

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ «МАМИ»

В.И. Меркулов

Ю.С. Кустарев
---------------

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

Для студентов специальности 190201(150100)-«Автомобиле- и тракторостроение», и 101400(140503.65)-«Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели».

Москва 2011

УДК: 621.436.052.001

Разработано в соответствии с Государственным образовательным стандартом ВПО 2000 г. для направления (специальности) подготовки 190201 (150100)- «Автомобиле- и тракторостроение», 101400 (140503.65)- «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели» на основе примерной рабочей программы дисциплины «Энергетические машины и установки»

РЕЦЕНЗЕНТЫ: Кафедра «Автомобили и двигатели» Московского государственного индустриального университета.  
Доктор техн. наук, профессор Фомин В.М.  
Кафедра «ТГТД» МГТУ «МАМИ»  
Профессор, к.т.н. Костюков А.В.

Работа подготовлена на кафедре «Транспортные газотурбинные двигатели»

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ, УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Меркулов Владислав Иванович, профессор, доктор технических наук.  

Кустарев Юрий Степанович
--------------------------

 профессор, доктор технических наук.

Стр. 257, рис. 124, МГТУ «МАМИ», 2011г.

В учебном пособии рассматриваются топливно- энергетические ресурсы и их использование, классификация стационарных и транспортных двигателей и установок, технологии производства электроэнергии, тепла и холода, пути повышения эффективности энергетических машин и установок и влияние работы этих машин и установок на окружающую среду.

©Меркулов В. И.  
Кустарев Ю. С.  
©МГТУ «МАМИ», 2011

## **Введение.**

Пособие состоит из двух основных частей.

В первой части излагаются общие вопросы развития энергетики и ее влияние на общество. Дан анализ основных потребителей тепловой и электрической энергии, их удельный вес, описаны перспективные направления энергетики, связь энергетики с экологией, основные принципы, определяющие устойчивое развитие общества на основе эколого-ориентированного развития энергопроизводства в мире и России.

В пособии рассматриваются вопросы топливно-энергетических ресурсов мира и России и пути эффективного их использования в областях транспорта, промышленности, температурного контроля (отопление, кондиционирование, горячее водоснабжение) и производства электроэнергии в XXI веке.

Дан анализ путей энергосбережения и ресурсосбережения в современных энерготехнологических схемах использования топлив.

Во второй части рассматриваются технологии централизованного и комбинированного производства электроэнергии и тепла. Приведена классификация двигателей, энергетических машин и установок, включая котельные установки, промышленные печи, паротурбинные установки, газотурбинные установки и двигатели, поршневые двигатели, компрессорные машины, холодильные и криогенные машины, тепловые и атомные электростанции, сушильные установки, системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Для каждой энергетической машины и установки рассмотрены схемы, основные параметры, характеризующие их работу, пути повышения эффективности и перспективы дальнейшего развития в соответствии с «Энергетической стратегией России до 2020 г».

Особое внимание уделено путям разработки и применению транспортных газотурбинных и комбинированных двигателей в наземных транспортных двигателях (автомобили, бронетанковая техника и т.п.), судовых

энергетических установках, газотурбовозах и турбопоездах на железнодорожном транспорте, наземных стационарных энергетических установках на основе комбинированного производства тепла и электроэнергии на парогазовых энергетических машинах. Приведен термодинамический анализ их принципиальных схем и способов утилизации тепла для улучшения экономических и экологических характеристик.

Таким образом, данное учебное пособие решает задачу ознакомления студентов с энергетическими машинами и установками самого различного назначения, проблемами ресурсо- и энергосбережения, повышения эффективности и экологичности их развития с целью формирования научно-технического фундамента инженера широкого профиля, способного решать самостоятельно задачи проектирования, производства и эксплуатации транспортных и стационарных энергетических машин и установок, производящих тепловую и электрическую энергию, получения холода и создание систем микроклимата (кондиционирования).



# **1. Энергомашиностроение – основа энергетики.**

## **1.1. Энергетика и развитие общества.**

### **1.1.1. Классификация видов энергии и энергетических машин и установок.**

Энергетика в широком смысле этого слова – это область современного хозяйства, охватывающая изучение и использование природной энергии. В более узком смысле – это отрасль техники, занимающаяся производством, преобразованием, передачей, распределением и потреблением энергии в различных её формах.

Энергия в переводе с греческого языка означает деятельность - это общая мера различных форм движения материи. Энергия подчиняется закону сохранения и превращения.

К основным видам энергии относятся:

- механическая;
- тепловая;
- химическая;
- электромагнитная;
- гравитационная;
- ядерная;
- термоядерная.

Энергетика промышленности охватывает производство, распределение и использование всех применяемых видов энергии.

Различают энергетическое (связанное с получением энергоносителя – водяного пара, газа и т.д.) и технологическое или промышленное (связанное с производством металла, строительных материалов, химического сырья, всех видов транспорта и т.п.) использование энергии.

Источниками энергии являются твёрдые, жидкие и газообразные виды топлив, тепловое излучение Солнца, движение воздушных масс, атмосферы, приливные течения морей, течение рек, тепловые процессы в земной коре.

Энергетическое машиностроение – отрасль машиностроения, производящая первичные двигатели и связанные с ними аппараты и энергетические установки для выработки различных энергоносителей (воды, водяного пара, газа, плазмы, жидких металлов и т.д.), являющихся рабочими телами тепловых машин различного назначения.

К первичным двигателям относятся паровые, газовые, гидравлические турбины, паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, реактивные двигатели, ветряные двигатели и т. д.

К энергетическим машинам, установкам и аппаратам относятся котельные установки, промышленные печи, паротурбинные установки, газотурбинные установки, плазменные энергетические установки, сушильные, компрессорные, холодильные, криогенные машины, отопление, вентиляция и кондиционирование и т. п.

Классификация изучаемых в данном курсе двигателей, энергетических аппаратов и установок представлена на рис. 1 и 2:



**Рис. 1. Классификация машин – двигателей.**

Двигатель – машина, преобразующая любой вид энергии в механическую.

Первичный двигатель – двигатель, непосредственно преобразующий природные энергетические ресурсы (топливо, водная энергия, энергия ветра и т.п.) в механическую энергию.

Вторичный двигатель – двигатель, преобразующий энергию, полученную за счёт работы первичных двигателей в механическую энергию, например, электродвигатели, поршневые и турбинные двигатели, использующие энергию сжатого воздуха и т.п.

Энергетическая машина или установка – механизм или сочетание механизмов, осуществляющих целесообразные технологические операции для преобразования энергии или производства работы.



**Рис. 2. Классификация энергетических машин и установок**

### **1.1.2. Классы первичных двигателей по уровням температур рабочих тел.**

Все виды первичных двигателей и связанных с ними машинами и установками по уровням температур рабочих тел можно условно разделить на следующие классы:

I.	Плазма	
	- для термоядерных установок	$10^5 - 10^6 \text{ } ^\circ\text{K}$
	- для МГД генераторов	$2500 - 3000^\circ\text{K}$
II.	Газы	
	-гелий для АЭС	$1270 \text{ } ^\circ\text{K}$
	-продукты сгорания в топках котлов	$800 - 1800 \text{ } ^\circ\text{K}$ и выше
	продукты сгорания в газотурбинных установках	$1023 - 1573 \text{ } ^\circ\text{K}$ и выше
	-продукты сгорания в поршневых двигателях внутреннего сгорания	$600 - 1770 \text{ } ^\circ\text{K}$ и выше
	-продукты сгорания в ракетных двигателях	$1550 - 1850 \text{ } ^\circ\text{K}$ и выше
III.	Водяной пар	
	- в паровых котлах и паровых турбинах	$550 - 850 \text{ } ^\circ\text{K}$
IV.	Вода	
	- в водогрейных котлах, в системах теплоснабжения и кондиционирования	$300 - 470 \text{ } ^\circ\text{K}$
V.	Жидкие металлы (натрий)	
	-в АЭС («быстрые реакторы») - натрий	$820 \text{ } ^\circ\text{K}$

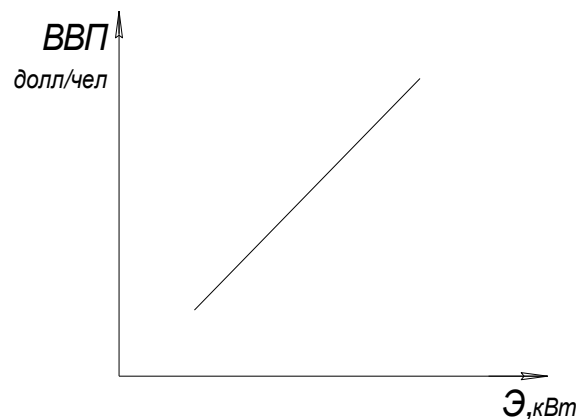
### **1.1.3. Влияние энергетики на окружающую среду.**

Из всех отраслей народного хозяйства энергетика оказывает самое большое влияние на нашу жизнь, посредством загрязнения окружающей среды и приводящая, как следствие, к следующим негативным явлениям:

- изменение климата;
- замусоривание космического пространства;

- ослабление озонового экрана атмосферы;
- загрязнение атмосферы с образованием кислотных осадков;
- загрязнение океана;
- истощение и загрязнение поверхностных вод суши, подземных вод и т. п.;
- радиоактивное загрязнение;
- накопление на поверхности суши ядовитых и радиоактивных веществ;
- опустынивание планеты;
- сокращение площади лесов;
- ухудшение среды жизни в городах и сельской местности за счёт увеличения шумового, электромагнитного загрязнения.

Отмечена прямая зависимость между приходящимися на одного человека валовым национальным продуктом (ВВП) и количеством произведённой энергии (рис. 3)



**Рис. 3 Зависимость ВВП от количества произведенной энергии.**

#### **1.1.4. Проблемы развития энергомашиностроения и энергетики в целом.**

- Разработка эколого-ориентированных технологий и конструкций энергетических машин и установок.

- Решение эколого-экономических проблем энергопроизводства, решаемых путём реализации процессов энергосбережения и ресурсосбережения.

В ведущих промышленных державах наметилась устойчивая тенденция к сокращению энергоёмкости создаваемой единицы ВВП, в России сохраняется противоположная тенденция. С 1990 по 1999 г. энергоёмкость ВВП России увеличилась на 32 % , а энергоёмкость промышленного производства – более чем на 45 %. В конце 90-х годов энергоёмкость промышленного производства в России была почти в 50 раз (!) выше, чем в Японии, Швейцарии, Гонконге.

В автомобильной промышленности США доля энергоносителей в себестоимости продукции в 90-х годах составляла 1 – 2 % , а в России аналогичный показатель достигал 12 – 18 % .

**Таблица № 1**

**Рейтинг стран по производству электроэнергии на душу населения – 1993 г. (в кВт·ч).**

1.	Норвегия	28515	22.	Ирландия	4422
2.	Канада	18278	23.	Испания	4193
3.	Швеция	17488	24.	Италия	3917
4.	США	12067	25.	ЮАР	3829
5.	Финляндия	10886	26.	Польша	3462
6.	Австралия	9048	27.	Греция	3103
7.	Новая Зеландия	8559	28.	Венгрия	3042
8.	Швейцария	8097	29.	Южная Корея	3000
9.	Франция	7459	30.	Венесуэла	2893
10.	Япония	7167	31.	Португалия	2672
11.	Бельгия/Люксембург	7053	32.	Малайзия	1721
12.	Австрия	6478	33.	Чили	1629
13.	Россия	6297	34.	Аргентина	1532
14.	Сингапур	6221	35.	Бразилия	1529
15.	Дания	5872	36.	Колумбия	1077
16.	Германия	5740	37.	Турция	1026
17.	Чехия	5660	38.	Таиланд	987
18.	Великобритания	5509	39.	Филиппины	408
19.	Гонконг	5356	40.	Индия	346
20.	Нидерланды	5086	41.	Индонезия	244
21.	Тайвань	4549			

Источник: The World Competitives Report 1995, World Economic Forum, Geneva, Switzerland, 1995

### **1.1.5. Стратегия эколого-ориентированного развития энергопроизводства и энергомашиностроения.**

Основа стратегии – проведение научных исследований с целью разработки комплексной методики оценки природоёмкости энергетического производства разных типов.

Природоёмкость производства – это ущерб, который наносится природным объектам и ресурсам, состоянию окружающей среды и здоровью людей строительством и эксплуатацией хозяйственных объектов, их отходами и продукцией.

Представления о путях развития энергетики нашли в материалах 1-й международной конференции «Энергетика и общество» и 6-го съезда Международной топливно-энергетической ассоциации (Москва, 1998 г.), сформулирована «Новая энергетическая идея» (НЭИ).

НЭИ провозглашает приоритет в развитии энергетики росту производства энергии, получаемой из экологически чистых и возобновляемых энергоносителей.

Выделяются два этапа реализации НЭИ:

Этап 1 – до 2030 года:

- преимущество в качестве топлива для наращивания мощностей ТЭС получит природный газ. К концу периода предполагается удвоить добычу газа (в т.ч. 60 – 70 % прироста получить за счёт России, что предполагает утроение добычи газа в нашей стране);
- увеличатся инвестиции в производство жидкого моторного топлива из природного газа;
- приоритет будет отдаваться энергосберегающим технологиям;

Основная задача этапа 1 – компенсировать дефицит энергии из-за вероятного спада добычи нефти.

Этап 2 – до 2050года:

- осуществляется радикальная модернизация технологии добычи и переработки угля, в результате чего появятся новые виды топлива – жидкие и газообразные. Резко возрастет доля угля в топливном балансе – «новая угольная волна»;
- ведётся подготовка ресурсно-технологической базы термоядерной энергетики (переход к ядерной эре энергетики);
- ведётся подготовка научной и технической базы для перехода энергетики к стабильным формам развития, исключая колебания в удовлетворении спроса на энергию и цен на неё;

Задача этапа 2 – создать основы новой отрасли энергетики «новые источники энергии» на основе носителей с неограниченными запасами.

### **1.1.6. Энергетическая политика России.**

В 2000 году Министерством энергетики России разработана «Стратегия развития энергетики России до 2020 года».

В 1999 году в России добыто 306 млн. т. нефти (из них переработаны 185 млн. т.)

К 2020 году добыча нефти вырастет примерно на 20 % и составит 365 млн. т., извлечение газа увеличится на 17 %, достигнув 700 млрд. м<sup>3</sup>.

И только угля мы будем добывать заметно больше – на 70 % , выйдя на уровень добычи 500 млн. т.

Разработчики стратегии полагают, что такой прирост добычи первичных энергоносителей обеспечит темп роста национального ВВП 5 – 5,5 % в год и общее его увеличение 2020 году в 2,6 – 2,9 раза.

Чтобы преодолеть деградацию базовых отраслей необходимо обеспечивать рост ВВП на 8 – 10 % в первые 10 – 12 лет и общий рост за 20 лет не менее чем в 4 раза.



## **1.7. История машиностроения в XX веке.**

История энергомашиностроения в XX веке перешла уже три крупных нововведения:

- начало века - сборочный конвейер Форда, обеспечивающий массовый выпуск ограниченного числа моделей автомобилей. Эта система фактически «сделала» северную Америку;
- вторая половина XX века: в Японии родилась система Тайичи Оно, отвечающая условиям разнообразия потребительского спроса на автомобили при низком общем объёме производства. Т.Оно отказался от принципа Г.Форда. Главное, что характеризует эту систему – своевременная поставка материальных запасов с мероприятиями по рационализации производства с целью снижения непроизводственных издержек. Устойчивость системы опиралась на мелкий семейный бизнес;
- роторная технология Л. Кошкина и созданная на ее основе автоматические роторные конвейерные линии, где обработка детали и ее перемещение происходит одновременно. Соотношение инструмента к массе машины сокращено в 100 раз, производительность может достигать 10000 деталей в минуту, производственные площади уменьшаются в 5 раз, межоперационные запасы – в 500 раз. Однако, роторная технология оправдывает себя лишь при обработке изделий малых размеров. Но именно в этом «недостатке» - если взглянуть по-новому – и кроется революционное новшество, которое преобразит мировую промышленность в XXI веке;
- Элементная технология – четвёртое индустриальное нововведение, которое уже практически входит в нашу жизнь. Любую конструкцию, будь то кофемолка или суперлайнер, можно собрать из повторяющихся малых унифицированных элементов с заданными физическими свойствами.

Расчёты фирмы «Тойота» показывают, что переход к элементарной технологии в 10 раз сокращает производственные площади, в 100 раз – производственный персонал, в 100 – 1000 раз – металлоёмкость оборудования

(не потребуются многотонные прессы и массивное литейное оборудование); в 5 раз уменьшится себестоимость продукции. Это направление отвечает требованиям ресурсосберегающих технологий, экономии энергии и материалов за счёт миниатюризации изделий.

Миниатюризация технологических процессов на основе роторной технологии и конвейера, при том, что процесс производства и сборки элементов будет предельно компьютеризирован, позволит на одной стандартной базе выпускать как массовые серии одинаковых изделий ("принцип" Форда), так и бесконечно разнообразить их на любой потребительский вкус ("принцип" Оно).

Это нововведение позволит намного уменьшить "техногенное давление" промышленности на природу и кардинально решить проблему трудовой занятости населения, особенно в малых городах и поселках. Элементная технология – это выход из тупика, куда нынешняя "глобализация промышленности" угрожает завести мир. Она же позволит кардинально решить и проблемы мировой энергетики – той области деятельности человека, которая сопровождается наибольшими экологическими катаклизмами на Земле.

#### **1.1.8. Основные принципы, определяющие устойчивое развитие общества.**

- стабилизация численности населения;
- создание сбалансированного сельского хозяйства, не истощающего почвенных и водных ресурсов и не загрязняющего Землю и продукты питания;
- рециклизация отходов;
- развитие экологически чистых, возобновляемых источников энергии (солнечной, ветровой, геотермальной и др.);
- переход к более энерго- и ресурсосберегающему образу жизни;
- реализация экологоориентированного энергопроизводства в России в XXI веке.

Устойчивое развитие общества изучается в рамках глобалистики – науки о современном мире.

Глобалистика – (global – всеобщий; лат. globus – земной шар) – наука, которая изучает наиболее общие закономерности развития человечества и модели управляемого, научно и духовно организованного мира в единстве и взаимодействии трех основных глобальных сфер человеческой деятельности:

- экологической
- социальной
- экономической –

- в реальных условиях Земли с ее конечными физическими размерами и ограниченными природными ресурсами в наступившую эпоху антропогенно перегруженной Земли.

