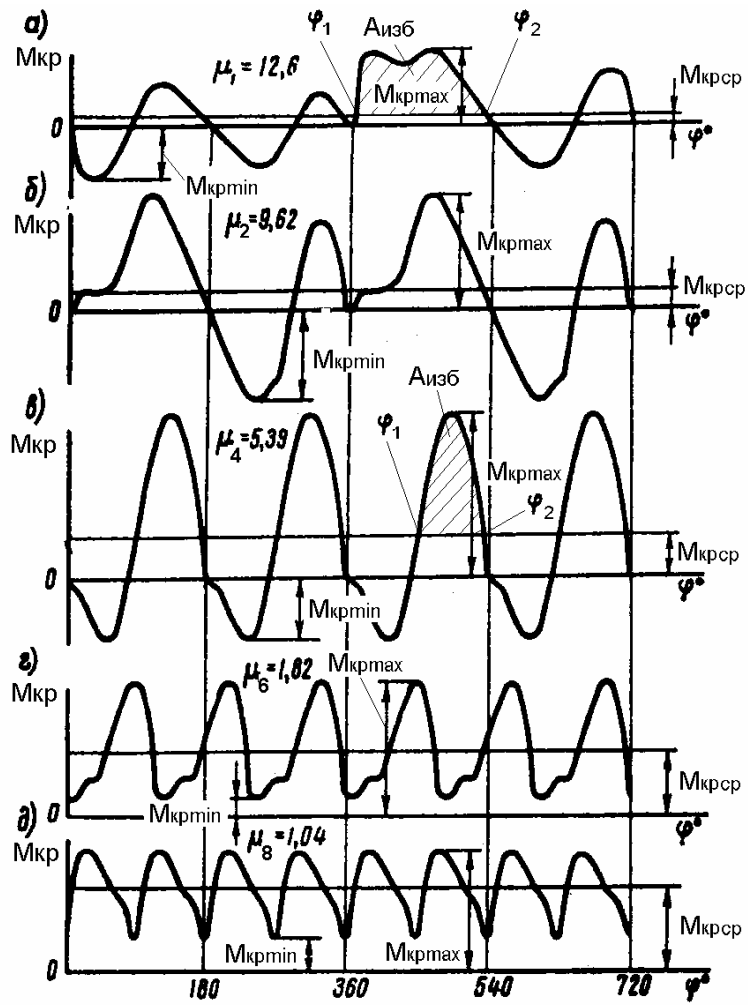


Рис. 18.15. Кривые индикаторных крутящих моментов четырехтактных двигателей с различным числом (i) одинаковых цилиндров
 $a - i = 1$, $b - i = 2$, $в - i = 4$, $г - i = 6$, $д - i = 8$

* * *

Учебное пособие направлено на углубленное изучение студентами – двигателями проблем, связанных с ограниченными запасами органических топлив, а также проблем повышения экологичности и расширения диапазона использования энергоресурсов.

В пособии отражены научные достижения конца XX – начала XXI вв. С появлением новых данных и с возникновением новых проблем наш курс будет совершенствоваться.

Литература

1. Автомобильные двигатели: учебник / М.С. Ховах, А.М. Архангельский, А.Н. Воинов, В.И. Трусов и др.; под ред. М.С. Ховах. – М: Машиностроение 1977. – 591с.
2. Антипов Ю.А. Утилизация вторичных энергоресурсов. Газовых двигателей и ГТД с использованием тепловых насосов ДВС. Автореферат дисс. на соискание канд. техн. наук. – М., 2005.
3. Антипов Ю.А, Барский И.А., Кирюшкин А.А. Выбор степени сжатия газового двигателя ИВУЗ // Машиностроение. – №2. – 2005. – С. 27–28.
4. Баранов В.Д., Устименко Г.В. Мир растений. – М.: Мысль, 1994.
5. Барский И.А. Расчет турбокомпрессора для наддува. – М.: Изд-во РУДН, 1980.
6. Басистый Л.Н., Луай Ахмед, Олесов И.Ю., Шкаликова В.П. Исследования рабочего процесса тракторного дизеля при работе на смеси дизельного топлива и рапсового масла // Вестник РУДН. Серия: «Инженерные исследования: Тепловые двигатели». – 1996. – № 1. – С. 30-36.
7. Вальехо П., Пономарев В.Е. Экспериментальные исследования влияние вязкости топлива на характеристики впрыска // Проблемы теории и практики в инженерных исследованиях: Сб. научных трудов. – М.: Изд-во АСВ, 1998. – С. 207–209.
8. Васильев В. Системы впрыска топлива современных дизельных двигателей // Автомобильный транспорт. – № 2. – 2002. – С. 30-32.
9. Войнов А.Н. Процессе сгорания в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1965.
10. Газобаллонные автомобили / Е.Г. Григорьев, Б.Д. Кодубаев, В.И. Ерохов и др. – М.: Машиностроение, 1989.
11. Гайворонский А.И., Марков В.А, Илатовкий Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. – М.: ИРЦ Газпром, 2007.
12. Генкин К.И. Газовые двигатели. – М.: Машгаз, 1962.
13. Горбунов В.В, Бендик М.М, Олесов И.Ю. Улучшение экономических и экологических показателей дизелей, работающих в условиях пониженных температур, отключением цилиндров //

Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования». – 2003. – № 1. – С. 48–52.

14. *Грехов Л.В., Жердев А.А., Иващенко Н.А.* Применение смесей диметилового эфира с дизельным топливом в качестве альтернативного экологического безопасного моторного топлива // Безопасность в технике. – № 5. – 2007. – С. 18–22.

15. *Григорьев М.А., Долецкий В.А., Желтяков В.Т., Субботин Ю.Г.* Обеспечение качества транспортных двигателей Т.1. – М.: Изд-во Стандартов, 1998.

16. *Гурвич И.Б.* Теория рабочих процессов ДВС: Учеб. пособие. – Н. Новгород, 1992.

17. *Гусаков С.В., Макаров А.П.* О влиянии состава газообразного топлива на индикаторный КПД двигателя // Снижение токсичных выбросов ОГ...// Тезисы доклада на международном семинаре. – М.: МГАВТ, 1999, – С. 75–76.

18. *Дащенко О., Гельзе В., Кутенев В.* и др. / Поршневой двигатель внутреннего сгорания переменной степенью сжатия. Патент РФ № 2256085 от 08.08.2000.

19. Двигатели внутреннего сгорания. – В 3 кн. Кн. 1 Теория рабочих процессов: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Ф. Шатров / Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 2005.

20. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн 2. Динамика и конструирование: учебник/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев и др./ под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995.

21. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн 2. Динамика и конструирование: учебник/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев и др. / под ред. В.Н. Луканин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2005.

22. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Вырубов Д.Н., Орлин А.С., Ивин В.Н. и др./ Под ред. Орлина А.С. и Круглова М.Г. – М.: Машиностроение, 1983.

23. Двигатель внутреннего сгорания. – Изд. В 3-х т., Т. 2. Конструкция и расчет / Общ. ред. А.С. Орлина. – М.: Машгиз, 1962.

24. Дизели: справочник / Под ред. Ваншейдта В.А. – Л.: Машиностроение, 1977.

25. Дэвис Д. Энергия. – М.: Энергоатомиздат, 1985.
26. Зиняев А. Б., Олесов И.Ю., Патрахальцев Н.Н. и др. Повышение топливной экономичности дизелей типа ЯМЗ-238 отключением цилиндров и циклов // Двигателестроение. – 1991. – №3. – С. 39–41.
27. Злотин Г.Н., Кузнецов С.С., Ожогин В.А. Возможности форсирования дизелей Д-21 и Д-21А при использовании комбинированного смесеобразования // Двигателестроение. – 1987. – №1. – С. 3–5.
28. Золотницкий В.А. Газобаллонный легковой автомобиль. – М.: Патриот, 1994.
29. Зуев В.П., Парфенов Н.П. О возможности применение топлив утяжеленного фракционного состава в современных дизелях // Сборник трудов ЛСХИ. – Л., 1985. – С. 25–28.
30. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: МГТУ, 2001.
31. Камфер Г.М., Луканин В.Н., Назаров В.П. Особенности рабочего процесса дизеля при вводе добавок этанола на впуске // Двигателестроение. – 1984. – № 8. – С. 30–44.
32. Кириллин В.А. и др. Техническая термодинамика. – М.: Энергомашиностроение, 1983.
33. Кириллов Н. Концепция создания инфраструктуры производства СПГ для автомобилей // Автогазозаправочный комплекс. – № 4 (28). – 2006. – С. 34-38.
34. Клименко А.В., Зорина В.Н. Теоретические основы теплотехники. Кн. 2-я. Справочник. – М.: МЭИ, 2001.
35. Козлов А.В., Кулешов А.С. Биодизельное топливо как возобновляемый источник энергии для транспорта // Безопасность в техносфере. – № 5. – 2007. – С. 9–13
36. Колеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа. – Л.: Машиностроение. 1968.
37. Краснощеков Н.В., Савельев Г.С., Шапкай А.Д. Адаптация тракторов и автомобилей к работе на биотопливе. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – № 12. – С. 1-4.
38. Кулиев Г.М. Исследование и разработка способа двухстадийного смесеобразования для дизелей. Автореф. Диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Л., 1972.

39. *Лазарев Е.А.* Снижение шумности тракторного дизеля Д-108 за счет применения разделенного впрыска топлива. Кн. : Конструктивные особенности некоторых тракторов и вопросы доработки узлов и агрегатов. – М., 1973. – С. 13–21.

40. *Лебедев Б.П.* О выборе рациональной степени сжатия авиационного двигателя // Труды ЦИАМ. – № 83. – 1955.

41. *Лышевский А.С., Сычев В.М.* Совершенствование рабочего процесса дизелей путем двойной и ступенчатой подачи топлива / Двигатели внутреннего сгорания: Обзорная информация. – М. – НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. – 1972.

42. *Манусаджянц О.И., Смаль Ф.В.* Автомобильные эксплуатационные материалы: Учебник для техникумов. – М.: Транспорт, 1989.

43. *Марченко А.П., Парсаданов И.В., Прохоренко А.А., Мешков Д.В., Смайлис В., Сенчила В., Поливянчук А.П.* Комплексное исследование параметров автотракторного дизеля при работе на метиловом эфире рапсового масла. Сборник статей III Международной научно-технической конференции проблемы исследования и проектирования машин. – Пенза, 2007. С. 389–393.

44. *Махалдиани В.В., Эджибия И.Ф., Леонидзе А.М.* / Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. Тбилиси: Мецниереба, 1973.

45. *Мацкерле Ю.* Современный экономичный автомобиль/Пер. с чешск. В.Б. Иванова / Под ред. А.Р. Бенедиктова. – М.: Машиностроение, 1987.

46. *Морозов К.А., Черняк Б.Я., Синельников Н.И.* Особенности рабочих процессов высокооборотных карбюраторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1971.

47. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2. / Под ред. П. Н. Учаева. – 3-е. Изд. исправл. – М.: Машиностроение, 1988.