Имеются четыре обобщенных параметра мира, с помощью которых описывают характеристики движущегося мира:

1. Индекс антропогенной нагрузки страны (континента) на биосферу – показывает во сколько раз плотность мощности (т.е. работа производимая в единицу времени на единицу площади) антропогенной нагрузки страны (континента) больше или меньше плотности мощности антропогенной нагрузки мира в целом на всю биосферу.

2. Индекс устойчивого развития страны или мира в целом – отношение плотности мощности реальной антропогенной нагрузки для страны или мира в целом к допустимой для биосферы плотности мощности антропогенной нагрузки, составляющей около 70 кВт/км<sup>2</sup>. Индекс устойчивого развития меньше единицы соответствует устойчивому развитию, больше единицы – неустойчивому.

Зависимость индекса устойчивости развития мира от времени представлена в таблице.

ГОД	1910	1930	1950	1970	1990	2000
индекс устойчивости развития мира	0,36	0,44	0,54	1,18	1,84	2,1

3. Рентное число или рента – количественное значение меры, отражающей как вклад страны в биосферу в виде предоставляемой территории, так и антропогенную нагрузку (возмущение) страной биосферы. Принята 100-бальная шкала рентных чисел. Предполагается, что рента будет взиматься со стран мира за пользование биосферой.

Все три параметра рассчитаны для всех стран мира.

4. Индекс социально-экономической дисгармонии общества – отношение доходов самых богатых (20% общего населения) к доходам беднейших (20% общего населения). Номинальное значение индекса социально-экономической дисгармонии принято равным не более 10-15.

В таблице приведены значение индекса для мирового сообщества.

ГОД	1820	1870	1913	1960	1980	1990	1997
индекс социально-экономической дисгармонии мирового сообщества	3	7	11	30	45	60	74

Индекс социально-экономической дисгармонии общества внутри отдельной страны значительно ниже:

Россия – 14,5

США – 8,9

Китай – 8,6

Германия – 6,5

Япония – 4,3

Это свидетельствует о том, что государства стремятся смягчить свою внутреннюю напряженность за счет внешней.

Таким образом, устойчивое развитие общества определяется регламентированным индексом устойчивости развития меньше единицы, что соответствует плотности мощности антропогенной нагрузки примерно меньше  $70 \text{ кВт/км}^2$ , условием внутренней гармонии самого общества, существующей при индексе социально-экономической дисгармонии общества меньше 10-15 и развитием и совершенствованием творческих и духовных начал человека.

По сценарию Медоузов традиционный мир (мир как он есть) войдет в стадию коллапса в районе 2025 г. (Медоуз Д.Х., Медоуз Д.Л., Рандерс Й. «За пределами роста»

### **1.1.9 Топливо-энергетические ресурсы и их использование.**

#### **1.1.9.1. Классификация топлива и его характеристики.**

Топливо – это вещество, которое экономически целесообразно использовать для получения значительного количества теплоты.

Углеводородное топливо по происхождению делится на природное и искусственное.

Твёрдое топливо:

- природное – антрацит, каменные и бурые угли, торф, горючие сланцы, древесина;
- искусственное – кокс, древесный уголь, отходы обогащения.

Жидкое топливо:

- природное – нефть
- искусственное – бензин, керосин, дизтопливо, мазут, метанол и т. п.

Газообразное топливо:

- природное – природный газ, попутный нефтяной газ;
- искусственное – генераторные газы, газы сухой перегонки, побочные газы, водород и др.

Теплота сгорания – количество теплоты, выделяющаяся при полном сгорании топлива.

Высшая теплота сгорания –  $Q_v^P$ , учитывает превращение водяных паров в жидкость.

Низшая теплота сгорания –  $Q_n^P$ , меньше  $Q_v^P$  на величину теплоты парообразования влаги, имеющейся в топливе.

Условное топливо – топливо, теплота сгорания которого принята равной 29,35

МДж/кг. Пересчёт действительного количества теплоты в условное

производится умножением количества данного топлива на его эквивалент Э: Э

$$= Q_H^P / 29,35$$

**Таблица №2**

**Низшая теплота сгорания углеводородного топлива.**

Твёрдое топливо		Жидкое топливо		Газообразное топливо	
Вид топлива	$Q_H^P$ МДж/кг	Вид топлива	$Q_H^P$ МДж/кг	Вид топлива	$Q_H^P$ МДж/кг
Каменный уголь	23-27	Мазут Керосин Бензин Дизельное топливо	40-42 44-46 44-46 40-42	Природный газ	35-37
Антрацит	30-35			Генераторный газ	5-7
Горючие сланцы	5,7-10			Доменный газ	3-4
Древесина	10-12				
Торф	10-13				

Единицы измерения теплоты и работы

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ н.м} \quad 1 \text{ кДж} = 1000 \text{ Дж} \quad 1 \text{ МДж} = 10^6 \text{ Дж}$$

$$1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с} = 0,23885 \text{ ккал/с} = 0,859845 \text{ ккал/ч}$$

### 1.9.2. Энергетические естественные ресурсы Земли.

**Таблица №3**

**Энергетические естественные ресурсы Земли (по Н.Ф. Реймерсу, 1994 г.)**

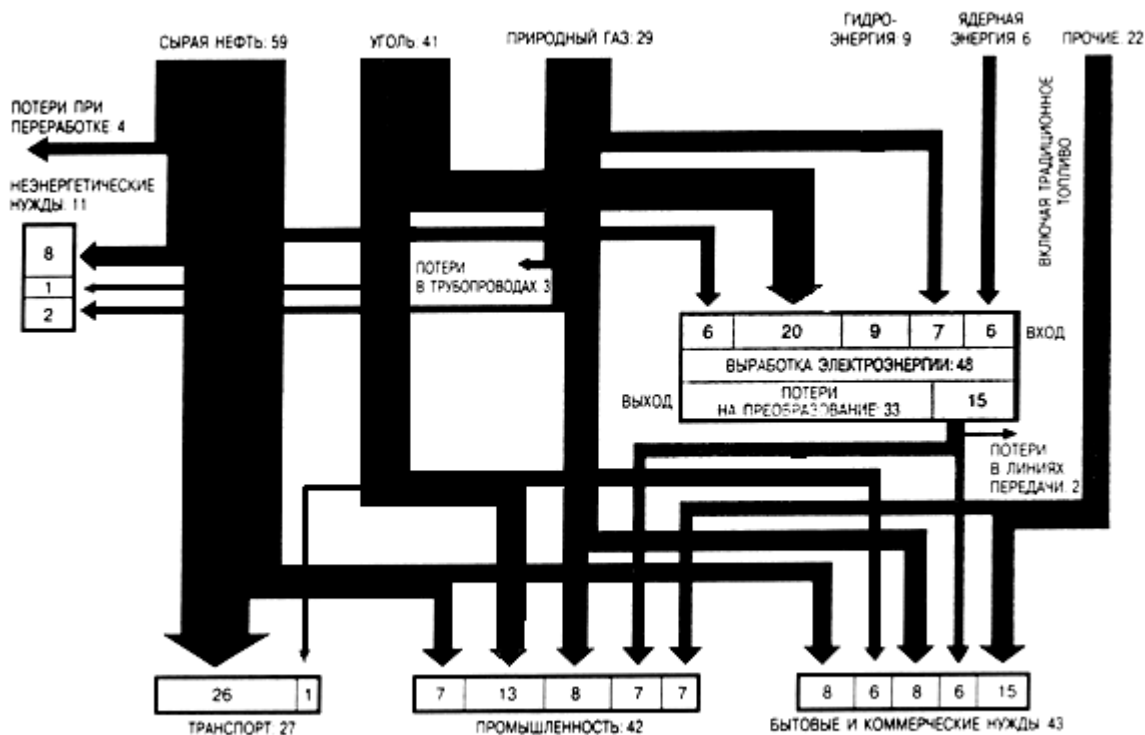
Естественные ресурсы (природные блага)	Краткая характеристика состояния, запасов, степени и перспектив использования
<i>Энергетические ресурсы</i>	
1. Солнечная радиация	Практически неисчерпаема (в 13 тыс. раз больше современного уровня использования энергии человечеством), широко используется. Весьма перспективна <sup>1</sup> как энергетический ресурс в рамках естественного поступления, но мало концентрирована. Использование ограничено естественным оттоком энергии из биосферы

2. Космические лучи	То же
3. Энергия морских приливов и отливов, океанических течений	Значительна, слабо используется, перспективна, но с ограничениями (переход в тепловую энергию добавляет тепло в тропосферу, а потому и в биосферу)
4. Геотермальная энергия	То же. Использование приводит к химическому загрязнению среды
5. Потенциальная и кинетическая энергия воздуха, воды (льда) и горных пород (в том числе энергия давления и разности давлений, сейсмическая энергия и т. п.)	Как 3. (Гидроэнергия 890,4 млн. т нефтяного эквивалента НЭ в год). Гидроэнергетика опасна из-за нарушения экологического баланса водоемов и системы «океан — воды суши»
6. Атмосферное электричество	Ресурсы относительно незначительны
7. Земной магнетизм	Важно, по гипотезам, постепенно ослабляется. Вероятна необходимость восстановления или регуляции
8. Энергия естественного атомного распада и спонтанных химических реакций	Уран — 3 млн., торий — 630 тыс. т НЭ. Интенсивно используется. Перспективы проблематичны из-за неустраняемости отходов и опасности концентрации действующего начала
9. Биоэнергия	Ресурсы значительны, переэксплуатируются в одних местах и идах (лес) и недоиспользуются в других (органические отходы). Перспективна
10. Термально-энергетические, радиационные и электромагнитные загрязнения	Значительны, слабо используются, но могут быть утилизированы
11. Нефть	Потенциальный запас — 270—290 млрд НЭ, ежегодный расход более 3000 млн т НЭ. Перспективна примерно на 30 лет
12. Природный газ	Потенциальный запас — 270 млрд т НЭ, ежегодный расход около $1250 \cdot 10^9$ м <sup>3</sup> . Перспективен на 30—50 лет
13. Уголь	Потенциальные запасы — 10 125 млрд т НЭ, ежегодный расход (млн т) — 3500 каменного и 1550 — бурого. Перспективен не менее чем на 3000 лет
14. Сланцы	Запасы значительны: более 38 400 млрд т НЭ, реальные запасы меньше — 918 млрд т НЭ. Используются мало — 30—40 млн т/год. Мало перспективны из-за значительных отходов и трудно устранимых выбросов
15. Торф	Запасы значительны: 150 млрд т (по слероду) с ежегодным накоплением 210 млн т (по углероду), местами подорваны, мало перспективны из-за высокой зольности и комплекса экологических нарушений

16. Энергия искусственного атомного распада и ядерного синтеза	Запасы физически неисчерпаемы, но экологически этот вид энергетики крайне опасен до тех пор, пока не будет найден способ дезактивации отходов. Пока энергетика атомного распада работает в надежде, что такие технологии станут реальностью
--	--

<sup>1</sup> Перспективы использования оценены с учетом экологической социальной, экономической и энергетической составляющих.

### 1.1.9.3. Мировые потоки энергии.



**Рис. 4 Мировые потоки энергии по состоянию на 1985 г.**

Мировые потоки энергии по состоянию на 1985 г. показывают, что различные виды ископаемого топлива находят широкое применение. Сырая нефть очищается на нефтеперерабатывающих заводах, где из нее получают бензин, дизельное горючее и керосин, используемый в промышленности, а также для обогрева жилых и служебных зданий; для производства электроэнергии эти виды топлива используются в относительно небольших количествах. Большая часть добываемого в мире угля идет на нужды промышленности и для производства электроэнергии. Гидроэнергия, ядерная энергия и другие ее виды (биомасса, солнечное излучение и ветер) составляют 22%

в общем объеме первичной энергии (цифры приведены в миллионах нефтяных баррелей: 7 баррелей — 1т)

США – самый значимый потребитель энергоресурсов в мире. На рисунке отражены лишь основные тенденции. Хорошо видно, что при существующей



технологии для каждого первичного источника существует специфический набор потребителей.

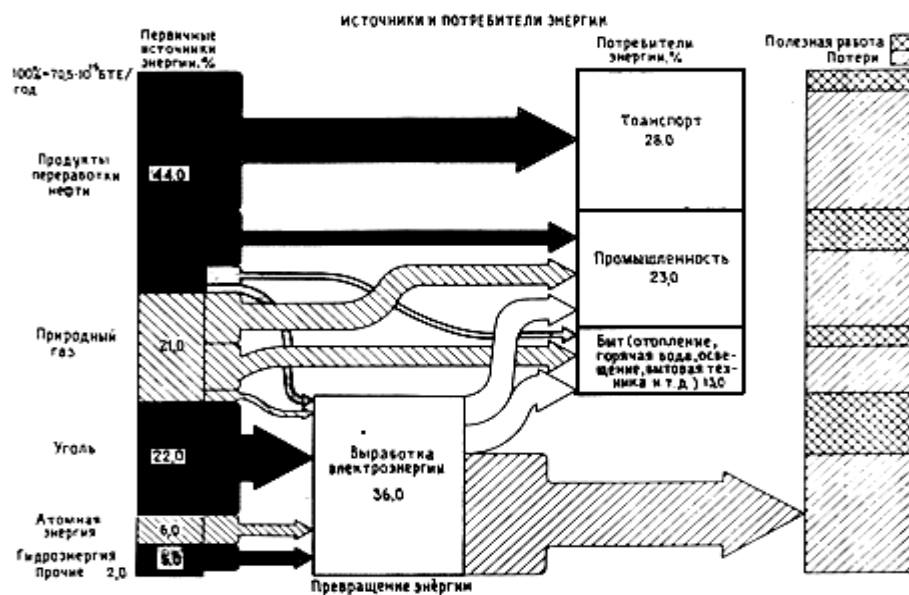


Рис. 5 Поток энергии от первичных источников к потребителям США (1988 г.)

Транспорт почти полностью зависит от жидкого горючего, получаемого из сырой нефти, тогда как уголь и ядерное топливо годятся лишь для производства электроэнергии и практически не могут использоваться на транспорте. Кроме этого, на каждом этапе превращения энергии большая часть её теряется.

Таблица № 4

### Прогноз мирового энергобаланса

Источник энергии	1990 г.	2000 г.	2020 г.	2050 г.
Всего.....	100	100	100	100
Нефть.....	43	38	28	20
Природный газ.....	19	23	23	23
Уголь.....	28	27	25	21
Ядерное топливо.....	5	6	7	14
Возобновляемые источники энергии*.	5	6	7	22

\*Включая гидроэлектроэнергию.

Источник: World Energy Council (WEC). 1998. Бюллетень иностранной и коммерческой информации № 2. 9 января 1999 г.

#### **1.1.9.4. Годовая потребность первичной энергии в мире и России.**

Топливо-энергетический комплекс России: один из крупнейших в мире, по масштабам производства энергетических ресурсов уступает лишь США. В отличие от многих стран в нем велик удельный вес наиболее экологически чистого топлива - природного газа и низка доля каменного угля. Удельный вес угля в энергобалансе России в конце 90-х гг. составлял всего лишь 14%, в то время как в Великобритании - 32, Германии - 27, в Японии - 18%.

**Природный газ.** Мировые запасы природного газа в начале третьего тысячелетия оценивались в 146 трлн. м<sup>3</sup>, мировая добыча составляла 2,3 трлн. м<sup>3</sup>.

Потенциальные ресурсы природного газа в России на начало третьего тысячелетия оценивались в 212 трлн. м<sup>3</sup>, при этом разведанные запасы составляли 48 трлн. м<sup>3</sup>. На долю России в разведанных мировых запасах газа приходилось 33%, а в предполагаемых - до 60%.

Ресурсная база природного газа характеризуется высокой степенью концентрации запасов в отдельных регионах и крупных месторождениях, что создает благоприятные условия для его добычи и транспортировки по трубопроводам.

В 1999 г. в России было добыто 590 млрд. м<sup>3</sup> природного газа - более трети мировой добычи его. Второе место в мире занимали США (544 млрд. м<sup>3</sup>), за ними следовали Канада (160), Великобритания (90), Алжир (72), Индонезия (68), Нидерланды (64), Узбекистан (51), Норвегия (48), Иран (50), Саудовская Аравия (46), Малайзия (41), Объединенные Арабские Эмираты (37), Мексика (35 млрд. м<sup>3</sup>).

Основным районом, обеспечивающим четыре пятых добычи газа в России, является Западная Сибирь, в первую очередь север Тюменской области. Крупнейший производитель и экспортер - компания «Газпром», которая фактически имеет монопольное право на его вывоз. Ежегодный объем продаж компании на внутреннем и внешнем рынке в конце 90-х гг. достигал 25 млрд. долл.

В конце 90-х гг. «Газпром» контролировал около трети мировых запасов природного газа, 80% европейских континентальных запасов, 34% мировой торговли природным газом, поэтому его влияние на мировой рынок энергоресурсов огромно. Доля «Газпрома» на внутреннем рынке Германии, Франции и Италии составляет около 30%, а в бывших социалистических странах доходит до половины.

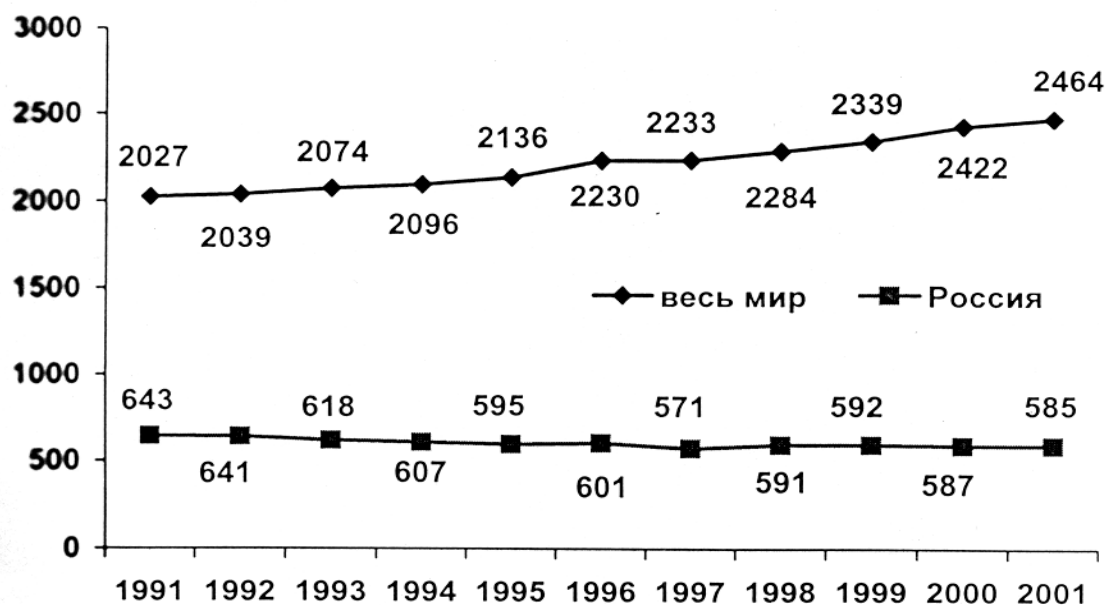


Рис. 6. Динамика добычи природного газа в мире в 1991-2001гг., млрд. куб. м.