48. *Поваров О.А., Никольский А.И.* Опыт создания и эксплуатации геотермальных электростанции в условиях холодного климата. // Новое в Российской электроэнергетике. – № 9, сентябрь 2005.

49. *Портнов Д.А.* Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машгаз, 1963.

50. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 2003.

51. Расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов / Под ред. Орлина А.С., Круглова Н.Г. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984.

52. Расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов / Под ред. Орлина А.С., Круглова Н.Г. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984.

53. *Румянцев С.В., Зубарев Л.Ф.* Теория двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд-во РУДН, 1974.

54. *Свободов В.И.* Способ управления тепловым процессом дизелей по средством раздельной подачи топлива и вспомогательной камеры сгорания // Сгорание и смесеобразование в дизелях. – М.: Академия наук СССР, 1960. – С. 177–179.

55. *Смайлис В.И.* Современное состояние и новые проблемы экологии двигателестроения // Двигателестроение. – 1991. – № 1. – С. 3–4.

56. *Смирнов А.И.* Автомобильные эксплуатационные материалы. Ч. 1. Топлива для автомобильных двигателей: Учеб. пособие. – Великий Новгород, 2004.

57. Судовые дизели. Учебник. Гогин А.С., Кивалькин Е.С. и др. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт. – 1988.

58. *Толстов А.И.* Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия // Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях. Тр. НИЛД, 1955. – № 1. – С. 5–55.

59. *Уокер У.* Двигатели Стирлинга. – М.: Машиностроение, 1985.

60. *Файнлейб Б.Н.* Топливная аппаратура автотракторных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1990.

61. *Чистяков В.К.* Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1989.

62. Чулков Г.В. Моторные топлива: ресурсы, качество, заменители. Справочник. – М.: Политехника, 1998.
63. Шкаликова В.П., Патрахальцев Н.Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях. – М.: Изд-во РУДН, 1993.
64. Manz V. Cristian. El motor Elsbett en marcha con el aceite de plantas. // Dyna. – 1993. – № 1. – P.19–22.
65. Weidman Kutt, Menzad Holger. Rapsol-Methylester im Dieselmotor // MTZ: Motortechn. Z. – 1989, 50. – № 2. – P. 69-73.

ОПИСАНИЕ КУРСА И ПРОГРАММА

Цель и задача курса:

Целью курса «Энергосберегающие технологии и альтернативная энергия», является ознакомление будущих специалистов в области энергомашиностроения с текущим состоянием энергетических ресурсов в мире и в России, перспективами дальнейшего развития энергетики, главным образом – двигателей внутреннего сгорания (ДВС) – в условиях все сокращающихся запасов органических топлив. Обоснование путей развития ДВС при работе на новых видах топлив, а также обзор имеющихся и перспективных источников энергии, обычно называемых альтернативными источниками.

Область знаний: технические науки, энергомашиностроение, тепловые двигатели, поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания.

Курс «Энергосберегающие технологии и альтернативная энергия» предназначен для студентов бакалавриата направления подготовки 651200 «Энергомашиностроение» и может быть интересен студентам, аспирантам, стажерам и, получающим дополнительное образование специалистам, других направлений и специальностей инженерного, аграрного и других факультетов Российского университета дружбы народов.

Курс «Энергосберегающие технологии и альтернативная энергия» является **обязательным для бакалавров** направления подготовки 651200 «Энергомашиностроение» специализации **101200 - Двигатели внутреннего сгорания** и может быть **курсом по выбору** для специалистов специализирующихся по специальности 101201 – «Автомобильные и тракторные двигатели», 101202 – «Судовые, стационарные и тепловозные двигатели», 101203 – «Двигатели летательных аппаратов», 101204 – «Двигатели средств малой механизации и легких транспортных средств», 101205 – «Двигатели с внешним подводом теплоты», 101206 – «Двигатели специального назначения», 101207 – «Эксплуатация и сервисное обслуживание двигателей», 101208 – «Системы и агрегаты двигателей», 101209 – «Испытание двигателей» и др., **аспирантов** специальности 05.04.02 – «Тепловые двигатели», 05.04.12

– «Турбомашини и комбинированные турбоустановки», 05.14.08 – «Энергоустановки на основе возобновляемых видов энергии», 05.14.14 – «Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты» и др.

Курс «Энергосберегающие технологии и альтернативная энергия» **состоит из теоретической** составляющей (лекционных занятий) и **практической составляющей** (практические занятия).

Инновационность курса по содержанию состоит в его целях и задачах. К 2000г. в мире потреблялось 10^9 тонн условного топлива (теплотворность его 29300 кДж/кг). Структура потребления топлива в 2000г. такова [2]: каменный уголь - 31%, нефть-30%, природный газ- 18, 3%, ядерная энергия-13%. Остальное топливо приходится на гидравлическую, ветровую и другие виды энергии.

В настоящее время многие исследователи считают, что запасов нефти хватит на 30 лет, газа - на 50 лет, угля - на 200 лет, урана - на 500 лет [2]. Столь большие прогнозируемые запасы урана получены в предположении широкого использования реакторов-размножителей. Однако некоторые последние разработки заставляют с осторожностью относиться к реакторам-размножителям, поскольку в них сложно достичь необходимой надежности и безопасности [2].

Практически неограниченный источник энергии – это термоядерные реакторы, работы над которыми ведутся с 1950 г. [2]. За последние 50 лет неоднократно объявлялось, что скоро будет пущен демонстрационный термоядерный реактор, т.е. реактор, который не производит энергии, но поддерживает стабильный процесс синтеза ядер [11]. К сожалению, и появление даже такого реактора в ближайшее время прогнозировать нельзя, несмотря на то, что для удешевления и ускорения работ над термоядерном реактором [2] создан международный консорциум, включающий также Россию, с центром в Женеве [2].

Другими видами альтернативной энергии, которые могут найти применение в различных сферах, являются: энергия ветра, энергия океана, геотермальная энергия, солнечная энергия, магнито-гидродинамический генератор и другие виды альтернативной энергии. Например, уже во второй половине XX века велись рабо-

ты по накоплению энергии в маховиках, установленных в автобусах или троллейбусах. Для уменьшения потерь маховики вращаются в корпусах, из которых откачен воздух [6]. В Швейцарии эксплуатировался троллейбус, в котором на остановках раскручивался маховик. Его энергия двигателя троллейбуса без контактной сети до следующей остановки [6].

Электрические аккумуляторы используются в электромобилях и делятся на свинцовые (наиболее дешевые и тяжелые), серебряно-цинковые, литиевые, кадмий-никелевые. Недостатки аккумуляторов заключаются в их большой массе, малой реализуемой работе и мощности, длительности зарядки. Например, для того, чтобы легковой автомобиль мог двигаться по городу со скоростью не более 60 км/ч, необходима мощность около 6 кВт. При использовании свинцовых аккумуляторов для $3^x - 4^x$ часов работы автомобиля их масса должна составлять 400 кг. Для сравнения укажем, что, если используется двигатель внутреннего сгорания (ДВС) для такого же пробега, масса топлива не превышает 15 кг.

Широкое применение на транспорте газового топлива во многом ограничивается сложностью его хранения.

При использовании **газов с высокой температурой кипения (пропан, бутан)** их содержат в жидком виде в тонкостенных баках, выдерживающих небольшое избыточное давление (0,1-0,3 МПа). Однако таких газов очень мало, они являются либо продуктами добычи нефти, либо её переработки [3]. Поэтому заменить большую часть автомобильного топлива пропан и бутан не могут, особенно учитывая необходимость их широкого применения в быту.

Иное дело **природный газ**, состоящий на 90-95% из метана. При атмосферном давлении плотность метана равна $0,72 \text{ кг/м}^3$, в то время как плотность бензина - $720-750 \text{ кг/м}^3$, а дизельного топлива - $850-880 \text{ кг/м}^3$. При хранении природного газа в баллонах под высоким давлением (20-25 МПа) дальность пробега автомобиля без заправки меньше, чем на жидком топливе, а масса баллонов достигает сотни кг. Поэтому сжатый газ используется только в грузовиках [3].

В сельской местности в качестве топлива для ДВС используют биометан (биогаз), который получается из биомассы путем анаэробной (без доступа воздуха) бактериальной деструкции орга-

нических веществ. При применении анаэробного процесса в производстве биогаза, происходит минерализация азота, фосфора, калия, что делает их более доступными для усвоения растениями, то есть позволяет получить более эффективные и экологически безопасные удобрения с полным обеззараживанием патогенной микрофлоры, семян сорняков, яиц гельминтов, так как они погибают под воздействием температуры в процессе обработки. Применение биогаза в качестве топлива для ДВС и как источника энергии в целом в других отраслях решает одновременно ряд энергетических и экологических проблем. Например, в результате переработки отходов сельского хозяйства и некоторых отраслей промышленности, от биогаза можно дополнительно получить до 10% производимой в мире энергии [9].

Все больше уделяется внимание применению **водорода** в качестве топлива для ДВС и газотурбинных двигателей (ГТД). Построено несколько опытных легковых автомобилей, произведены полеты ТУ-154 на жидком водороде. Однако здесь также возникает проблема хранения водорода, плотность которого при атмосферном давлении составляет $0,084 \text{ кг/м}^3$. Помимо превращения водорода в жидкость при очень низкой температуре, предлагается следующий способ: мелкие стружки из металлов (магний, титан, алюминий) насыщаются водородом с образованием гидратов MgH_2 , TiH_2 , AlH_3 . При нагреве стружек из них выделяется водород.

К альтернативным видам энергии также относятся так называемые возобновляемые источники энергии (древесина, этиловый спирт, рапсовое масло).

Деревянные чурки широко использовались в газогенераторах, вырабатывающих низкокалорийный генераторный газ с теплотворностью $4000\text{-}4500 \text{ кДж/м}^3$. Перед войной в СССР и Германии применялись газогенераторные грузовики и автобусы. В конце 40^х годов Онежский тракторный завод выпускал газогенераторный трактор для трелёвки леса. Тогда же был построен в НАМИ автомобиль с паровой машиной, работающей на дровах.

С ростом добычи нефти и выработки бензина и дизельного топлива от этих проектов отказались.

Спирт имеет более низкую теплотворность, чем нефтяные топлива, но требует для сгорания меньше количество воздуха, что частично компенсирует снижение теплотворности.

Использование в чистом виде этилового и особенно метилового спирта невозможно, так как это приведет к спаиванию или гибели обслуживающего персонала.

В Бразилии часть машин используют в качестве топлива смесь этилового спирта с бензином.

Одной из главных проблем является стоимость такого топлива. С повышением стоимости нефти, которая в 2007г. составляет 12500-13000 рублей за тонну, целесообразность использования спирта будет возрастать.

Рапсовое масло используется в качестве топлива только для дизелей.

Для климатических условий России и Европы рапс является самым подходящим для выращивания растением, так как оно относительно зимостойко и неприхотливо. В этих регионах его урожайность составляет 2,5 т/га, а в перспективе до 4 т/га [13].

В качестве сырья для производства рапсового масла используются семена растения, которые обладают высоким содержанием масла (41-45%) [12].