**Нефть.** С середины 90-х гг. в мировой нефти сохраняется тенденция роста добычи. В 1997 г. мировая добыча нефти возросла на 3% и достигла рекордного уровня - 3,5 млрд. т. За исключением Западной Европы, где добыча нефти стабилизировалась, практически во всех других регионах был зафиксирован рост. После некоторого сокращения добычи в 1998 г. из-за низких цен на нефть в 1999 г. мировая добыча увеличилась (см. табл.).

Таблица № 5

#### Динамика мировой добычи нефти

	1995	1996	1997	1998	1999	2000
Нефть, млн.т	3266	3369	3475	3345	3489*	3500*

\*Прогноз

Источник: British Petroleum Statistical Review of World Energy 1998. London, 1998.

Крупнейшим в мире продуцентом нефти в конце 90-х гг. оставалась Саудовская Аравия (416 млн. т в 1997 г.), за ней по объему добычи следовали США (398), Иран (181), Мексика (169), Венесуэла (162), Норвегия (161), Китай (160), Великобритания (122), Германия (113 млн. т).

В бывшем Советском Союзе добыча нефти достигла своего пика в 1988 г. - 570 млн. т, после чего началось падение производства. Однако еще до 1991 г. по уровню добычи сырой нефти (461 млн. т) Россия сохраняла первое место в мире (см. табл.).

**Таблица № 6**

**Динамика добычи нефти в России**

	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2002
Нефть, млн.т	520	461	399	354	318	307	301	306	303	305	380

Источник: British Petroleum Statistical Review of World Energy 1998. London, 1998, данные Министерства энергетики России.

В начале 90-х гг. началось сокращение добычи нефти в России и переход к освоению менее эффективных запасов. На всех крупных и высокопродуктивных месторождениях ухудшились условия добычи, соответственно увеличились затраты на бурение скважин и добычу нефти. В эти годы резко сократилось финансирование капитальных вложений в нефтедобычу.

В нефтедобывающей промышленности России в конце 90-х гг. насчитывалось 143 тыс. нефтяных скважин, из которых простаивало около 40 тыс. В результате к 1997 г. добыча нефти в России сократилась до 306 млн. т (по этому показателю страна уступала Саудовской Аравии и США), а в 1998 г. - до 303 млн. т. В 1999 г. значительный всплеск мировых цен стимулировал рост добычи, которая увеличилась до 305 млн. т.

Добычей нефти в России занято около двадцати компаний. В 1999 г. из 305 млн. т добытой нефти более половины приходилось на пять крупнейших нефтяных компаний, в том числе - «ЛУКОЙЛ» - 53 млн. т (18%), «Сургутнефтегаз» - 37 (12%), «ЮКОС» - 34 (11%), «Татнефть» - 24 (9%), «СИДАНКО» - 20 млн. т (7%).

Крупными производителями нефти были также «Тюменская нефтяная компания» - 20 млн. т (7%), «Сибнефть» - 16 (5%), «Роснефть» - 13 (4%), «Славнефть» - 12 млн. т (4%), «ОНАКО» - 8 млн. т (3%).

Сырьевая база России позволяет полностью обеспечить потребности народного хозяйства в нефти и нефтепродуктах. Но в последние годы произошло ухудшение ее структуры и качества и снизились геолого-экономические показатели освоения. Начальные запасы месторождений нефти, находящиеся в разработке, выработаны в среднем на 48%. Доля трудноизвлекаемых, низкоэффективных запасов в общем балансе разведанных запасов достигла 55%. Увеличилось количество месторождений с высокой степенью выработанности и обводненности. Добыча нефти на половине месторождений нерентабельна.

По данным специалистов Министерства энергетики России, при нынешнем уровне затрат (примерно 1,5 млрд. долл.) на поиск месторождений, бурение новых скважин на действующих месторождениях, развитие технологий бурения, повышение нефтеотдачи и другие затраты нефтедобыча в России может резко сократиться. Для поддержания оптимальных темпов нефтяному комплексу России необходимо в период до 2005 г. как минимум 36 млрд. долл., а общий инвестиционный потенциал отрасли оценивается в 100-150 млрд. долл.

**Каменный уголь.** На протяжении 90-х гг. в мировой добыче угля сохранялась тенденция роста: в 1997 г. она увеличилась на 0,6% и достигла 3840 млн. т (см. табл.).

**Таблица № 7**

**Динамика мировой добычи угля**

	1995	1996	1997	1998
Уголь, млн.т	3654,2	3818,3	3840,0	3845

Источник: Бюллетень иностранной и коммерческой информации (БИКИ), № 9., 13 августа 1998 г.

В числе крупнейших продуцентов угля первое место с большим отрывом в конце 90-х гг. занимал Китай (1352 млн. т) - почти треть мировой добычи. Далее следовали (млн. т в 1997 г.): США (913), Индия (310), ЮАР (220), Австралия (206) Польша (137), Индонезия (55). Больше половины мировой добычи каменного угля приходится на компании, контролируемые государством, это в первую очередь относится к крупнейшим мировым производителям - Китаю, Индии, Польше и др.

В последние годы государственные дотации на добычу угля в странах Западной Европы сократились, а в Японии практически прекратились. Эти процессы в перспективе могут привести к уменьшению мировой добычи каменного угля.

В развитых странах продолжался интенсивный рост производительности труда в отрасли, что связано с сохранением тенденции снижения в динамике мировых цен на каменный уголь, либерализации рынков электроэнергии и усилении конкуренции со стороны производителей природного газа.

Одновременно в странах с развитой рыночной системой отмечается концентрация капитала и происходит смена ориентиров в угольном бизнесе.

В топливно-энергетическом балансе России на долю угля приходится примерно 12-13%. Угольная промышленность страны, как и большинство других добывающих отраслей, переживает глубокий кризис. С 1991 по 1999 гг. добыча угля сократилась почти в 1,5 раза. В 2000 г. объем ее немного возрос (см. табл. №8).

**Таблица № 8**

**Динамика добычи угля в России**

	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
Уголь, млн.т	345	327	296	262	250	247	227	220	248	257*

\* Оценка

Источник: Бюллетень иностранной и коммерческой информации (БИКИ), 137, 23 ноября 1996 г.; № 95,13 августа 1998 г.; данные Министерства энергетики России.

Согласно оценкам специалистов, в перспективе доля угля в топливно-энергетическом балансе страны будет повышаться, и спрос на уголь в связи с изменениями структуры запасов основных энергоносителей будет возрастать.

Анализируя экономический и инвестиционный потенциал добычи угля, следует подчеркнуть, что Россия обладает самыми крупными в мире прогнозными запасами каменного угля, которые составляют 30% мировых (5,3 трлн. т). Разведанные запасы оцениваются в 202 млрд. т (12% мировых), по этому показателю страна занимает третье место в мире после США (445 млрд. т) и Китая (272 млрд. т). Около половины промышленных запасов соответствует мировым стандартам. Доля разведанных запасов высококачественных дефицитных коксующихся углей и антрацита составляет всего 12% общих запасов каменного угля в России.

После распада Советского Союза, нарушения экономических связей и ликвидации системы финансирования и управления энергетика России переживает глубокий кризис. Особенно тяжелая ситуация сложилась в таких секторах, как добыча нефти и газа, производство электроэнергии.

**Электроэнергетика.** В конце 90-х гг. установленные электроэнергетические мощности России составляли 213 млн кВт, что соответствовало более 7% общемировых. Из совокупного объема электроэнергетических мощностей России 70% приходилось на теплоэлектростанции (ТЭС), 20% - на гидроэлектростанции (ГЭС) и 10% - на атомные электростанции (АЭС).

Указанная структура установленных электроэнергетических мощностей России примерно соответствует аналогичной структуре в ведущих промышленно развитых странах.

Производство электроэнергии в России сократилось с 1057 млрд. кВт-ч в 1990 г. до 846 млрд. кВт-ч в 1999 г. Удельный вес России в мировом производстве электроэнергии за этот период уменьшился с 8,2 до 7,4%. Главными причинами сокращения выработки электроэнергии являются уменьшение спроса со стороны потребителей и износ установленного оборудования. По оценкам специалистов,

около 40% электростанций в России имеют устаревшее оборудование, а 15% станций отнесены к категории небезопасных для эксплуатации.

По производству электроэнергии на душу населения Россия в 1993 г. занимала 13 место в мире, а в конце 90-х гг. - 16-е (см. табл. №9). Фактически в России сохранилась монополия на производство электроэнергии в лице РАО «ЕЭС России», в которое входят 72 территориальных акционерных общества энергетики и электрификации. Это крупнейшее в мире централизованно управляемое производства в России. Для сравнения: аналогичный показатель для стран Западной Европы равен 30%. Себестоимость электроэнергии, производимой АЭС, в 1,5-2 раза ниже, чем на ТЭС.

**Таблица № 9**

**Структура производства электроэнергии на электростанциях России**

(в млрд. кВт-ч)

Показатель	1990г.	1995г.	2000 г.*	2005 г.*
Всего .....	1082	860	846	1020
Теплоэлектростанции (ТЭС).....	400	332	342	457
Комбинированные станции (КЭС).....	397	252	232	249
Гидроэлектростанции (ГЭС) и гидроаккумуляторные станции .....	167	177	150	180
Атомные электростанции (АЭС).....	118	99	122	134

Источник: Доклад “Стратегия развития электроэнергетики России в рамках среднесрочной программы социально-экономического развития Российской Федерации в 1996-2005 гг.” - М.: 1997 г. Бюллетень иностранной и коммерческой информации. № 8, 21 января 1997 г.

В начале нового тысячелетия планируется ввести в эксплуатацию новые энергоблоки на Калининской, Курской, Ростовской, Ленинградской и Кольской АЭС. Вместе с тем в Центральном и Северо-Западном районах предполагается вывести из эксплуатации ряд мощностей. Ожидается, что в дальнейшем в России будут сооружаться более совершенные и более безопасные атомные станции. Их мощности могут возрасти до к 2010 г. - до 43 гВт. Стоимость реализации программы развития атомной энергетики России на ближайшее десятилетие оценивается примерно в 13,8 млрд. долл.

В последние годы в России возрос интерес к малой и нетрадиционной энергетике. Разработана соответствующая программа, согласно которой в начале тысячелетия планируется построить ветровые электростанции –Калмыцкую, Тывинскую,



Магаданскую, Приморскую, Западно-Приморскую и геотермальные электростанции – Верхне-Мутновскую, Океанскую, Паужетскую. На Юге России, в Кисловодске, предполагается сооружение первой в стране опытно-экспериментальной электростанции, работающей на солнечной энергии.

Ввод в эксплуатацию указанных электростанций позволит к 2010 г. довести долю нетрадиционной и малой энергетики в энергобалансе России до 2%.

#### **1.1.9.5 Основные направления повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов.**

- Развитие энерго- и ресурсосберегающих технологий в производстве энергии и энергомашиностроении.
- Увеличение вклада возобновляемых источников энергии в общем балансе произведённой энергии.
- Увеличение использования вторичных энергетических ресурсов в энергоустановках, машинах и аппаратах за счёт сокращения всех видов энергетических потерь.
- Ограничение потребностей человека в энерговооружённости (бытовая техника, транспорт и т. п.)
- Переход к комплексным энерготехнологическим методам использования топлива, к извлечению всех ценных составляющих топлива при обязательном комбинировании процесса сжигания топлива для производства тепловой и электрической энергии с различными технологическими процессами.
- Модернизация действующего и замена устаревшего энергетического и энергоиспользующего оборудования, оптимизация режимов работы энергетических и технологических установок с целью снижения удельных расходов топлива, теплоты и электрической энергии.
- Форсирование развития ядерной энергетики для производства электрической и тепловой энергии и высвобождение на этой основе значительного количества органического топлива.

## **1.1.10. Основные потребители тепловой и электрической энергии.**

### **1.1.10.1. Направление использования энергии.**

Существуют четыре основных направления использования энергии:

- транспорт;
- промышленность;
- температурный контроль (отопление, кондиционирование, горячее водоснабжение);
- производство электроэнергии.

Транспорт – автомобильный, железнодорожный, водный, воздушный и космический.

Промышленность –

- чёрная и цветная металлургия;
- топливная промышленность;
- химическая промышленность;
- машиностроение и металлообработка;
- бумажная и деревообрабатывающая;
- промышленность строительных материалов;
- лёгкая промышленность (ткацкое, швейное и другое производство);
- пищевая промышленность;
- информационные отрасли промышленности (связь, телевидение, компьютеризация и т. п.)

### **1.1.10.2. Энергосбережение. Когенерирование.**

Суть энергосбережения – в разработке систем эффективного использования энергии при меньших энергозатратах. Энергосбережение основано на снижении потерь.

Энергосбережение – это снижение энергопотребления в результате полной реализации экономически целесообразных мероприятий. Из общего потенциала

энергосбережение примерно 30 % приходится на топливно-энергетический комплекс (добыча, транспортировка, переработка, производство электроэнергии и тепловой энергии); 20 % приходится на жилищно-коммунальное хозяйство; 10 % - на транспорт; 30 % - на промышленность; 10 % - на сельское хозяйство. По данным института энергетических исследований РАН потенциал энергосбережения в России оценивается в 460-540 млн тонн условного топлива в год.

В первую очередь необходимо предельно ограничить производство и эксплуатацию низкоэкономичного оборудования и ограничивать производства энергосберегающего оборудования и получения прибыли за счет продаж этого оборудования.

Примером значительной экономии природного газа является выработка тепла и электроэнергии на базе ГТУ и ПТУ.

Другим примером является внедрение в жилищно-коммунальное хозяйство схем когенерирования. Когенерация – технология совместного производства дополнительной энергии и тепла на базе уже существующих в теплоснабжении, промышленности и транспорте газо-тепловых генераторов (котелен, печей, компрессорных станций и т.п.). Часть топлива, которая подавалась в котел, направляется в энергетическую установку для выработки электроэнергии, а дефицит топлива, образованный вследствие уменьшения расхода топлива на котел, возмещается теплотой отработанных газов двигателя. Утилизация теплоты выхлопных газов энергетического двигателя с дожиганием в топке котла обеспечивает когенерационной установке максимальную тепловую мощность при коэффициенте использования теплоты топлива не менее 90 %, что на 30-40 % выше, чем при раздельной выработке тепла и электроэнергии.

Сооружение подобных установок не требует огромных капиталовложений. Удельная стоимость 1 кВт мощности когенерационных установок составляет порядка 300-600 \$, средний срок окупаемости капитальных вложений составляет 2-3 года. Установки располагаются непосредственно вблизи

потенциальных потребителей электроэнергии. Станция централизованного теплоснабжения переоборудованная в когенерационную станцию сможет снабжать электроэнергией тот же жилой массив, который она снабжает теплом.

Существенно снижаются потери в линиях электропередач, что уже является элементом энергосберегающих технологий. Данные установки имеют низкие уровни выбросов в атмосферу токсичных веществ и удовлетворяют самые жесткие европейские стандарты.

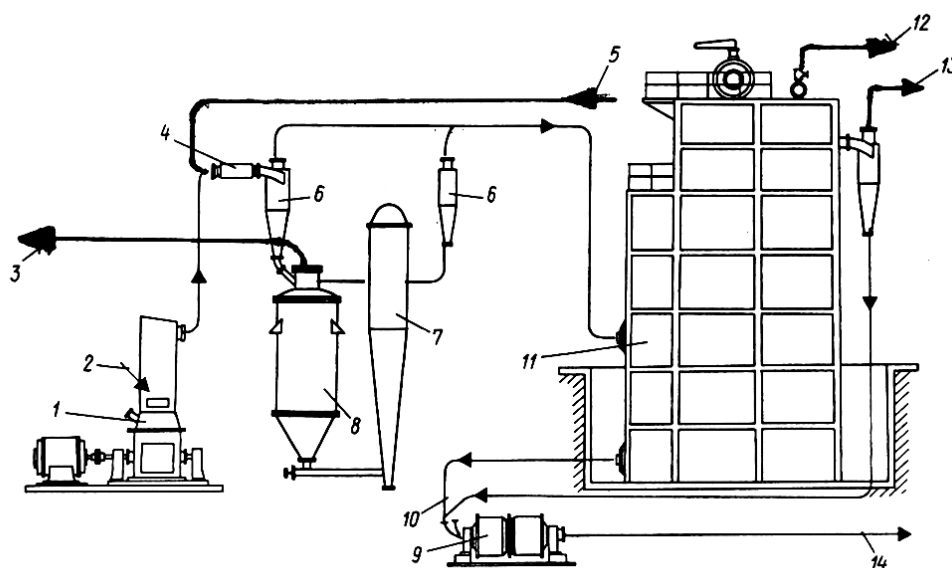
Подобная когенерационная станция введена в эксплуатацию микрорайоне «Южный» г. Запорожья на базе газотурбинного генератора ГТЭ АИ-2500 мощностью 2,5 МВт и водогрейного котла КВГМ-6,5.

### **1.1.10.3. Современные энерготехнологические схемы использования топлив.**

Энерготехнология – раздел науки, базирующийся на глубоких исследованиях кинетики и механизма соответствующих химических реакций, изучения физических процессов переноса теплоты вещества при фазовых превращениях в реагирующих системах и исследование качественных физико-химических, а также экономических характеристик исходного топлива.

В энерготехнологических комплексах происходит извлечение всех ценных составляющих топлива при обязательном комбинировании процесса сжигания части топлива для производства тепловой и электрической энергии с различными технологическими процессами.

В качестве примеров рассматриваются энерготехнологический комплекс использования твёрдого топлива и нефтеперерабатывающий комплекс с ядерным реактором. На рисунке № 7 представлена схема использования твёрдого топлива, сочетающая его термическую переработку с последующим сжиганием коксового остатка в топках паровых котлов.