Выделение масла из семян в небольших объемах можно производить путем прессования. При этом потери составляют не более 5% [12]. Полного извлечение масла из семян можно добиться экстрагированием. Для этого необходимо организовать специальное маслоперерабатывающее предприятие.

Некоторые продукты переработки рапсовых семян, такие как жмых и шрот, используются в животноводстве как кормовые добавки, поскольку они обладают высоким содержанием белка. В России общая потребность животноводства в белковых концентратах составляет 20 млн.т, что соответствует 30 млн.т рапсовых семян [13]. Таким образом, можно сбалансировать кормовые ресурсы по белкам.

Кроме того, рапсовую солому можно использовать в качестве твердого котельного топлива или сырья для производства биогаза.

Помимо всего сказанного, нужно добавить, что применение рапсового масла в дизелях позволит сохранить баланс углекислого

газа в атмосфере, что будет препятствовать образованию парникового эффекта [10], т.к. выброс углекислого газа при сжигании биотоплива сопоставим с количеством углекислого газа, поглощаемым в процессе фотосинтеза при выращивании этого сырья. Более того, при применении этих топлив в дизелях с отработавшими газами выбрасывается незначительное количество оксидов серы [4], что препятствует образованию кислотных дождей и увеличению хронических заболеваний органов дыхания (особенно в крупных городах).

Также существует способ получения энергии при помощи тепловых насосов.

Тепловой насос это устройство, черпающее теплоту из источников с малой температурой (речная, сточная, морская вода, атмосферный воздух). Температура низкопотенциального источника теплоты в тепловом насосе повышается на 30-50°C, что позволяет осуществлять отопление зданий, теплиц и других объектов [1].

Тепловой насос – это хорошо и давно известная всем холодильная машина, работающая в более высоком диапазоне температур.

В настоящее время тепловые насосы за границей используют для отопления микрорайонов (Германии) и индивидуальных домов (Ближний восток, Северная Африка). Препятствием широкому применению тепловых насосов в России является низкая цена природного газа. Эта цена делает нерентабельными значительные затраты на изготовление тепловых насосов. В связи с предстоящим повышением цен на природный газ, применение тепловых насосов расширится. Тепловой насос может не только вырабатывать теплоту, но и производить холод, т.е. получать воду или воздух с температурой ниже, чем температуры среды. Этот холод может использоваться для кондиционирования воздуха, а также для уменьшения затрат энергии на работу холодильных машин.

Иновационность курса по методике преподавания состоит в широком применении компьютерных мультимедийных технологий при чтении лекционного курса и самостоятельной работе студента (применение электронного учебника), проведении практических занятий, лабораторных работ, в том числе, на виртуальных экспериментальных стендах, и оценке текущих, результи-

рующих и остаточных знаний курса студентов с помощью компьютерных тестов.

Инновационность курса по литературе состоит в использовании как учебных пособий, выпущенных на кафедре теплотехники и тепловых двигателей РУДН, так и электронного учебника, современных научно-технических публикаций по тематике курса, в том числе, и в электронном виде.

Инновационность курса по организации учебного процесса состоит в использовании системы зачетных единиц (кредитов) для оценки трудозатрат студентов и преподавателей, рассчитываемых по «нелинейной» схеме, что дает студентам большую свободу выбора дисциплин, увеличивает участие студента в формировании своего индивидуального учебного плана; в вовлеченности в учебный процесс тьюторов, содействующих выбору изучаемых дисциплин; в обеспеченности учебного процесса всеми необходимыми методическими материалами в печатной и электронной формах, в использовании балльно-рейтинговой системы оценки знаний студентов.

Структура курса:

Лекции – 36 / 36 часов (количество часов аудиторных / самостоятельной работы);

практические занятия – 32 / 32 часа;

рубежный контроль – 4 / 4 часа.

Кредит - 2

Темы лекций

Лекция 1 (2 часа). Энергетические ресурсы планеты, перспективы развития источников энергии. Необходимость экономии энергетических ресурсов.

Лекция 2 (2 часа). Альтернативные виды энергии. Энергия ветра, океана, геотермальная энергия, преимущества и недостатки, перспективы развития данных видов энергии.

Лекция 3 (2 часа). Солнечная энергия. Магнито-гидродинамические генераторы. Преимущества и недостатки, перспективы развития данных видов энергии.

Лекция 4 (2 часа). Накопление и сохранение энергии. Накопление газов в подземных ёмкостях. Механические аккумуляторы. Преимущества и недостатки, перспективы развития данных видов энергии.

Лекция 5 (2 часа). Гидроаккумулирующая станция. Способы хранения газов. Электрические аккумуляторы. Преимущества и недостатки, перспективы развития.

Лекция 6 (2 часа). Возобновляемые источники энергии: древесина, спирт, рапсовое масло.

Лекция 7 (2 часа). Тепловые насосы. Схемы и характер рабочего процесса. Коэффициент преобразования. Область применения.

Лекция 8 (2 часа). Газовые двигатели с искровым зажиганием. Преимущества и недостатки. Выбор основных параметров. Расчет рабочего цикла и определения основных параметров.

Лекция 9 (2 часа). Двигатели, работающие на биогазе. Физико-химические свойства биогаза. Организация рабочего процесса двигателя на биогазе, преимущества и недостатки, перспективы развития.

Лекция 10 (2 часа). Двигатели, работающие на этиловом спирте. Физико-химические свойства этилового спирта. Организация рабочего процесса двигателя на этиловом спирте, преимущества и недостатки, перспективы развития.

Лекция 11 (2 часа). Дизели, работающие на рапсовом масле. Физико-химические свойства рапсового масла. Особенности организации рабочего процесса дизеля на рапсовом масле, преимущества и недостатки, перспективы развития.

Лекция 12 (2 часа). Дизели, работающие на метилэфире. Физико-химические свойства метилэфира. Особенности организации рабочего процесса дизеля на метилэфире, преимущества и недостатки, перспективы развития.

Лекция 13 (2 часа). Экономия топлива. Потери теплоты, отводимой в систему охлаждения. Адиабатные двигатели. Организация рабочего процесса.

Лекция 14 (2 часа). Использование теплоты, уносимой с отработавшими газами. Агрегат наддува.

Лекция 15 (2 часа). Двигатели внешнего сгорания. Организация рабочего процесса двигателя Стирлинга. Преимущества и недостатки, перспективы развития.

Лекция 16 (2 часа). Увеличение механического коэффициента полезного действия. Потери на трение в цилиндропоршневой группе.

Лекция 17 (2 часа). Потери на трение в кривошипно-шатунном механизме. Сравнение механических потерь в двигателях с искровым зажиганием и дизелем.

Лекция 18 (2 часа). Другие методы снижения расходов топлива в двигателях внутреннего сгорания. Выключение цилиндров и циклов. Переменная степень сжатия на частичных режимах.

Практические занятия.

Практическое занятие 1 (2 часа). Изучение конструкции двигателя «Элсбет-Мотор», работающего на любом топливе.

Практическое занятие 2 (2 часа). Исследования двигателя с искровым зажиганием на водороде.

Практическое занятие 3 (2 часа). Исследования двигателя с искровым зажиганием, работающего при разных степенях сжатия на бензине.

Практическое занятие 4 (2 часа). Исследование газового двигателя с искровым зажиганием, работающего при разных степенях сжатия на природном газе.

Практическое занятие 5 (2 часа). Исследование газового двигателя с искровым зажиганием, работающего при разных степенях сжатия на бензине.

Практическое занятие 6 (2 часа). Исследование дизеля, работающего на рапсовом масле при разных степенях сжатия.

Практическое занятие 7 (2 часа). Исследование дизеля, работающего на смесевом топливе биологического происхождения при разных степенях сжатия.

Практическое занятие 8 (2 часа). Исследования дизеля, работающего на рапсовом масле при разных давлениях наддува.

Практическое занятие 9 (2 часа). Определение кинетических констант воспламенения растительных топлив в условиях двигателя внутреннего сгорания.

Практическое занятие 10 (2 часа). Изучение различных конструкций адиабатных двигателей.

Практическое занятие 11 (2 часа). Изучение различных мероприятий по снижению трения в цилиндропоршневой группе.

Практическое занятие 12 (2 часа). Изучение различных мероприятий по снижению трения в подшипниках скольжения.

Практическое занятие 13 (2 часа). Расчет подшипника скольжения для автотракторного двигателя.

Практическое занятие 14 (2 часа). Изучение различных конструкций двигателей Стирлинга.

Практическое занятие 15 (2 часа). Изучение различных конструкций двигателей с переменной степенью сжатия.

Практическое занятие 16 (2 часа). Изучение различных способов отключения цилиндров и циклов дизеля.

Рубежный контроль 1. (1 час).

Рубежный контроль 2. (1 час).

Рубежный контроль 3. (1 час).

Рубежный контроль 4. (1 час).

Описание системы контроля знаний.

Текущая аттестация студентов – рубежный контроль производится в плановые часы занятий. Каждый студент индивидуально выполняет письменную работу – тест. Рубежный контроль проводится четыре раза в семестр (в сентябре, октябре, ноябре и декабре осеннего семестра или феврале, марте, апреле и мае весеннего семестра) с проставлением результатов с 20-го по последний день текущего месяца на сайте контроля текущей успеваемости студентов. После наступления нового месяца, проставленные баллы за предыдущий месяц, не могут быть исправлены. Баллы проставляются нарастающим итогом и в конце курса по их количеству определяется дальнейшее действия студента: согласие на автоматическое выставление оценки или участие в экзамене.

Общие правила выполнения контрольных заданий.

Устанавливаются и доводятся до сведения студентов следующие условия начисления баллов по курсу и на рубежной аттестации:

– посещение лекций, практических занятий за 2 часа (пару) – 2 балла (всего максимум 36 - лекции, 32 – практические дают в сумме 68 б.);

– рубежный контроль, каждый до 8 баллов (всего максимум студент на 4-х аттестациях может получить в сумме 32 балла)

Студент за время обучения в семестре может набрать до 100 баллов

Примерные типы письменных работ.

Рубежный контроль проводится в письменной форме в виде теста. Студент должен ответить на восемь вопросов, выбрав по каждому один из четырех предложенных ответов. За каждый правильный ответ он получает 1 балл. Ниже приводится пример рубежной контрольной работы.

Пример

Рубежный контроль №1 по курсу

«Энергосберегающие технологии и альтернативная энергия»

Студент _____ группа _____
 дата « ____ » _____ 200__ г.