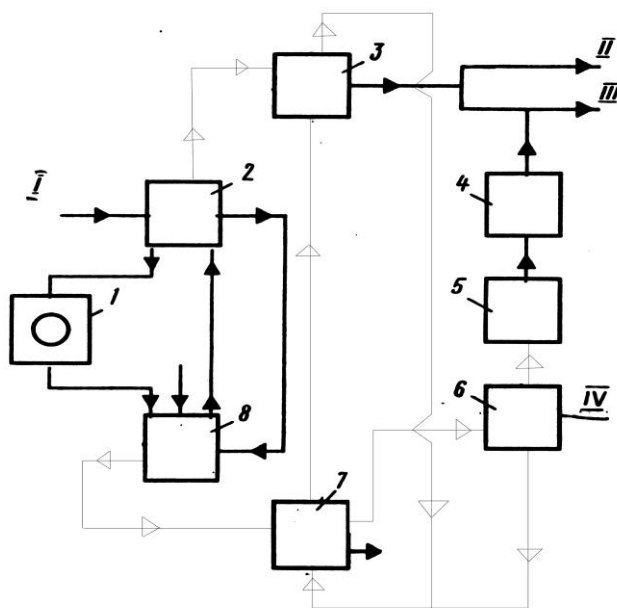


**Рис. 7 Простейшая схема энерготехнологического использования твердого топлива:**

1 — шахтная мельница; 2 — твердое топливо; 3 — продукты термического разложения на очистку и конденсацию; 4 — реторта нагрева; 5 — дымовые газы из котла; 6 — циклон; 7 — технологическая топка; 8 — камера термического разложения; 9 — шаровая мельница; 10 — зола; 11 — котел; 12 — пар; 13 — дымовые газы; 14 — цемент

В нефтеперерабатывающем комплексе энергия высокотемпературного газового реактора (с гелиевым охлаждением  $T_{\Gamma} = 1173^{\circ} \text{K}$ ) используется для проведения энергоемких процессов — крекинг, пиролиз, гидроочистка, конверсия метана [ $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} = 3\text{H}_2 + \text{CO} - 206,1 \text{ кДж/моль}$ ]. Проект газового ядерного реактора ВГ-400 разработан в Российской Федерации.

Под действием высокопотенциальной теплоты в реакторе 8 паровой конверсии при  $1073 \text{ K}$  происходит паровая конверсия тяжелых нефтяных остатков. В технологическом аппарате 2 в интервале температур до  $825 \text{ K}$  осуществляются процессы первичной и вторичной переработки нефти с образованием сырья для нефтехимической промышленности, моторных топлив и тяжелых нефтяных остатков. Эта схема позволяет эффективно реализовывать ряд технологических процессов с одновременным получением электроэнергии, топлива, водорода и других ценных продуктов.



**Рис. 8 Принципиальная схема нефтеперерабатывающего комплекса с ядерным реактором:**

1 — ядерный реактор; 2 — технологический аппарат; 3 — установка гидроочистки; 4 — реактор конверсии метанола; 5 — реактор синтеза метанола; 6 — установка разделения синтез-газа; 7 — установка утилизации сероводорода; 8 — реактор паровой конверсии; I — нефть; II — нефтепродукты; III — моторное топливо; IV —  $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ ; - - - тяжелые нефтяные остатки; —О— светлые нефтепродукты

#### **1.1.10.4. Вторичные энергетические ресурсы, их классификация.**

Вторичные энергоресурсы — энергия различных видов и потенциалов, получаемых на промышленных предприятиях как отход или как побочный продукт технологических процессов.

К основным видам вторичных энергоресурсов относятся:

- тепло, получаемое при охлаждении производственных агрегатов, продуктов и отходов производства. Это — тепло отходящих газов промышленных печей и котлов, тепло отработанных газов двигателей внутреннего сгорания стационарных и транспортных установок, горячие вода и воздух, получаемые в сталеплавильных и нагревательных печах, тепло продуктов нефтепереработки и т. п.

- тепло пара и газов предварительно отработанных в силовых установках: паровых и газовых турбин, паровых молотах, прессах, компрессорах, насосах с паровым приводом, в газомотокомпрессорах и т. д.
- химически связанное тепло горючих газов, побочных продуктов и отходов производства: коксовый и доменный газы, смолы, отходы переработки древесины и т. п.
- избытки механической энергии подлежащей рекуперации, т. е. возврату в виде электроэнергии в сеть при торможении транспортных средств: метро, трамваи, электропоезда и т. п.

## **2. Энергетические установки и тепловые двигатели.**

### **2.1. Классификация.**

Классификация энергетических установок и тепловых двигателей производится по различным признакам.

Тепловые двигатели различаются:

- по использованию природных энергетических ресурсов (первичные и вторичные двигатели);
- по роду используемого рабочего тела (паровые, газовые, плазменные);
- по техническим принципам получения механической энергии (поршневые, турбинные, роторные, комбинированные);
- по своему назначению (стационарные и транспортные);

Энергетические установки, основанные на принципах преобразования тепловой энергии в технологических процессах разделяются на:

- котельные установки;
- промышленные печи;
- паровые прессы и молоты;
- паротурбинные установки;
- газотурбинные установки;
- комбинированные установки;

- компрессоры;
- холодильные установки;
- криогенные установки;

Энергетические установки, предназначенные для производства электроэнергии и тепла разделяются на:

- тепловые электростанции;
- атомные электростанции;
- термоядерные установки;
- сушильные установки;
- системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха;
- теплоснабжение промышленных предприятий.

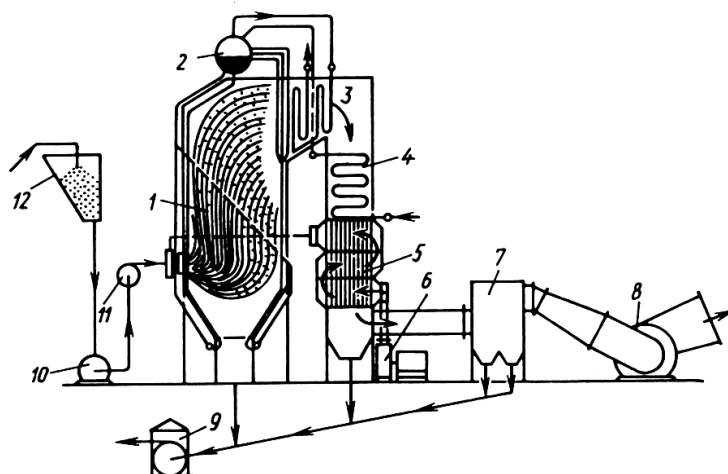
## 2.2. Котельные установки.

### 2.2.1. Схема котельной установки.

Котельная установка – совокупность котла и вспомогательного оборудования.

Котёл – конструктивно объединенный в одно целое комплекс устройств для получения пара или для нагрева воды под давлением.

Рис. 9 Схема котельной установки.





В топке 1 происходит сжигание топлива и образование высокотемпературных продуктов сгорания, которые отдают свою теплоту поверхностям нагрева. В воздухонагревателе 5 осуществляется нагрев воздуха, подаваемого вентилятором 6 и направляемого затем в топку 1. В экономайзере 4 котла происходит нагрев питательной воды, поступающей в барабан 2. Из барабана вода подводится к парообразующим поверхностям нагрева, где преобразуется в насыщенный пар. Поверхность нагрева располагается как на внутренней стенке топки (экраны), так и в газоходах котла. Сухой насыщенный пар из барабана 2 поступает в пароперегреватель 3, где перегревается до температуры  $t_{пп}$ , превышающей температуру насыщения  $t_s$  ( $t_{пп} > t_s$ ), соответствующую давлению в котле. Дымовые газы отсасываются из котла дымососом 8 и выбрасываются в атмосферу. К вспомогательным устройствам котельной установки относятся:

- система топливоподачи, включающая топливный бункер 12, мельницу 10, мельничный вентилятор 11;
- мазутное хозяйство при сжигании жидкого топлива;
- газоочистительное оборудование 7, служащее для очистки газов;
- золоудаляющее устройство 9;
- насосы питательной воды;
- дымовая труба.

Котельная установка оборудуется различными регулируемыми, запорными и предохранительными устройствами, а так же системой автоматического регулирования, повышающей экономичность и надёжность её работы.

### **2.2.2 Основные параметры котла.**

Основными параметрами котла являются:

- паропроизводительность [Т/час];
- давление и температура пара;
- температура питательной воды;
- коэффициент полезного действия (К.П.Д.).

По паропроизводительности различают КУ до 12 Т/час, до 110 Т/час и свыше 110 Т/час.

Котлы делят по их назначению на:

- паровые;
- водогрейные;
- котлы-утилизаторы;
- энерготехнологические.

Котельные установки служат для покрытия расходов теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение; для паротурбинных установок – для производства электроэнергии и тепловой энергии.

### **2.2.3. Топки.**

Топка – устройство котла, предназначенное для сжигания органического топлива, частичного охлаждения продуктов сгорания и выделения золы.

Различают следующие виды сжигания топлива в топках:

- слоевой процесс сжигания;
- сжигание в «кипящем слое»;
- факельный топочный процесс сжигания;
- вихревой топочный процесс – циклонный.

При слоевом процессе сжигания значительное количество топлива находится в топке. Топливо практически не уносится потоком воздуха, поступающего в топку.

При сжигании в «кипящем слое» топливо находится во взвешенном состоянии и не перемещается с потоком газов.

При факельном топочном процессе сжигания частицы топлива движутся вместе с газовоздушным потоком через топку, находясь во взвешенном состоянии.

При вихревом топочном процессе частицы топлива организованно циркулируют по определенным траекториям до их полного сгорания. При этом можно сжигать более крупные частицы топлива (3-5 мм).

## 2.4. Котлы и их конструктивные элементы.

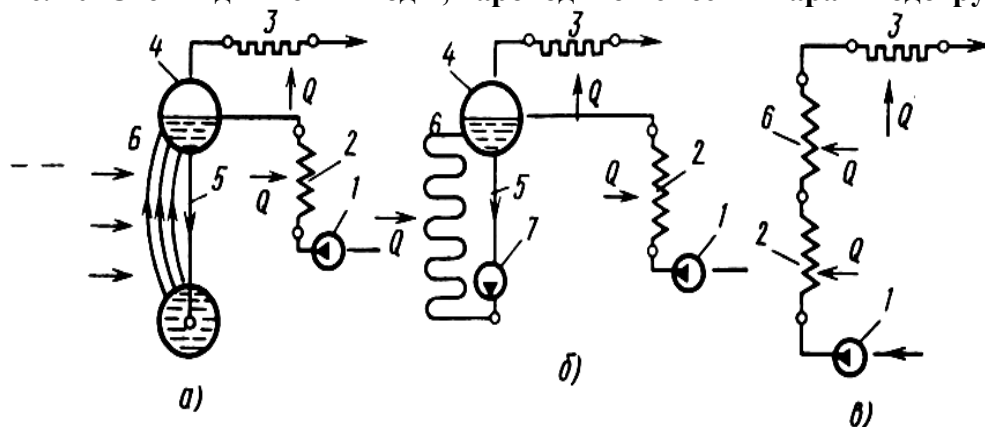
Цилиндрический котёл является родоначальником двух типов котлов:

- газотрубного;
- водотрубного;

В газотрубных котлах размещаются жаровые и дымогарные трубы внутри барабана, с целью увеличения поверхности нагрева.

В водотрубных котлах увеличение поверхности нагрева осуществлялось присоединением к барабану труб извне и обогреву их газом снаружи (кипятильные трубы).

Рис. 10 Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в водотрубном котле.



- |    |                        |   |
|----|------------------------|---|
| 1. | Питательный насос.     | а) – естественная циркуляция воды.          |
| 2. | Экономайзер.           | б) – многократная принудительная циркуляция |
| 3. | Пароперегреватель.     | в) – циркуляция прямоточная, в прямоточных  |
| 4. | Барабан.               | котлах.                                     |
| 5. | Опускные трубы.        |   |
| 6. | Обогревательные трубы. |   |
| 7. | Циркуляционный насос.  |   |

Прямоточный котёл – котёл с непосредственным принудительным движением воды.

Преимущества:

- простота конструкции;
- малый расход металла на единицу паропроизводительности котла;
- возможность получения пара высокого и сверхкритического давления ( $P_{кр} \approx 22,1 \text{ МПа}$ ,  $T_{кр} \approx 374^\circ \text{C}$ );

Недостатки:

- необходимость очень чистой питательной воды;
- необходимость полного автоматического регулирования процессами питания, горения и производительности.

Первый прямоточный котел системы Л.К. Рамзина был создан в СССР в 1932 г. Паровые котлы тепловых электростанций являются, в основном, прямоточными.

Паровые котлы стандартизованы и изготавливаются следующих основных типов:

- Пр – с принудительной циркуляцией паропроизводительностью 0,16 – 1 Т/час, на абсолютное давление насыщенного пара –  $p = 0,9 \text{ МПа}$ ;
- Е – с естественной циркуляцией с производительностью 0,25 – 820 Т/час, на абсолютное давление пара 0,9 – 13,8 МПа и температуру  $T_{не} = 225\text{--}833^\circ \text{K}$ .
- П – прямоточные, паропроизводительностью 670 – 3950 Т/ч на абсолютное давление пара 13,8 – 25 МПа и температуру  $818^\circ \text{K}$ .

### **2.2.5. Котлы – утилизаторы.**

Используют теплоту дымовых газов, отходящих от различных промышленных печей и технологических и транспортных установок, например, судовых двигателей.

Параметры:

- низкотемпературные  $< 1000 - 1200^{\circ} \text{ K}$ ;

- высокотемпературные  $1300 - 1500^{\circ} \text{ K}$

паропроизводительность:  $2 - 40 \text{ Т/ч}$

давление пара – до  $3,9 \text{ МПа}$ .

Пароводяные котлы позволяют одновременно получать горячую воду и пар давлением  $0,7 - 2 \text{ МПа}$ .

### **2.2.6. Основные элементы котла.**

Пароперегреватель – устройство для повышения температуры пара выше температуры насыщения  $t_s$ , соответствующей давлению в котле.

Экономайзер – устройство, обогреваемое продуктами сгорания топлива и предназначенное для подогрева или частичного парообразования воды, поступающей в котёл.

Воздухоподогреватель – устройство для подогрева воздуха продуктами сгорания топлива перед подачей в топку котла. Конструктивно они бывают рекуперативными и регенеративными (с вращением воздушного и газового короба).

Обмуровка котла – система огнеупорных теплоизоляционных ограждений или конструкций котла, предназначенная для уменьшения тепловых потерь и обеспечения газовой плотности ( $T_{\text{нар}} \leq 328^{\circ} \text{ K}$ ).

При  $TЭT_{\text{кр}}$  и  $P ЭP_{\text{кр}}$  в прямоточных котлах 35% выделяющейся теплоты за счёт сгорания топлива затрачивается на подогрев воды до  $T_s$ , а 65% – на перегрев пара.

### **2.2.7. Тепловой баланс котла.**

Тепловой баланс составляется с целью анализа эффективности работы котла и определения его К.П.Д.

Баланс составляется на  $1 \text{ кг}$  твёрдого (жидкого) топлива или на  $1 \text{ м}^3$  газообразного (при  $273^{\circ} \text{ K}$  и  $0,1 \text{ МПа}$ ).

Уравнение теплового баланса в  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$Q_p^p = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{уг}} + Q_x + Q_m + Q_{\text{но}} + Q_{\text{фш}}$$

$Q_p^p$  - располагаемая (внесённая в топку) теплота,

$Q_{\text{пол}}$  - теплота, используемая для выработки пара,

$Q_{\text{уг}}$  - потери теплоты с уходящими газами,

$Q_x$  и  $Q_m$  - потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания,

$Q_{\text{но}}$  и  $Q_{\text{фш}}$  - потери теплоты от наружного охлаждения и с физическим теплом шлаков.

К.П.Д. брутто – отношение полезно использованной в котле теплоты к располагаемой:

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_p^p} = 1 - \frac{Q_{\text{уг}} + Q_x + Q_m + Q_{\text{но}} + Q_{\text{фш}}}{Q_p^p}$$

или в % :

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (q_{\text{уг}} + q_x + q_m + q_{\text{но}} + q_{\text{фш}})$$

К.П.Д. котельной установки, учитывающей расходы котла на собственные нужды (привод насосов, вентиляторов и т. п.), соответствующие  $\sim 4\%$ , называется К.П.Д. нетто.

Располагаемая теплота  $Q_p^p$  в этих соотношениях равна:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{фв}} + Q_{\text{фт}}$$

$Q_{\text{фв}}$  и  $Q_{\text{фт}}$  – количество теплоты, внесённое соответственно с подогретым вне котла воздухом и топливом (физическая теплота).

В большинстве случаев:

$$Q_p^p \approx Q_n^p$$

Полезно используемая теплота  $Q_{\text{пол}}$ :

$$Q_{\text{пол}} = D \cdot \frac{(i_{ne} - i_{ne})}{B}$$

$D$  – расход пара, кг/с;  $i_{ne}$  – энтальпия перегретого пара,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$B$  – расход топлива, кг/с;  $i_{ne}$  – энтальпия питательной воды,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Потери с уходящими газами:

$$Q_{yg} = i_{yg} - i_g \left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$$

$i_{yg}$  и  $i_g$  – энтальпия уходящих газов и холодного воздуха.

Основные потери выражаются следующими цифрами в % :

$Q_{yg} \approx 6 - 15\%$  (при  $T_{yg} \approx 390 - 450^\circ \text{K}$ )

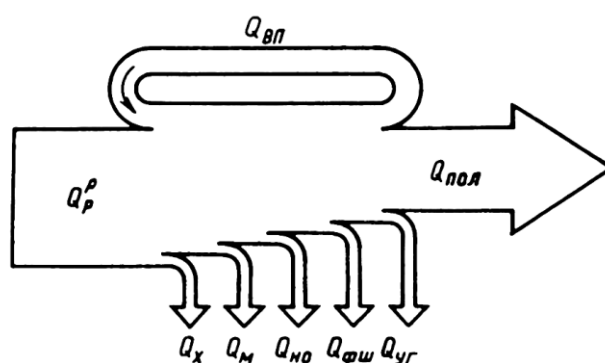
$Q_x = 0 - 2\%$

$Q_m \approx 1 - 12\%$

$Q_{no} \approx 0,5 - 3\%$

$Q_{фш} \approx 1 - 5\%$

$\eta_{бр} \approx 0,9$ .



**Рис. 11** Схема теплового баланса котла

$Q_{вп}$  – теплота дымовых газов, отдаваемая воздуху в воздухонагревателе и вносимая обратно в топку с нагретым воздухом.

### 2.2.8. Тепловой расчёт котла.

Основан на расчете процессов теплообмена в элементах котла. Расчёты бывают конструкторским и поверочным.

Конструкторский расчёт – определяются размеры топки и поверхностей нагрева, необходимые для получения заданной паропроизводительности, параметров пара и расхода топлива.

При поверочном расчёте – конструкция и размеры топки и поверхности нагрева определены. Находятся температуры воды, пара, воздуха и газов на границе между отдельными поверхностями нагрева, а также К.П.Д. и расход топлива.

Расчёт теплообмена в топке основан на приложении теории подобия к экспериментальным данным, полученным при исследовании работы топок. Теплота, воспринимаемая обогреваемой средой (вода, пар и т. д.) равна:

$$Q = D \cdot \frac{(i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}})}{B_p}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$D$  – паропроизводительность, кг/с

$B_p$  – расход топлива, кг/с

$i_{\text{вых}}, i_{\text{вх}}$  – энтальпии на выходе и входе обогреваемой среды.

Теплота, воспринимаемая поверхностью нагрева:

$$Q = k \cdot \Delta T \cdot A / B_p$$

$k$  – коэффициент теплопередачи  $\left[ \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$ ,

$\Delta T$  – усреднённый температурный напор,

$A$  – площадь поверхности нагрева.

Теплота, отданная продуктами сгорания:

$$Q = \varphi \cdot (i' - i'' + \Delta \alpha_{i_{\text{в}}}^o)$$

$i'$  и  $i''$  – энтальпии газа соответственно на входе и выходе от поверхности нагрева,



$\xi$  – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери в окружающую среду,

$\Delta\alpha_{i_6}^o$  – теплота, вносимая присасываемым воздухом из котельной.

## **2.3. Промышленные печи.**

### **2.3.1. Классификация печей и режимы их работы.**

Промышленная печь – совокупность устройств, предназначенных для нагрева материалов и изделий.

Различают:

- печи-теплогенераторы – с выделением тепла в самом нагревательном элементе;
- печи-теплообменники – с выделением теплоты вне материала; теплота передаётся материалу в рабочем пространстве печи.

Теплообмен в печах осуществляется либо радиацией (тепловым излучением), либо конвекцией.

Печи-теплообменники с изменяющейся во времени температурой называются печами периодического действия или камерными.

Печи-теплообменники с неизменной во времени температурой называются печами непрерывного действия. Печи-теплообменники непрерывного действия с изменяющейся температурой по длине печи называются методическими.

Электropечи классифицируют по способу преобразования электрической энергии в тепловую:

- электронно-лучевые;
- дуговые;
- индукционные;
- электropечи сопротивления.

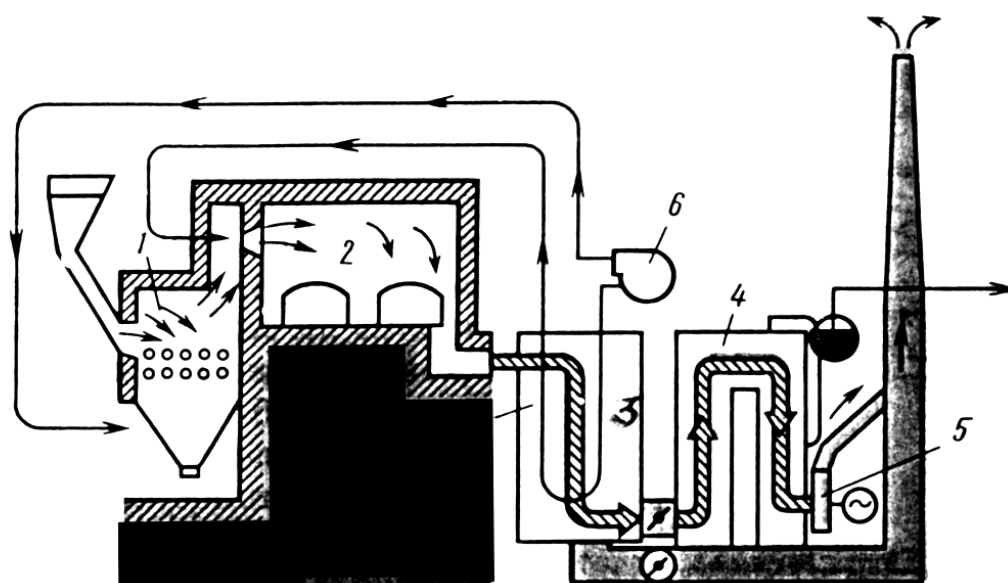
По конструктивным особенностям печи делят на:

- шахтные;
- туннельные;

- тигельные;
  - муфельные;
  - трубчатые;
  - вращающиеся;
- ванные и д. р.

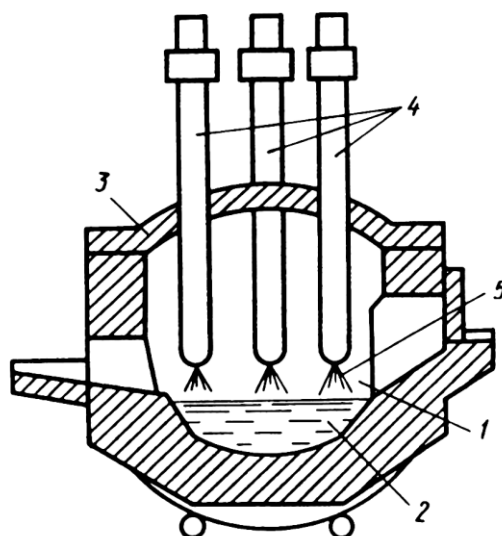
По производственным признакам различают печи:

- плавильные;
- нагревательные;
- сушильные;
- химической технологии (производство аммиака, соды);



**Рис. 12** Схема топливной печи – теплообменника

1 – топка; 2 – рабочий объем; 3 – регенератор; 4 – котел-утилизатор;  
5 – дымосос; 6 – вентилятор

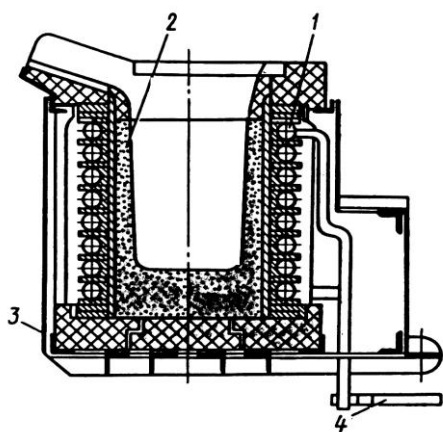


**Рис. 13 Схема дуговой электропечи прямого действия**

1 – плавильное пространство; 2 – ванна; 3 – свод;  
4 – электроды; 5 – электрическая дуга

Дуговые электропечи являются основными печами. Превращение электрической энергии в тепловую происходит излучением от электрической дуги, температура которой достигает  $5000 - 6000\text{K}$ .  $\text{КПД}_{\text{эл.печи}} \approx 85\%$ . Вместимость  $50 - 200$  т. Предназначена для производства качественных сталей. Удельный расход электроэнергии при плавлении –  $1,3 - 1,8 \text{ МДж/кг}$ .

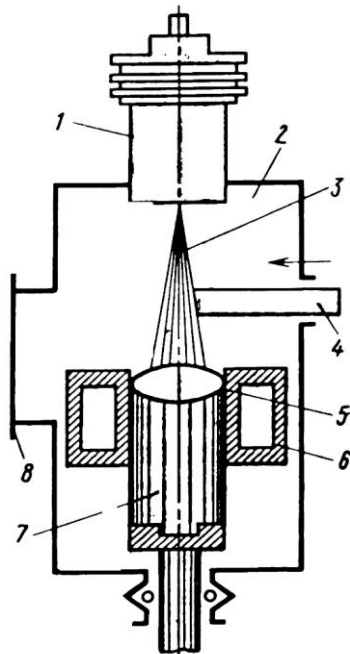
Индукционные печи – нагрев происходит за счёт выделения теплоты непосредственно в нагреваемом металле вихревыми токами, наводимыми в ней переменным магнитным полем. Частота  $f = 10 \text{ кГц}$ . Удельный расход электроэнергии  $1,8 - 3,0 \text{ МДж/кг}$ .



**Рис. 14 Схема индукционной печи:**

1 – катушка – индуктор;  
2 – тигель;  
3 – каркас;  
4 – токоподводящие шины.

Электронно-лучевые печи – для получения особо чистых сталей, тугоплавких материалов и сплавов. Электроны генерируются электронной пушкой при глубоком вакууме ( $\approx 0,1$  Па). КПД  $\approx 8410\%$ .



**Рис. 15** Схема электронно-лучевой печи:

- 1 – электронная пушка;
- 2 – рабочая камера;
- 3 – электронный луч;
- 4 – переплавленный металл;
- 5 – жидкая ванна;
- 6 – кристаллизатор;
- 7 – слиток;
- 8 – патрубок вакуум-насоса

### 2.3.2. Тепловой баланс печей.

Цель теплового баланса – определение расхода топлива в топливных печах или мощности в электропечах. Тепловой баланс составляют на единицу времени.

- Теплота сжигания топлива или превращения электрической энергии в теплоту:

$$Q_{\text{хг}} = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \quad \text{или} \quad Q_{\text{эг}} = N$$

- Физическая теплота, вносимая подогретым воздухом:

$$Q_{\text{фв}} = B \cdot V_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} \cdot t_{\text{в}}$$

$B$  – расход топлива, кг/с;

$V_B$  – расход топлива на 1 кг топлива  $\left[ \frac{M^3}{кг} \right]$  ;

$C_B$  – средняя объёмная теплоёмкость  $\left[ \frac{Дж}{M^3 \cdot K} \right]$  ;

$t_B$  – температура подогрева воздуха;

( для электропечи  $Q_{фв} = 0$  ).

- Физическая теплота, вносимая подогретым топливом:

$$Q_{фТ} = B \cdot C_T \cdot t_T$$

$C_T$  – средняя теплоемкость топлива  $\left[ \frac{Дж}{кг \cdot K} \right]$  ;  $t_T$  – температура топлива.

- Теплота экзотермических реакций, происходящих в печи –  $Q_э$ .

Расход теплоты в Вт., поступившей в печь определяется полезной теплотой и потерями.

- Полезная теплота:

$$Q_{П} = G \cdot C_M \cdot (t_{МК} - t_{МН})$$

$G$  – производительность печи, кг/с;

$C_M$  – средняя теплоёмкость материала  $\left[ \frac{Дж}{кг \cdot K} \right]$  ;

$t_{МК}$  и  $t_{МН}$  – конечная и начальная температура материала.

- Теплота, уносимая уходящими газами:

(для электропечи  $Q_{уг} = 0$ )

$$Q_{уг} = B \cdot V_{уг} \cdot C_{уг} \cdot t_{уг}$$

$V_{уг}$  – количество продуктов сгорания на 1 кг топлива.

- Потеря теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлив

(для электропечи  $Q_H = 0$ )

$$Q_H = (0,03 - 0,05) \cdot B \cdot Q_H^P$$

- Потеря теплоты в результате передачи через кладку:

$$Q_{кл} = A_{кл} \cdot (t_{кл} - t_{в}) / \left( \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right)$$

$A_{кл}$  – площадь наружной поверхности,  $M^2$  ;

$t_{\text{кл}}$  – температура внутренней поверхности кладки;

$t_{\text{в}}$  – температура окружающего воздуха;

$d$  – толщина кладки, [м];

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности кладки  $\left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right]$ ;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху ( $\alpha = 10 - 12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ );

- Теплота, затраченная на нагревание транспортирующих устройств:

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} \cdot C_{\text{тр}} \cdot (t_{\text{трк}} - t_{\text{трн}})$$

$G_{\text{тр}}$  – масса транспортирующих устройств, проходящих через печь в единицу времени  $\left[ \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right]$ ;  $t_{\text{трк}}$  и  $t_{\text{трн}}$  – конечная и начальная температура транспортируемого материала.

- Неучтённые потери –  $Q_{\text{нп}}$  (10 – 15 % от всей суммы потерь)

Тепловой баланс:

$$Q_{\text{хг}} + Q_{\text{фв}} + Q_{\text{фт}} + Q_{\text{э}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{уг}} + Q_{\text{н}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{нт}}$$

Из этого уравнения определяется расход топлива для топливных печей или мощность, потребляемую в электропечах.

$Q = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – тепловая производительность топливной печи, Вт.

$q = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} / G$  – удельный расход теплоты на 1 кг продукции.

КПД печи:

$$\eta_{\text{тепл.печи}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{хг}} + Q_{\text{фв}} + Q_{\text{фт}}}$$

$$\eta_{\text{эл.печи}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{э}}}$$

Время нагрева тел в печах вычисляется с помощью номограмм, построенных на основе критериальных уравнений нестационарной теплопроводности для простейших геометрических форм.

$$\theta = f(Bi, Fo, x/\delta)$$

$$\theta = \frac{T - T_0}{T_n - T_0} - \text{безразмерная избыточная температура.}$$

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}; \quad Fo = \frac{a \cdot t}{\delta^2}$$

$T$  – температура нагреваемого тела;

$T_n$  – начальная температура тела;

$T_0$  – температура в печи;

$x$  – расстояние от центра тела;

$\delta$  – расчётная прогреваемая толщина тела;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи  $\left[ \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \right]$ ;

$a$  – коэффициент температуропроводности  $\left[ \frac{м^2}{с} \right]$ ;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности  $\left[ \frac{Вт}{м \cdot К} \right]$ ;

$t$  – время нагрева.

Аэродинамическим расчётом оценивают сопротивление воздушного и газового трактов печи и подбирают мощность вентиляторов и дымососов

## 2.4. Паротурбинные установки (ПТУ).

### 2.4.1. Циклы, схемы ПТУ.

Паротурбинная установка – энергетическая установка, включающая паровые котлы и паровые турбины.

ПТУ работает по замкнутому циклу, т. е. в установке циркулирует одно и то же количество пара.

По назначению ПТУ разделяются на:

- конденсационные электростанции (КЭС), вырабатывающие электроэнергию;

- теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), вырабатывающие электрическую и тепловую энергию.

ПТУ работают на органическом топливе, на ядерном топливе, солнечной и геотермальной энергии.

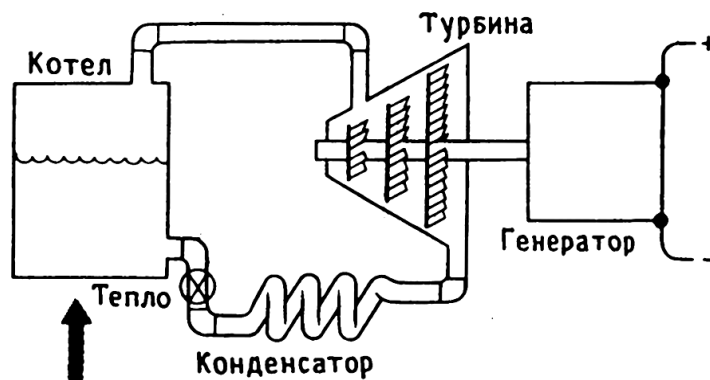


Рис. 16 Схема простейшей ПТУ.

### 2.4.2. Цикл Ренкина.

Идеальный цикл Ренкина – это замкнутый процесс изменения состояния рабочего тела в простейшей паросиловой установке.

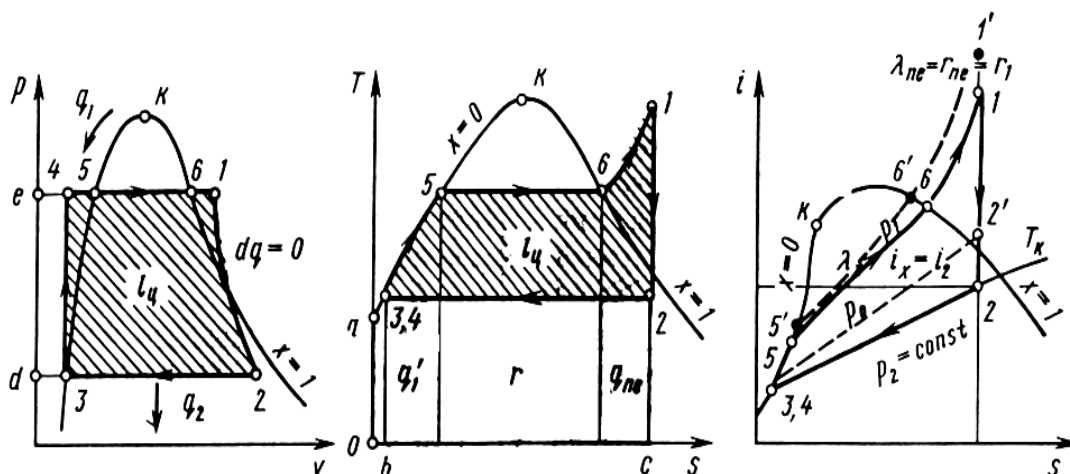


Рис. 17 Диаграммы цикла Ренкина

Вода, поступающая в котёл, в объёме которого поддерживается постоянное давление, нагревается за счёт теплоты  $q_1$ , получаемой при сжигании топлива в



топке (процесс 4-5) и достигает температуры насыщения при заданном давлении  $p_1$ . При последующем подводе теплоты  $r$  получается сухой насыщенный пар (процесс 5-6), затем перегретый пар (процесс 6-1).

Полное удельное количество теплоты перегретого пара:

$$l_{ne} = q_1 + r + q_{ne}$$

и численно равно площади **O-a-3-5-6-1-c**.

Перегретый пар направляется в проточную часть турбины, сначала в каналы сопловой решётки, где происходит процесс 1-2 адиабатического расширения.

Отработанный в турбине пар поступает в конденсатор, в котором охлаждающей водой от пара отбирается количество теплоты  $q_2$ , пар конденсируется (процесс 2-3) и превращается в воду (конденсат) с параметрами состояния в точке 3. Затем конденсат насосом возвращается в котёл (точка 4).

Процесс 3-4 – сжатие воды питательным насосом.

Термический КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{l_n}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_k}$$

$i_k = i_3$  – энтальпия конденсата.

### 2.4.3. Действительные циклы ПТУ.

Отличаются от идеального тем, что каждый процесс в той или иной степени является необратимым вследствие тепловых, газодинамических и механических потерь, приводящих к снижению полезной работы и КПД цикла.