Вопрос	Ответы			
1. Почему при применении рапсового масла уменьшается вероятность образования кислотных дождей?	Из-за отсутствия серы в рапсовом масле	Из-за отсутствия большого количества натрия в рапсовом масле	Из-за большой вязкости	Из-за присутствия воды в рапсовом масле
Вопрос	Ответы			
2. Биогаз получается из биомассы путем анаэробной бактериальной деструкции органических веществ, т.е.	С доступом воздуха	Без доступа воздуха	При очень низкой температуре	При очень высокой влажности
3. Недостатки применения ветродвигателей	- периодичность действия - генерирование инфразвуковых колебаний.	генерирование инфраперемежных колебаний	КПД ветродвигателя сильно снижается при скорости ветра больше 15м/с	ветровой двигатель постоянно работает
4. Что происходит с механическим КПД, при установке большого количества колец поршня	увеличивается	уменьшается	Сначала уменьшается, а потом увеличивается	Сначала увеличивается, а потом уменьшается

5. В адиабатном двигателе процесс сжатия и расширение в цилиндре происходят аналогично циклу	Стирлинга	Ранкина	Карно	Стечкина
6. Что такое тепловой насос?	комбинированная машина, работающая в более низком диапазоне температур	гибридная машина, работающая в более низком диапазоне температур	компрессорная машина, работающая в более низком диапазоне температур	холодильная машина, работающая в более высоком диапазоне температур
7. Природный газ состоит из:	10-15% метана	20-30% метана	90-95% метана	<10% метана
8. Применение биологических топлив в дизелях препятствует образованию парникового эффекта, так как:	Сохраняется баланс углекислого газа в атмосфере	Сохраняется баланс оксидов азота в атмосфере	Сохраняется баланс оксида натрия в атмосфере	Сохраняется баланс оксида углерода в атмосфере

Количество набранных баллов _____, проверил « ____ » _____ 200_г.
доц. Вальехо Мальдонадо П.Р. _____

Шкала оценок, итоговые оценки (методика выставления).

Сумма баллов, набранная студентом на аттестациях, позволяет получить оценку по итогам работы в семестре и не сдавать экзаменов, исходя из следующей шкалы (1-й и 2-й столбцы таблицы 1). Студенты, получившие оценки за экзамены по результатам работы в семестре, но претендующие на получение более высокой оценки, могут участвовать в сдаче экзаменов в сессию (см. 3, 4 и 5 столбцы таблицы 1).

Таблица 1

Сумма баллов, полученная за семестр на аттестациях	Автоматическая оценка за работу в семестре	Баллы, полученные на экзамене	Общая сумма баллов за работу в семестре и на экзамене	Итоговая оценка
91 – 100	5	-	91 - 100	5
76 – 90	4	0 -25	76 – 100 более 100	4 5
56 – 75	3	0 – 25	56 – 85 86 - 100	3 4
35 – 55	нет, обязательная сдача экзамена	0 - 25	60 - 80	3
менее 35	нет	недопуск	менее 35	2

Таблица 2

Сумма баллов, полученная за семестр на аттестациях	Автоматическая оценка за работу в семестре	Баллы, полученные на зачете	Общая сумма баллов за работу в семестре и на зачете	Итоговая оценка
> 55	Зачет	-	> 55	Зачет
35 - 55	нет, обязательная сдача зачета	0 – 25	не менее 60	Зачет
менее 35	нет	-	менее 35	Незачет

Зачет можно получить по результатам работы в семестре (см. 1-й и 2-й столбцы таблицы 2) или приняв участие в зачетной сессии (см. 3, 4 и 5 столбцы таблицы 2).

Результаты проставляются в зачетные ведомости и книжки:

- зачеты – в день проведения зачета;

- экзамены – в день проведения экзамена при наличии штампа допуска к сессии.

Аннотированное содержание курса

Учебно-методический комплекс «Энергосберегающие технологии» предназначен для студентов-бакалавров. Комплекс также может быть использован студентами, обучающимися в магистратуре и аспирантуре, в целях повышения квалификации.

В пособии акцентируется внимание на текущее состояние энергетических ресурсов в мире и в России, перспективах дальнейшего развития энергетики, главным образом – двигателей внутреннего сгорания (ДВС) – в условиях все сокращающихся запасов органических топлив. Приводится обоснование путей развития ДВС при работе на новых видах топлив, а также обзор имеющихся и перспективных источников энергии, обычно называемых альтернативными источниками. Рассматриваются различные способы улучшения экономических показателей двигателей как возможные методы предотвращения уменьшения запасов органических энергоносителей.

Это первое электронное пособие, которое состоит из курса лекций и практических занятий, необходимых студентам, учащимся по направлению подготовки 651200 «Энергомашиностроение» специализации **101200 - Двигатели внутреннего сгорания** в качестве обязательного курса для бакалавров. Данное пособие разрабатывается в рамках нового направления в науке – энергосбережение и альтернативная энергия.

Список литературы

1. В.А. Кириллов, В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин. Техническая термодинамика. -М.: Изд-во Наука. 1979. - 680 с.
2. Г.Ф. Быстрицкий. Общая энергетика. - М.: Академия, 2005, 250 с.
3. В.П. Шкаликова. Эксплуатационные материалы: топливо: М.: Изд-во УДН, 1984, - 82 с.
4. Н.Н. Патрахальцев, В.П. Шкаликова. Методические указания к выполнению курсового и дипломного проекта «тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания». - М.: Изд-во УДН. 1990, - 40с.
5. Н.Н. Патрахальцев, В.П. Шкаликова. Топлива, рабочие тела и их свойства. Задачи и решения: Учеб. Пособие. -М.: Изд-во РУДН, 2002.- 67 с.
6. Д. Дэвис. Энергия .-М.: Энергоатомиздат, 1985. – 480 с.
7. Ю. Мацкерле. Современный экономичный автомобиль. - М.: Машиностроение, 1987, – 320 с.
8. Н.Н. Патрахальцев, В.П. Шкаликова. Применение нетрадиционных топлив в дизелях: Монография. М.: Изд-во РУДН, 1993,- 64 с.
9. П.В. Чулков. Моторные топлива; ресурсы, качество, заменители. Справочник.- М.: Политехника, 1998, 416 с.
10. М.А. Григорьев, В.А. Долецкий, и др. Обеспечение качества транспортных двигателей; Т.1. –М.: ИПК Изд-во стандартов, 1998. – 632 с.
11. Ю.А. Антипов, и др. Выбор степени сжатия газового двигателя. ВУЗ Машиностроение, 2005, №2.
12. Маскотин В.А., Буряков Ю.П., Дегтяренко В.А., Гайдаш В.Д. Практическое руководство по освоению интенсивной технологии возделывания рапса. – М.: Агропромиздат, 1987. - С. 3-10.
13. Технология производства и использования биологического моторного топлива для разнообразных агроландшафтов. Концепция по замещенную традиционных видов топлив на биологические (этап 01). Энергосберегающая технология возделывания энергорастений с целью получения биотоплива (этап 02). – М.: Российский фонд технологического развития. ГМП. “Агроэкология”. - 1994. -178 с.