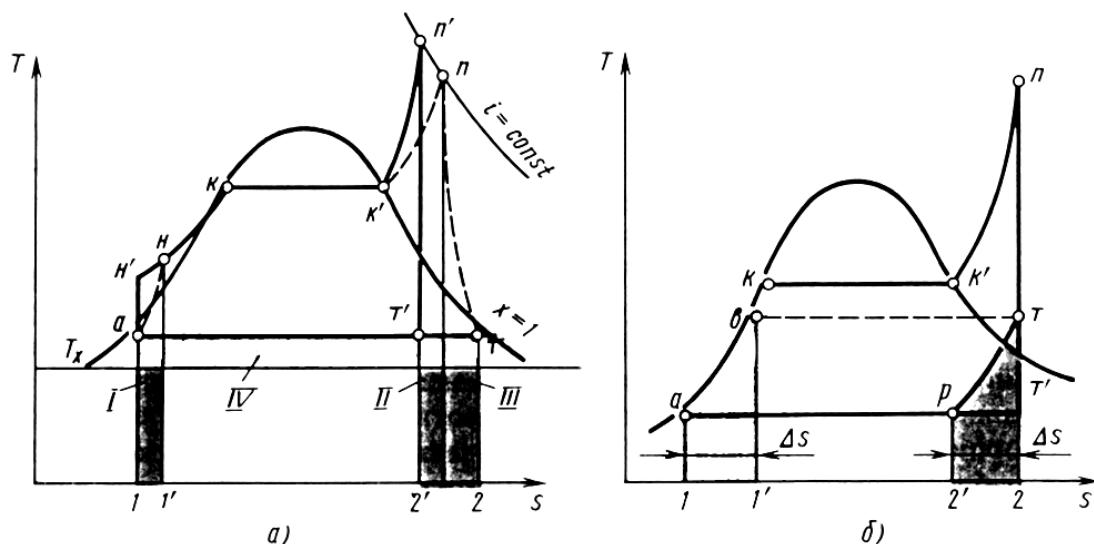


Рис. 18 Циклы ПТУ в T-S диаграмме.

*a* – простейший цикл ПТУ;

*б* – цикл ПТУ с регенерацией.

Все необратимые процессы идут с увеличением энтропии в соответствии со вторым законом термодинамики.

*a-n* – сжатие воды с потерями на трение ;

*κ'-n* – перегрев пара с учётом тепловых и гидравлических потерь в паропроводе;

*n-т* – действительный процесс расширения;

*т-а* – действительный процесс в конденсаторе.

Потери в насосе, паропроводе, турбине и конденсаторе показаны на рисунке площадками соответственно I,II,III,IV ( $T_x$  – температура воды, охлаждающей конденсат).

В действительном цикле удельная теплота, подводимая к рабочему телу равна:

$$q_1 = i_{n'} - i_n$$

Теплота, отводимая в конденсаторе:

$$q_2 = i_t - i_a = q_{2ид} + T_t \cdot DS$$

$T_t \cdot DS$  = площадь 2't't2.

Действительная работа турбины:

$$l_t = i_n - i_t$$

Эффективный КПД установки:

$$\eta_l = \eta_e \cdot \eta_T \cdot \eta_m, \text{ где}$$

$\eta_e$  – термический КПД идеального цикла;

$\eta_T$  – КПД турбины;

$\eta_m$  – механический КПД.

#### 2.4.4. Основные параметры ПТУ.

Давление  $p_n$  – пара на выходе из котла современных ПТУ достигает 13 – 24 МПа, а давление в конденсаторе составляет 0,003 – 0,007 МПа, что соответствует температуре насыщения  $T_s \cong 298 - 308 \text{ K}$ .

Особенность паровой турбины ПТУ – её работа при умеренной температуре свежего пара ( $T_{ne} \cong 810 - 880 \text{ K}$ ), определяемой главным образом свойствами металлов турбин, котлов и пароперегревателей (прочностью стенок труб) и

очень больших степенях понижения давления  $\omega_T = \frac{P_n}{P_T} \cong 2000 \div 6000$ ,

определяемых высоким начальным давлением ( $P_n$ ) и низким конечным давлением ( $P_T$ ) пара. Поэтому теплоперепад, срабатываемый в паровой турбине в 2 – 3 раза больше, чем в газовой турбине, а число ступеней паровой турбины во много раз превосходит число ступеней газовой турбины.

#### 2.4.5. Способы повышения термического КПД паросиловой установки.

- Расширение пределов рабочего процесса (повышение начальных параметров пара – давление  $p_{ne}$  и температуры  $T_{ne}$  и понижение давления в конденсаторе  $p_T$ ).

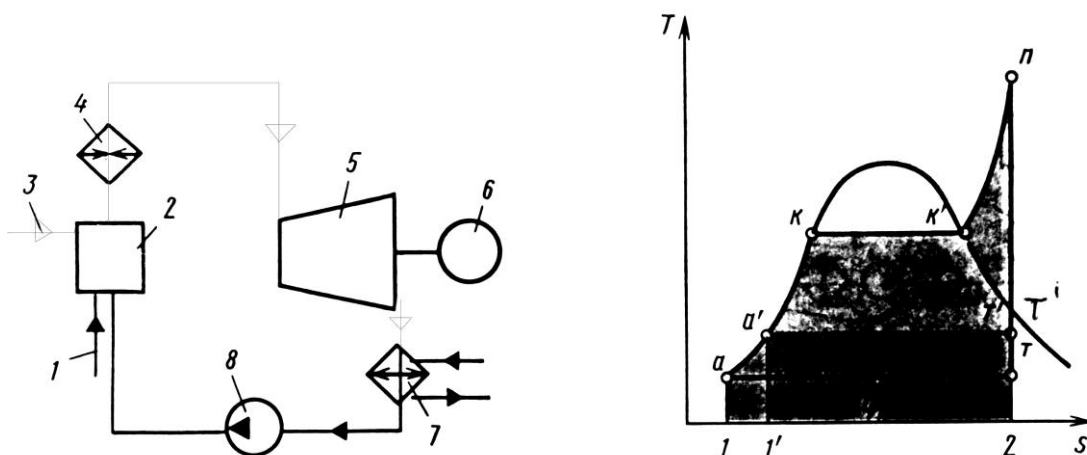
- Регенеративные отборы пара из турбины для подогрева питательной воды (рисунок – б). Отобранный пар направляется в регенеративные подогреватели, где он конденсируется.

- Промежуточный перегрев пара – после первой ступени турбины пар перегревается в промежуточном пароперегревателе и расширяется во второй ступени турбины.

Конденсационные ПТУ имеют КПД  $\eta = 0,36 \div 0,42$ .

#### 2.4.6. Схема и цикл теплофикационной ПТУ с противодавлением.

Теплофикационные ПТУ часть теплоты конденсации рабочего пара используют для подогрева воды до 350 – 370 К на технологические и бытовые нужды (рис ). При этом температуру  $T_t$  и , следовательно, давление  $P_t$  за турбиной повышают до значения, которое требуется для получения заданной температуры теплофикации.



**Рис. 19** Схема и цикл простейшей теплофикационной ПТУ с противодавлением: 1 – подача топлива; 2 – котел; 3 – подача воздуха; 4 – пароперегреватель; 5 – паровая турбина; 6 – нагрузка; 7 – потребитель теплоты; 8 – насос.

Полезная работа цикла – площадь  $a'-k-k'-n-t'$  меньше, чем конденсационного цикла на величину  $a-a'-t'-t$ . Однако в теплофикационной ПТУ используется

теплота конденсации – площадь  $1'-a'-t'-2$  и экономичность её выше, чем конденсационной ( $\eta \cong 0,8$  и выше).

## **2.5. Газотурбинные установки (ГТУ).**

### **2.5.1. Классификация.**

Газотурбинная установка – конструктивно объединённая совокупность газовой турбины, компрессора, камеры сгорания, газоздушного тракта, системы управления и вспомогательных устройств.

ГТУ работает по открытому и замкнутому циклу (например атомные замкнутые ГТУ).

По назначению ГТУ делят на:

- стационарные;
- транспортные;
- авиационные.

Стационарные энергетические ГТУ служат для выработки электрической и тепловой энергии на электростанциях, привода компрессора и насосов газо и нефтепроводов и т.д.

Транспортные ГТУ являются приводом гребных винтов и воздушных винтов на кораблях и судах, ведущих колёс локомотивов или автомобилей.

Авиационные ГТУ служат для привода воздушных винтов или создания реактивной тяги самолётов.

Преимущества ГТУ перед ПТУ:

- принципиальная простота и компактность конструкции;
- для работы не требуется охлаждающая вода;
- высокая манёвренность при запусках;
- поскольку нет необходимости передавать тепло через стенку труб, температура деталей ГТУ может быть значительно ниже начальной температуры рабочей среды, определяющей термический КПД установки, что сулит значительное повышение основных параметров и показателей.

Недостатки ГТУ:

- умеренная единичная мощность ГТУ (200 4250 МВт);
- невысокие КПД (35%; в наиболее совершенных установках для авиа двигателей – ~40%);
- потребность в беззольном и не содержащем агрессивные компоненты топлива;
- ограниченный ресурс по сравнению с ПТУ.

### 2.5.2. Схемы и циклы ГТУ на органическом топливе.

ГТУ на органическом топливе работают, как правило, по открытому циклу.

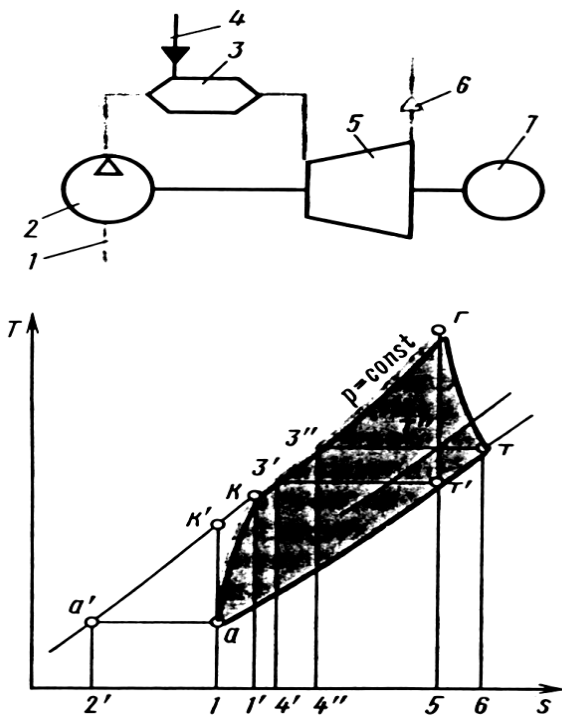


Рис. 20 Схема и цикл простейшей ГТУ:

- 1 – подвод воздуха из атмосферы;
- 2 – компрессор;
- 3 – камера сгорания;
- 4 – система топливоподачи;
- 5 – газовая турбина;
- 6 – выпуск газов;
- 7 – нагрузка.

На схеме совмещены идеальный цикл (пл.  $a-k'-g'-a$ ) и реальный цикл (пл.  $a-k-g-a$ ). Удельная работа сжатия рабочего тела в компрессоре (процесс  $a-k$ ), адиабатная работа сжатия

(процесс  $a-k'$ ), степень повышения давления 
$$\pi_K = \frac{P_K}{P_a};$$

Действительная работа сжатия  $l_K$  (площадь  $1'-k-a'-2'$ ) отличается от адиабатной работы (площадь  $1-k-a'-2'$ ) –  $l_{K.ид}$ .

$$l_K \exists l_{K.ид}$$

Точки  $r$  и  $k$  в действительном цикле не лежат на одной изобаре вследствие потерь в камере сгорания ( $\lambda = 0,92 \div 0,98$ ),  $\lambda$  – коэффициент полного давления.

Располагаемая идеальная работа расширения (площадь  $4'-3'-r-5$ )  $l_{T\text{ид}}$ , совершаемая рабочим телом на лопатках турбины.

Действительная работа турбины  $l_T$  – (площадь  $4''-3''-r-5$ ).

$$l_T < l_{T\text{ид}}$$

Полезная работа действительного цикла  $l_e = l_T - l_k$  эквивалентна разности площадей  $1'-k-r-5$  и  $1-a-t-6$ .

### 2.5.3. ГТУ замкнутого типа (ЗГТУ).

ЗГТУ включает газоохладитель 1, понижающий температуру газа до начального значения  $T_H$  и регенератор 3. Вместо камеры сгорания в ЗГТУ устанавливается подогреватель 4, в котором рабочее тело не смешивается с продуктами сгорания топлива.

Наиболее часто в ЗГТУ в качестве рабочего тела используют воздух, азот, углекислый газ и их смеси. Применение ЗГТУ более эффективно в циклах с ядерным реактором в качестве подогревателя.

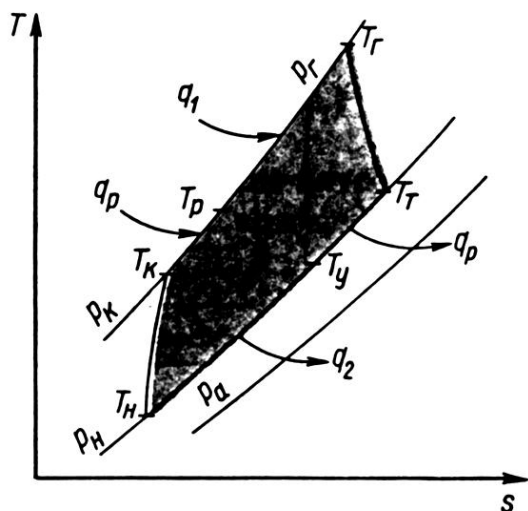
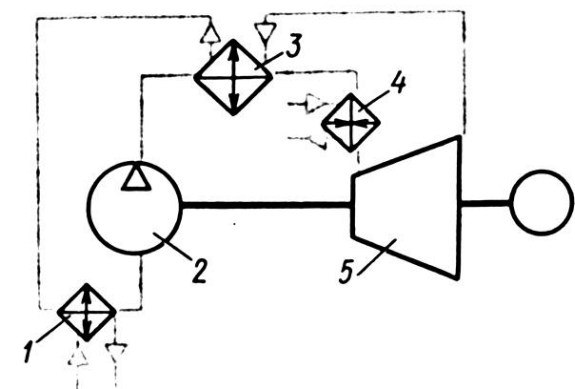


Рис. 21

Схема и цикл замкнутой ГТУ:

- 1 – газоохладитель;
- 2 – компрессор;
- 3 – регенератор;
- 4 – подогреватель;
- 5 – турбина.

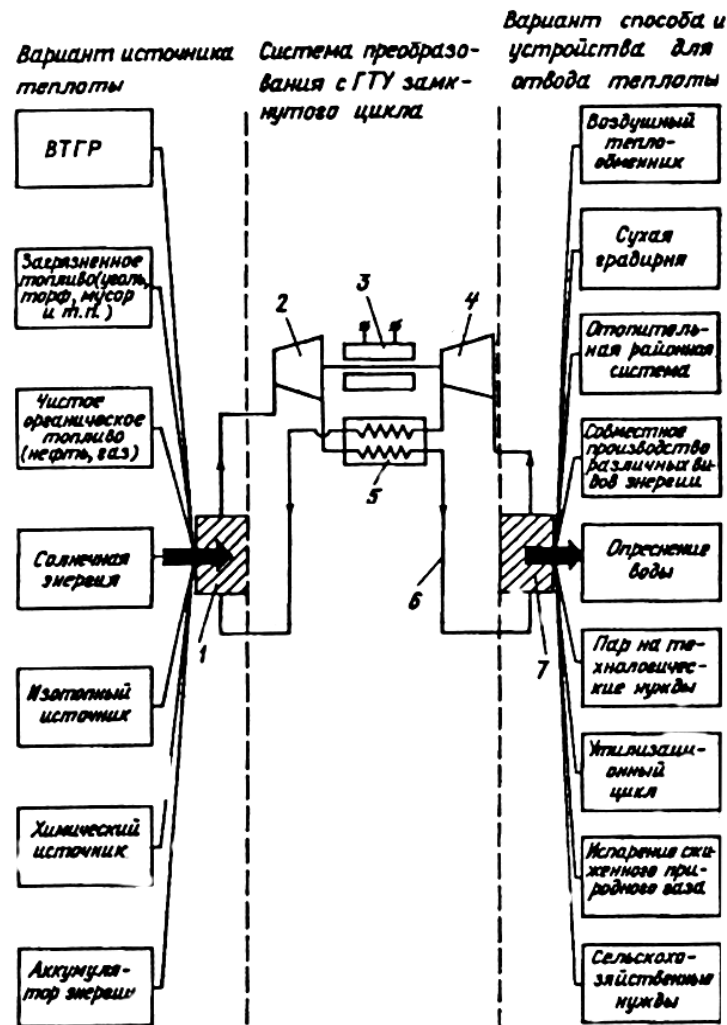


Рис. 22 Приспособленность ЗГТУ к различным источникам теплоты и возможности использования теплоты, отводимой от них:

1 – теплообменник-нагреватель; 2 – газовая турбина;  
3 – электрогенератор; 4 – компрессор; 5 – регенератор (рекуператор); 6 – замкнутый контур; 7 – теплообменник отвода теплоты.

Отличие ЗГТУ от ГТУ открытого цикла:

- начальное давление в цикле может быть существенно выше атмосферного, что приводит к некоторому увеличению металлоёмкости установки;
- в ЗГТУ можно получать значительные мощности при небольших диаметрах проточных частей компрессоров и турбин и меньших поверхностях теплообмена в регенераторе, чем в ГТУ открытого цикла;

Приспособленность ЗГТУ к различным источникам теплоты, отводимой от них, представлена на рисунке:



## 2.5.4. ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме ( $V = Const$ ).

Простейшие ГТУ с подводом теплоты при  $V = Const$  отличаются от ГТУ при  $p = Const$  только устройством камеры сгорания. Воздух в камеру сгорания 4 поступает через продувочный 2 и впускной 3 клапаны, а выходит из неё через сопловой клапан 5. В начале цикла через продувочный клапан 2 от компрессора в течение времени  $t_n$  поступает воздух невысокого давления  $p_n > p_a$ ; при этом впускной клапан 3 закрыт, а через сопловой клапан 5 и турбину 7 выходят продукты сгорания предыдущего цикла.

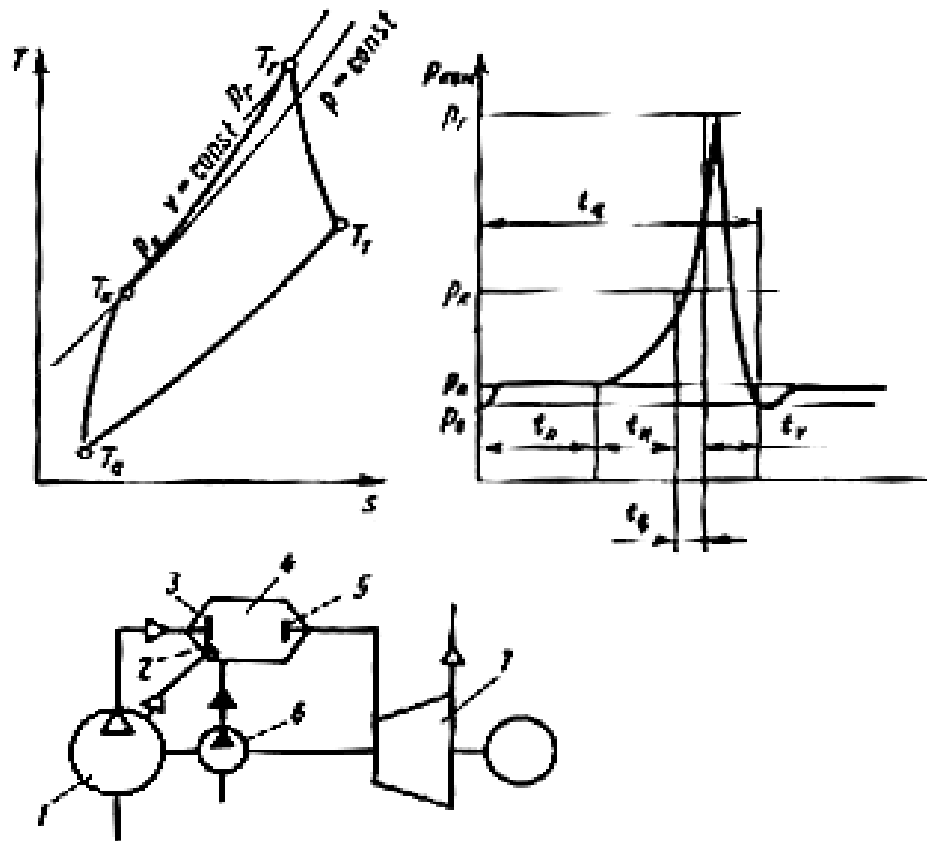


Рис. 23 Схема, цикл и изменение давления в камере сгорания  $p_{кам}$  простейшей ГТУ с  $V = Const$ :

1 – компрессор; 2 – продувочный клапан; 3 – впускной клапан;  
4 – камера сгорания; 5 – сопловой клапан; 6 – насос; 7 – турбина.

К концу периода  $t_n$  сопловой и продувочный клапаны закрываются и воздух из компрессора поступает в камеру сгорания в течение времени  $t_n$ . К

концу периода наполнения давление  $p_k$  в камере становится равным давлению  $p_k$  за компрессором. Одновременно с наполнением камеры воздухом, в неё подаётся топливо, и в конце процесса оно воспламеняется от электрической свечи. Все клапаны закрыты, температура газа повышается до  $T_\Gamma$ , давление увеличивается до  $p_\Gamma$  за период времени  $t_q$ . В конце периода сгорания открывается сопловой клапан, газ поступает в турбину в течение времени  $t_v$ , давление в камере падает почти до атмосферного. При этом открывается продувочный клапан и цикл повторяется.

Полное время цикла:

$$t_\Sigma = t_n + t_n + t_q + t_v ,$$

из которого доля активного времени составляет лишь 10 – 15%.

## **2.5.5. Стационарные энергетические комбинированные установки на органическом топливе.**

### **2.5.5.1. Газотурбинные, паротурбинные установки.**

Парогазовая установка (ПГУ) – комбинированная установка, состоящая из паротурбинной и газотурбинной части, в которой основная доля теплоты подводится с топливом в котел паротурбинной части.

Газопаровая установка (ГПУ) – комбинированная установка, состоящая из газотурбинной и паротурбинной части, в которой основная доля теплоты подводится с топливом в камеру сгорания газотурбинной части.

Выгоды от применения комбинированных энергетических установок определяются высокой температурой подвода теплоты в газотурбинном цикле и низкой температурой отвода теплоты в паротурбинном цикле. В настоящее время построены работающие на природном газе ПГУ с КПД до 54 – 56% (фирма «Сименс»). РАО «ЕЭС России» разработал программу строительства ПГУ на базе отечественных газовых турбин, для которых построен и пущен в эксплуатацию испытательный стенд ГТЭ – 110 в г. Комсомольске Ивановской

области. Планируется перевести на комбинированные циклы Конаковскую, Ивановскую ГРЭС, ГРЭС – 24 в «Мосэнерго» и т. д.

#### **2.5.5.2. Классификация комбинированных установок.**

По принципу взаимодействия рабочих тел комбинированные турбинные установки делятся на две группы:

- с разделёнными контурами, в которых пароводяное и газообразное рабочие тела движутся отдельно по самостоятельным контурам, передавая теплоту в аппаратах поверхностного типа (бинарные циклы);
- контактного типа или со смешением, в которых происходит смешение продуктов сгорания топлива с пароводяным рабочим телом перед расширением в газопаровой турбине (циклы КГПТУ).

Различают ПГУ с отдельными контурами трёх типов:

- с высоконапорным парогенератором (ВПГ);
- с низконапорным парогенератором (НПГ);
- с использованием отходящей от газовой турбины теплоты для подогрева питательной воды в ПТУ.

#### **2.5.5.3. Цикл ПТУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ) и низконапорным парогенератором (НПГ).**

Идеальный цикл ПГУ с высоконапорным парогенератором ВПГ представлен на рис. 24 “а”. Здесь теплота испарения  $Q_{\text{исп}}$  и теплота перегрева  $Q_{\text{пер}}$  передаётся по изобаре 1 – 1' высокого давления и лишь теплота нагрева воды  $Q_3$  – через газовый контур по изобаре 5 – 2.

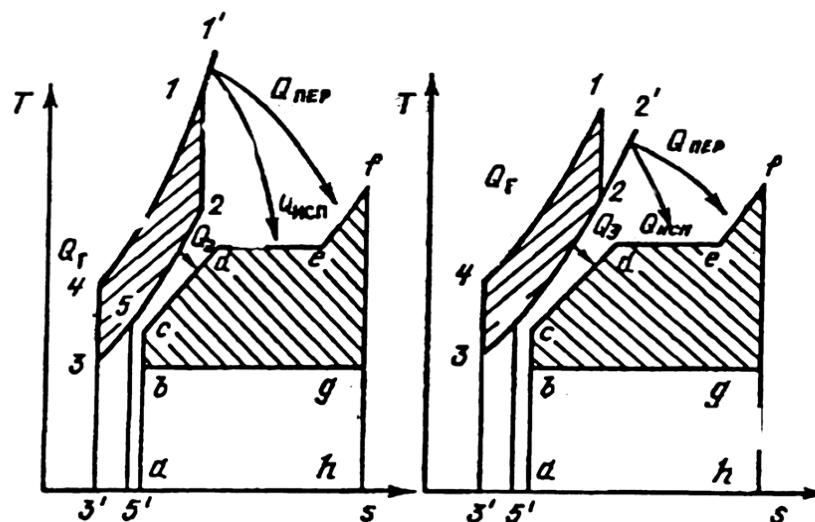


Рис. 24 Циклы ПТУ в T-S координатах.

*a* – ПГУ с ВПГ

*б* – ПГУ с НПГ

В ПГУ с НПГ (рис. 24 “б”) теплота испарения  $Q_{\text{исп}}$  и перегрева  $Q_{\text{пер}}$  передаются рабочему телу парового контура по изобаре 2 – 2' низкого давления газового контура.

В ПГУ с ВПГ последний совмещается с камерой сгорания главного контура и всё топливо сгорает при высоком давлении.

В ПГУ с НПГ отработавшие газы поступают в топку котла.

В ПГУ третьего типа отработавшие газы направляются в газовый подогреватель питательной воды, что позволяет отключить регенеративные подогреватели питательной воды в паротурбинной части ПГУ.

#### 2.5.5.4. Принципиальные тепловые схемы парогазовых и газопаровых установок.

На рисунке 25 представлены тепловые схемы ПГУ и ГПУ.

Схема «а» соответствует ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ). Высоконапорный парогенератор совмещен с камерой сгорания 10 газового контура и все топливо сгорает при высоком давлении. Для повышения КПД установки за газовой турбиной 4 устанавливают газодводяной подогреватель 9.

Схема «б» соответствует ПГУ с низконапорным парогенератором. Отработавшие в ПГУ газы поступают в топку котла 11 и используются для сжигания дополнительного количества топлива. В таких ПГУ предусматривается газовойодяной подогреватель 9.

Схема «в» соответствует ПГУ с использованием отходящей от газовой турбины теплоты для подогрева питательной воды в паротурбинной установке. Отработанные газы в ГТУ направляются в газовый подогреватель 14 питательной воды, выполняющий роль регенеративных подогревателей питательной воды в паротурбинной части ПГУ.

Схема «г» соответствует ГПУ, выполненной по разделенной схеме, где основная часть или все топливо сжигается в камере сгорания ГТУ.

Схема «д» соответствует ГПУ, выполненной по контактной схеме, когда определенное количество воды вводят в тракт высокого давления.

Схема «е» соответствует ГПУ, выполненной по контактной схеме, когда определенное количество пара вводится в тракт высокого давления. Для генерации пара в ГПУ предусмотрен котел-утилизатор 15, в котором используется часть теплоты, отработавшей в турбине парогазовой смеси.

Ввод воды или пара увеличивает расход рабочего тела через парогазовую турбину по сравнению с расходом воздуха через компрессор, следовательно, возрастает работа турбины. При этом мощность установки повышается на много (на 100% и более). Недостатком ГПУ контактного типа является необходимость в системе химводоочистки, подаваемой в турбину воды, которая теряется с отработавшими газами. Подвод дополнительного количества рабочего тела оказывается значительным: до 50-60% расхода воздуха через компрессор.

### 2.5.5.5. Топливная экономичность комбинированных турбинных установок.

Повышение топливной экономичности комбинированных турбинных установок может быть достигнуто путём повышения средней температуры подвода теплоты в ГТУ и уменьшением средней температуры отвода теплоты к холодному источнику в конденсационной части ПТУ.

КПД газопаровой установки ( $\eta_{ГПУ}$ ) можно записать так:

$\eta_{ГПУ} = \eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ}) \cdot \eta_{ку} \cdot \eta_n$  ; т.е. экономичность ГПУ тем выше, чем выше КПД ГТУ, КПД котла-утилизатора  $\eta_{ку}$ , и КПД парового цикла  $\eta_n$ , зависящего от параметров пара и давления в конденсаторе.

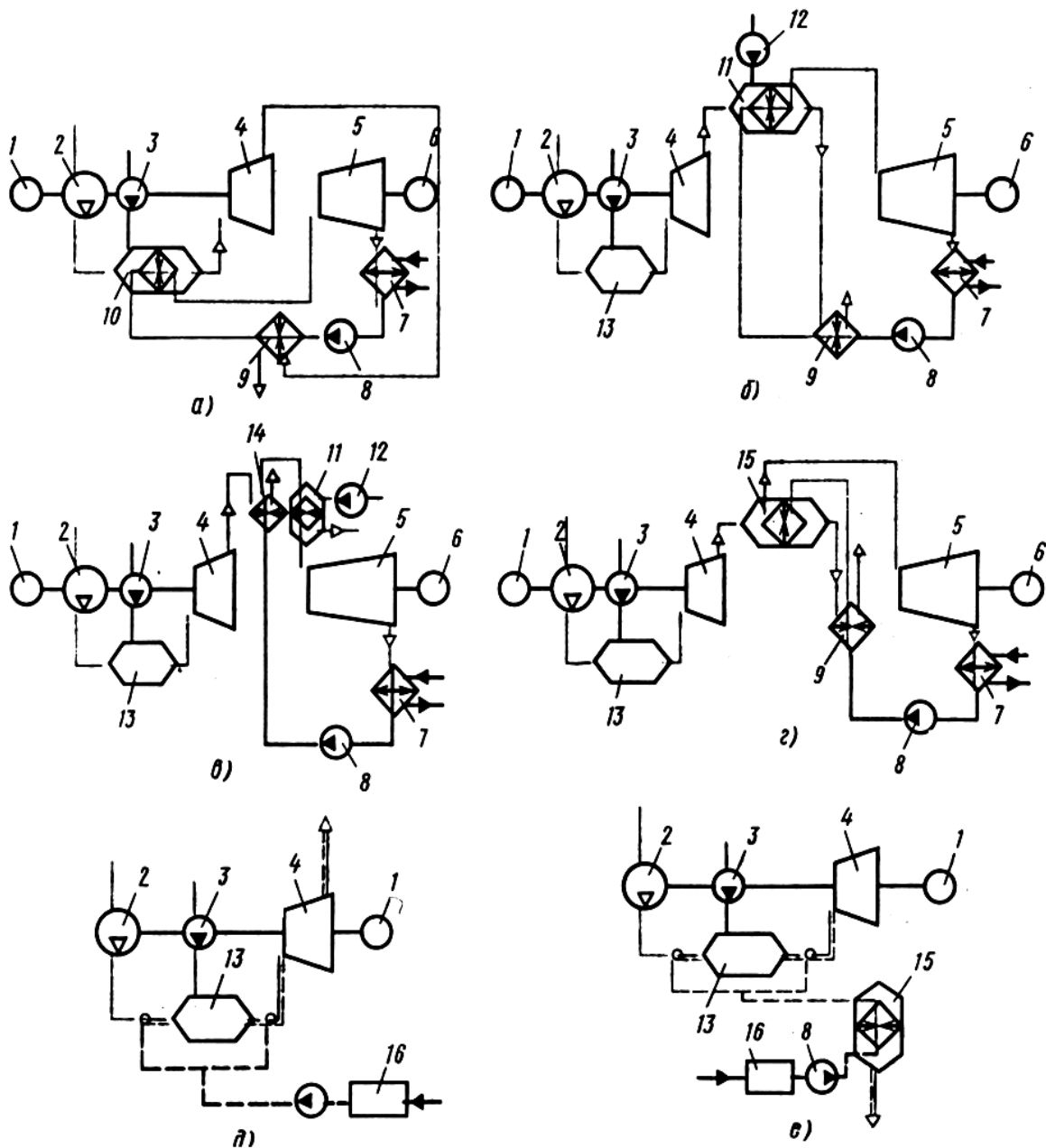
$$\eta_{ку} = \frac{T_{\tau} - T_{H_2O}}{T_{\Gamma} - T_{y\Gamma}} ,$$

$T_{\Gamma}$  – температура газа перед турбиной,  $T_{\tau}$  - температура газа за турбиной.

Если  $T_{\Gamma} = 1220 - 1370^{\circ}\text{K}$ ;  $\eta_{ГТУ} = 0,3 \div 0,33$ , то  $T_{\tau} = 770 - 820^{\circ}\text{K}$ , и при

$T_{y\Gamma} = 370 - 430^{\circ}\text{K}$ ;  $\eta_{ку} = 0,7 \div 0,8$  (котёл-утилизатор), параметры пара при этом:  $p_n = 3 - 4$  МПа,  $T_n = 720 - 770^{\circ}\text{K}$ , КПД  $\eta_n = 0,25 \div 0,30$ .

Расчеты , представленные на рис.27



**Рис. 25 Принципиальные тепловые схемы парогазовых и газопаровых установок:**

1 и 6 – электрогенератор; 2– компрессор;  
 3 – система топливоподачи; 4 – газовая  
 (или парогазовая) турбина; 5 – паровая  
 турбина; 7 – конденсатор;  
 8 – насос; 9 – газовойодяной подогреватель;  
 10 – камера сгорания с парогенератором;  
 11 – котёл; 12 – система топливоподачи;  
 13 – камера сгорания ГТУ; 14 – газовый  
 подогреватель питательной воды; 15 –  
 котёл-утилизатор; 16 – система химводоочистки.

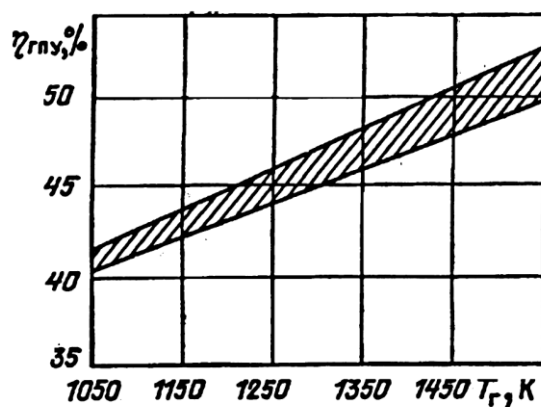


Рис. 26 Зависимость КПД ГПУ от температуры сгорания на входе в газовую турбину.

Этим параметрам и показателям соответствует:  $\eta_{\text{гпу}} = 43 \div 48 \%$ .

Расчеты, представленные на рис. 26, сделаны для ГТУ простого цикла при работе ГПУ на бессернистом природном газе, допускающим подачу в котёл-утилизатор холодной воды ( $T_{\text{H}_2\text{O}} = 328 - 343 \text{ }^\circ\text{K}$  и снижение температуры уходящих газов до  $373 - 393 \text{ }^\circ\text{K}$ ).

Высокие параметры комбинированных установок с ГТУ, имеющими промежуточный подогрев, обеспечиваются не только на расчетном режиме, но и на режимах частичной мощности, что можно видеть из графиков, приведенных на рис. 27.

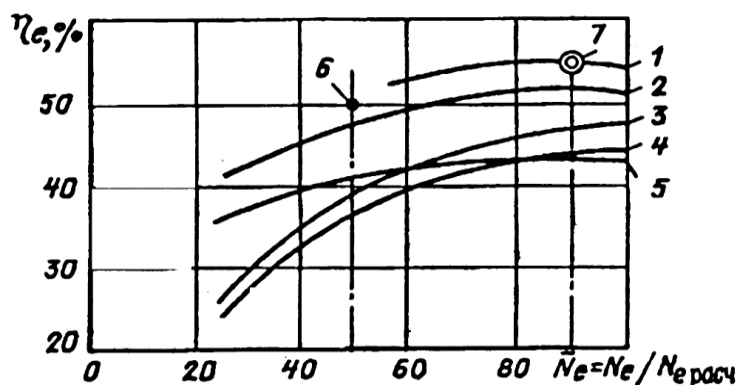


Рис. 27 Зависимость КПД комбинированных установок различных

циклов относительной эффективной мощности.