14. Вальехо П., Пономарев В.Е. Экспериментальные исследования влияние вязкости топлива на характеристики впрыскивания // Проблемы теории и практики в инженерных исследованиях: Сб. научных трудов. –М. : Изд-во АСВ, 1998. - С. 207-209.
15. Исследования рабочего процесса тракторного дизеля при работе на смеси дизельного топлива и рапсового масла /Басистый Л.Н., Луай Ахмед, Олесов И.Ю., Шкаликова В.П. // Вестник РУДН. Серия: Тепловые двигатели. - 1996. - №1. - С. 30-36.
16. Патрахальцев Н.Н. Наддув двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие. -М.: Изд-во РУДН, 2003.- 319 с.:
17. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др. Под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева.- М.: НИЦ *Инженер*, 2000. 323 с.
18. Пополов А.С. Солнечный транспорт. –М.: Транспорт, 1996. –166 с.
19. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1990. - 352 с.
20. Виноградов Л.В., Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Применение газовых топлив в двигателях внутреннего сгорания. - М.: Изд-во ИРЦ Газпром, 1996. - 187 с.
21. Гусаков С. В., Девянин С. Н., Вальехо Мальдонадо П.Р. Испытание дизеля МД-6 при работе на рапсовом масле // Трактор и сельскохозяйственные машины. - 2001.- №4.- С.42-45.
22. Гусаков С. В., Прияндака А.. Экспериментальное определения кинетических констант воспламенения растительных топлив в условиях ДВС// Вестник РУДН. Серия Инженерные исследования, 2003.- №1.- С.29-31.
23. Гусаков С.В., Вальехо Мальдонадо П.Р. Работа дизеля на топливах, полученных из возобновляемых источников, и пути совершенствования его рабочего процесса // АвтоГазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо, №3 (27) 2006 г. С. 69-71.
24. Гусаков С.В., Вальехо Мальдонадо П.Р. Особенности применения чистого рапсового масла в качестве топлива в мало-размерных высокооборотных дизелях // АвтоГазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо, №4 (28) 2006 г. С. 58-62.
25. Смирнов А.В. Автомобильные эксплуатационные материалы. Ч.1. Топлива для автомобильных двигателей. Учеб. посо-

бие /НогГУ им. Ярослава Мудрого.- Великий Новгород, 2004.- 133с.

Темы рефератов.

1. Технические решения, позволяющие дизелям работать на рапсовом масле
2. Технические решения, позволяющие двигателям с искровым зажиганием работать на природном газе.
3. Особенности работы дизеля на сжиженном газе.
4. Особенности рабочего процесса двигателя с тепловой изоляцией.
5. Сравнение механических потерь в бензиновом и дизельном двигателях.
6. Ресурсные испытания двигателя с тепловой изоляцией.
7. Особенности применения водорода как топлива для двигателей с искровым зажиганием.
8. Перспективы развития адиабатных двигателей как силовых агрегатов транспортных средств.
9. Особенности рабочего процесса дизеля, работающего на метилэфире.
10. Особенности использования солнечной энергии в качестве энергоносителя для автомобиля.

Программа курса УМК. Учебный тематический план курса УМК

Учебная неделя	Виды занятий	
	1	2
1	Лекция 1 (2 ч.)	-
2	Лекция 2 (2 ч.)	Практическое занятие 1 (2 ч.)
3	Лекция 3 (2 ч.)	Практическое занятие 2 (2 ч.)
4	Лекция 4 (2 ч.) Рубежный контроль 1. (1 час)	Практическое занятие 3 (2 ч.)
5	Лекция 5 (2 ч.)	Практическое занятие 4 (2 ч.)
6	Лекция 6 (2 ч.)	Практическое занятие 5 (2 ч.)
7	Лекция 7 (2 ч.)	Практическое занятие 6 (2 ч.)
8	Лекция 8 (2 ч.) Рубежный контроль 2. (1 час)	Практическое занятие 7 (2 ч.)
9	Лекция 9 (2 ч.)	Практическое занятие 8 (2 ч.)
10	Лекция 10 (2 ч.)	Практическое занятие 9 (2 ч.)

1	2	
11	Лекция 11 (2 ч.)	Практическое занятие 10 (2 ч.)
12	Лекция 12 (2 ч.) Рубежный контроль 3. (1 час)	Практическое занятие 11 (2 ч.)
13	Лекция 13 (2 ч.)	Практическое занятие 12 (2 ч.)
14	Лекция 14 (2 ч.)	Практическое занятие 13 (2 ч.)
15	Лекция 15 (2 ч.)	Практическое занятие 14 (2 ч.)
16	Лекция 16 (2 ч.)	Практическое занятие 15 (2 ч.)
17	Лекция 17 (2 ч.) Рубежный контроль 4. (1 час)	Практическое занятие 16 (2 ч.)
18	Лекция 18 (2 ч.)	
Зачетная неделя	Зачет	