1 – цикл комбинированной установки состоящей из ГТУ с промежуточным подогревом (с  $T_{\text{г}}$  равной 1673 и 1473 К) и паровой турбиной;

2 – цикл такой же установки с  $T_{\text{г}}$  равной 1573 и 1473 К;



- 3 – цикл комбинированной установки, состоящей из ГТУ простого цикла ( $T_r = 1573 \text{ K}$ ) и паровой турбины;
- 4 – цикл комбинированной установки, состоящей из ГТУ простого цикла и паровой турбины;
- 5 – ПТУ мощностью 1000 МВт на природном газе;
- 6 – точка, соответствующая цели разработок;
- 7 – точка, полученная по данным испытаний комбинированной установки.

**Таблица № 9**

**Сравнение экономичности ПТУ и ПГУ**

Показатели	К-300-200	ПГУ с ногоагрегатной ГТУ	ПГУ с ВПГ	ПГУ с НПГ
Мощность ПТУ/ГТУ, МВт	300/-	300/200	300/130	300/100
Начальная температура газа/пара, К	-/853(838)*	1043/-	1073/-	1023/-
Затраты теплоты при газовом топливе, кДж/ч	0	$1,93 \cdot 10^9$	$3,92 \cdot 10^9$	$1,29 \cdot 10^9$
Затраты теплоты при твердом топливе (угле), кДж/ч	$2,76 \cdot 10^9$	$2,30 \cdot 10^9$	0	$2,31 \cdot 10^9$
Эксплуатационный КПД установки, %	39	42,5	41,4	40
Эксплуатационный КПД ГТУ, %	-	37,7	26	28
Экономия, %	0	19,6	6,1	7,2

\*В скобках указана температура пара после промежуточного перегрева.

**Таблица № 10**

**Основные показатели отечественных ПГУ мощностью 200-250 МВт**

Показатели	ПГУ-200 (с ВПГ)	ПГУ-250 (с НПГ)
Топливо	Газообразное/Жидкое	Жидкое
Тип ГТУ	ГТ-35	ГТ-35
Мощность ГТУ, МВт	33	30
Паровая турбина: тип мощность, МВт расход пара, т/ч	К-160 165 450	К-200 210 625
Температура уходящих газов, К	397	433
Мощность ПГУ (нетто), МВт	187	227
КПД ПГУ (нетто), %	37,1/36,6	37,4

Пр и м е ч а н и е. ВПГ , НПГ – высоко- и низконапорный парогенераторы соответственно.

### **2.5.6. Основные принципиальные схемы утилизирующих контуров и их сравнительный термодинамический анализ.**

Термодинамический анализ, приводимый в работе (2), основан на рассмотрении сравнительно ограниченного числа характеристик, влияющих на энергетическую и экономическую эффективность циклов и схем. И хотя не всегда будет получен исчерпывающий ответ на вопрос о целесообразности новой схемы или цикла, тем не менее такой анализ позволяет часто на самой ранней стадии исследования новых предложений оценить практическую их целесообразность или, напротив, бесперспективность.

К настоящему времени в литературе нашли достаточно полное освещение два метода оценки энергетической эффективности. Первый – энтропийный, базирующийся на оценке потерь по отношению к обратимому циклу; второй – эксергетический, основанный на оценке потерь в отдельных процессах по отношению к значению энергии (зависящей как от состояния тела, так и от температуры среды) до и после процесса.

Эти методы, по существу, эквиваленты и базируются на втором начале термодинамики. Более логично ставить вопрос о том, какой из этих методов удобнее, чем вопрос о том, какой из них правильнее. Однако следует иметь в виду, что без предварительно установленного образца эксергетический метод как бы отрывается от отдельных элементов установки: он может привести к неверным представлениям о том, какой элемент является источником необратимых потерь. Это, в частности, имеет при анализе источника потерь, когда сжатие паров происходит в области перегретого пара (см. ГПТУ с промежуточным охлаждением воздуха перегретой водой).

Как уже упоминалось выше, по способу использования отработавших газов в цикле газотурбинные установки делятся на две основные группы: 1) с регенерацией теплоты отработавших газов, где отработавшие газы осуществляют регенеративный подогрев воздуха, поступающего в первую камеру сгорания; 2) с утилизацией теплоты отработавших газов в котлах-утилизаторах, где теплота отработавших газов используется для получения

добавочного рабочего тепла, которое совершает работу в специальном теплоутилизирующем контуре (бинарные ГПТУ) или на основной турбине (контактные ГПТУ).

Каждый из указанных способов использования теплоты отработавших газов приближает цикл газотурбинной установки с утилизацией теплоты к циклу Карно. При этом регенеративный подогрев воздуха в комбинации с промежуточным охлаждением и подогревом газа приближает газотурбинный цикл к регенеративному циклу Карно, а утилизация теплоты отработавших газов в котлах-утилизаторах в сочетании с промежуточным подогревом газа приближает цикл установки к прямому циклу Карно. Приближение изобары отвода теплоты к изотерме в цикле с утилизацией теплоты может осуществляться не только в процессе конденсации пара, но и при промежуточном охлаждении в процессе сжатия.

Совершенство циклов тем выше, чем больше промежуточных отводов и подводов теплоты, т.е. чем ближе изобары подвода и отвода теплоты спрямлены в изотермы.

Согласно изложенному выше, оба способа использования теплоты отработавших газов равнозначны, так как пределом циклов обеих групп газотурбинных установок является цикл Карно. Вопрос состоит в том, как глубоко и с каким к.п.д. удастся использовать теплоту отработавших газов в том и другом случае. При решении этого вопроса применительно к конкретным требованиям, предъявляемым к ГТУ, необходимо располагать зависимостями, связывающими к.п.д. и удельную работу ГТУ с утилизацией теплоты с факторами, оказывающими на них влияние. Анализ влияния и выбор схем ГТУ с утилизацией теплоты в значительной степени упрощается, если зависимости представлены в обобщенном виде. Такие зависимости можно получить в результате анализа термодинамических процессов, протекающих в элементах ГТУ с утилизацией теплоты. Анализ необходимо вести с учетом внутренних потерь.

Количество теплоты, возвращаемой в цикл вследствие регенерации, определяется разностью температур воздуха за последним компрессором и температурой газа за последней турбиной:

$$Q_p = Q_{\text{расп}} \mu \sigma,$$

где  $Q_{\text{расп}}$  – располагаемое количество теплоты у газа за последней турбиной;

$$\mu = \frac{c_p^{4-5} |T_4^* - T_2^*|}{c_p^{4-1} |T_4^* - T_1^*|} - \text{предельная степень утилизации теплоты; } \sigma - \text{степень}$$

регенерации;  $c_p^{4-5}$ ,  $c_p^{4-1}$  – средние значения изобарных теплоемкостей газа, соответствующие процессам охлаждения газа в регенераторе и полному охлаждению;  $T_4^*$  – температура заторможенного потока газа за турбиной;  $T_1^*$ ,  $T_2^*$  – температура заторможенных потоков воздуха соответственно на входе и выходе из компрессора.

Следовательно, действительный возврат теплоты в цикл определяется предельной степенью утилизации теплоты  $\mu$  и степенью регенерации  $\sigma$ . Обозначим  $\mu_p = \mu \sigma$  – степень утилизации теплоты.

Из сказанного следует, что действительное количество теплоты, подведенной к воздуху за компрессором, всегда больше теплоты, вносимой с топливом, на величину  $Q_p$ , т.е.  $Q = Q_{\text{тр}} + Q_p$ , где  $Q_{\text{тр}}$  – теплота, подведенная с топливом.

Отсюда  $Q_{\text{тр}} = Q - Q_p$ .

Если внутреннюю работу установки обозначить через  $L_i$ , то выражение для внутреннего к.п.д. ГТУ с регенерацией теплоты отработавших газов запишется так:

$$\eta_{ip} = \frac{L_i}{Q - Q_p}.$$

Произведя преобразования и подстановки, будем иметь

$$\eta_{ip} = \frac{L_i + \eta_{ip} Q_p}{Q} = \eta_i + \eta_{ip} \frac{Q_p}{Q} = \eta_i + \eta_{ip} \mu_p \frac{Q_{\text{расп}}}{Q}.$$

Учитывая, что  $Q_{\text{расп}} = Q - Q_{\text{ти}} = Q(1 - \eta_i)$ , окончательно получим

$$\eta_{ip} = \eta_i + (1 - \eta_i) \mu_p \eta_{ip}, \quad (1)$$

где  $\eta_i$  – внутренний к.п.д. ГТУ простого цикла, имеющий те же параметры, что и регенеративная схема.

Таким образом, полученное выражение для внутреннего к.п.д. регенеративного цикла состоит из двух слагаемых: первое представляет внутренний к.п.д. исходного простого цикла; второе – надбавку, получаемую вследствие введения регенерации. Второй член, по существу, представляет полезно используемую в цикле долю всей срегенированной теплоты. Из зависимости (1) видно, что надбавка зависит от к.п.д. простого исходного цикла, степени утилизации теплоты  $\mu_p$  и к.п.д. всей установки.

В дальнейшем для относительной оценки термодинамической эффективности тепловой схемы ГТУ воспользуемся вспомогательными величинами: степенями повышения экономичности  $\overline{\eta_i}$  и удельной работы  $\overline{L_i}$ .

Под *степенью повышения экономичности* будем понимать отношение к.п.д. усовершенствованного цикла к максимальному к.п.д.<sup>1</sup> простого газотурбинного цикла, определенных при одинаковых температурах газа на входе в первую турбину и одинаковых к.п.д. агрегатов:  $\overline{\eta_{ip}} = \frac{\eta_{ip}}{\eta_{i\_max}}$ .

Под *степенью повышения удельной работы* будем понимать отношение работы усовершенствованного цикла к работе простого цикла, взятой при его максимальном к.п.д.

Следуя принятому, получим выражение для экономичности регенеративного цикла

$$\overline{\eta_{ip}} = \frac{\eta_i}{\eta_{i\_max}} \left( 1 + \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \mu_p \eta_{ip} \right) \quad (2)$$

и для степени повышения удельной работы

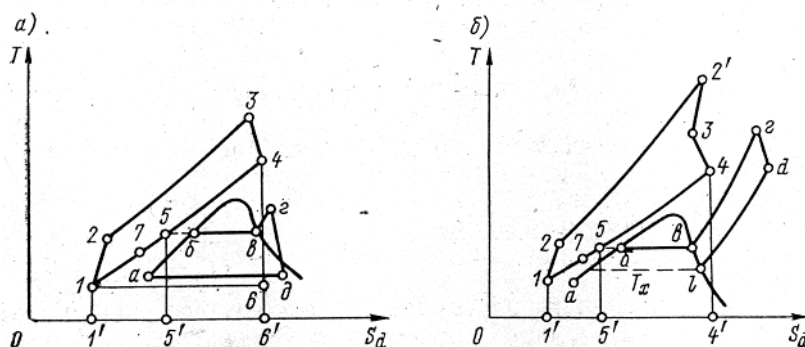
$$\overline{L_i} = \frac{L_{ip}}{L_{i\eta\_max}}. \quad (3)$$

Таким образом, при прочих равных условиях, степень повышения экономичности регенеративного цикла определяется произведением коэффициентов  $\mu_\sigma$ . Введение промежуточного отвода или подвода теплоты в

регенеративной установке не меняет рассуждений. При этом необходимо только учесть теплоту, отводимую в холодильник.

Остановимся теперь на газотурбинных установках с утилизацией теплоты отработавших газов. Как упоминалось, другим способом уменьшения потерь энергии с отработавшими газами является использование их теплоты для получения добавочного рабочего тела в котлах-утилизаторах.

Полную утилизацию теплоты отработавших газов в бинарных ГПТУ, как известно, можно осуществить в том случае, если использование теплоты в теплоутилизирующем контуре происходит в оптимальном круговом процессе 4-6-1-4 (рис. а). Однако в настоящее время нет возможности реализовать этот процесс вне связи с испарительной частью парового цикла.



**Рис. 28 Циклы с использованием теплоты отработавших газов:**  
а – бинарный цикл; б – цикл КГТУ.

Поэтому в бинарных ГПТУ пароводяное рабочее тело вынуждено совершать не оптимальный треугольный цикл, а цикл Ренкина  $a-b-v-d-a$ , которому сопутствуют определенные необратимые потери.

Если температура отработавших газов за регенератором в регенеративной ГТУ определяется температурой воздуха за компрессором, то температура отработавших газов за котлом-утилизатором для бинарной ГПТУ определяется параметрами генерируемого пара и температурой питательной воды. Действительно, перевод жидкости в пар (линия  $b-v$ ), а тем более перегрев пара не могут быть осуществлены газами, имеющими температуру ниже температуры парообразования, т.е. при нулевых температурных напорах

получить пар можно только за счет теплоты отработавших газов, характеризуемой площадью 4-6'-5'-5-4.

Из-за неравенства водяных эквивалентов охлаждаемого газа и нагреваемой воды оставшаяся теплота, характеризуемая площадью 5-5'-1'-1-5, только частично используется на нагрев жидкости до температуры начала кипения (точка б). Она тем меньше, чем меньше генерируется пара. Поэтому у бинарных ГПТУ с увеличением параметров генерируемого пара повышается температура газа за котлом-утилизатором и увеличиваются потери энергии с уходящими газами. Это одна из главных причин, ограничивающих параметры пара теплоутилизирующего контура.

Пользуясь понятием степени утилизации теплоты  $\mu$ , можно к.п.д. бинарного цикла записать так, как записан к.п.д. регенеративного цикла.

С учетом  $L_{in}=Q(1-\eta_i)\mu_6\eta_{in}$ , выражение для внутреннего к.п.д. бинарной ГПТУ имеет вид:

$$\eta_{i6}=\eta_i+(1+\eta_i)\mu_6\eta_{in}$$

или

$$\eta_{i6}=\eta_i\left(1+\frac{1-\eta_i}{\eta_i}\mu_6\eta_{in}\right), \quad (4)$$

где  $L_{in}$  и  $\eta_{in}$  – соответственно внутренняя работа и к.п.д. парового контура;

$$\eta_{in}=\frac{(i_{\Gamma}-i_d)-(i_{\Pi}-i_a)}{(i_{\Gamma}-i_a)-(i_{\Pi}-i_a)}; \quad \mu_6=\frac{c_p^{4-7}(T_4^*-T_7^*)}{c_p^{4-1}(T_4^*-T_1^*)};$$

$i_{\Gamma}$ ,  $i_d$ ,  $i_a$  – энтальпия пароводяного рабочего тела соответственно в точках конца процесса нагрева, расширения и начала нагрева;  $i_{\Pi}$  – энтальпия пароводяного рабочего тела в точке конца процесса сжатия, на рисунке не показана;  $T_7^*$  – температура заторможенного потока за экономайзером котла-утилизатора;  $\mu_6$  – степень утилизации теплоты бинарной ГПТУ.

На основании формулы (4) легко получить выражения для степеней повышения экономичности  $\overline{\eta_{i6}}$  и удельной работы  $\overline{L_{i6}}$  бинарного цикла, обозначив через  $L_{i\Gamma}$  работу газового контура:

$$\overline{\eta_{i6}} = \frac{\eta_i}{\eta_{i\_max}} \left( 1 + \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \mu_6 \eta_{ip} \right); \quad (5)$$

$$\overline{L_{i6}} = \frac{L_{i\Gamma}}{L_{i\eta\_max}} \left( 1 + \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \mu_6 \eta_{ip} \right). \quad (6)$$

Формула для степени повышения экономичности (5) состоит из двух сомножителей. Первый показывает изменение к.п.д. газовой части цикла ГПТУ относительно максимального к.п.д. простого газотурбинного цикла и характеризует влияние на степень повышения экономичности тепловой схемы газовой части ГПТУ. Второй отражает изменение к.п.д. бинарного цикла относительно к.п.д. газовой части ГПТУ и характеризует влияние на степень повышения экономичности термодинамической эффективности использования теплоты отработавших газов. Аналогичную структуру имеет и формула степени повышения удельной работы (6).

Контактные ГПТУ с утилизацией теплоты отработавших газов отличаются от рассмотренных выше бинарных ГПТУ тем, что пар, генерируемый в котле-утилизаторе, поступает непосредственно в их проточную часть. Анализ различных контактных схем показывает, что наиболее экономичны ГПТУ, у которых пар подается в камеру сгорания (основную или отдельную). Цикл такой газотурбинной установки изображен на рисунке б.

Все сказанное об утилизации теплоты отработавших газов для бинарных ГПТУ относится и к рассматриваемым контактными установкам. Различие состоит в том, что параметры пара в контактных ГПТУ определяются давлением воздуха за компрессором. Поэтому введение промежуточного отвода теплоты для данного типа установок, резко повышающее давление за последним компрессором, существенно понизит эффективность утилизационного контура. Это видно и из рисунка б. Повышение давления в цикле сместит точку б в сторону точки 4, вследствие чего площадь 4-4'-5-5'-4, определяющая количество генерируемого пара, сократится.

Рабочие процессы пароводяного и газового рабочих тел протекают раздельно лишь до точек 2 и в, а дальше потоки смешиваются. Учитывая это, можно



принять, что температура обоих тел в точках 4 и  $\delta$  одинакова. В этом случае внутренний к.п.д. рассматриваемой контактной ГПТУ

$$\eta_{ik} = \frac{L_{i\Pi\Gamma}}{Q_{TK}}, \quad (7)$$

где  $L_{i\Pi\Gamma} = L'_{i\Pi\Gamma} + L_{i\Pi\Upsilon}$  – внутренняя работа парогазового рабочего тела;  $L'_{i\Pi\Gamma} = L_{i\Gamma} + L_{i\Pi}$  – внутренняя работа, совершаемая парогазовым рабочим телом за счет теплоты, подведенной от топлива;  $L_{i\Pi\Upsilon}$  – внутренняя работа, совершаемая паровым рабочим телом за счет утилизированной теплоты  $L_{i\Pi\Upsilon} = Q_{TK}(1 - \eta_{ik})\mu_K\eta_{ik}$ . Подставляя в формулу (7) значение работы, выполняемой за счет утилизированной теплоты, получаем

$$\eta_{ik} = \frac{L'_{i\Pi\Gamma} + L_{i\Pi\Upsilon}}{Q_{TK}} = \frac{L'_{i\Pi\Gamma}}{Q_{TK}} + \frac{Q_{TK}(1 - \eta_{ik})}{Q_{TK}}\mu_K\eta_{ik}$$

или

$$\eta_{ik} = \eta_{i\Pi\Gamma} + (1 - \eta_{ik})\mu_K\eta_{ik}$$

и

$$\eta_{ik} = \eta_{i\Pi\Gamma} \left( 1 + \frac{1 - \eta_{ik}}{\eta_{i\Pi\Gamma}} \mu_K \eta_{ik} \right), \quad (7a)$$

где  $\eta_{i\Pi\Gamma}$  – внутренний к.п.д. ГПТУ, в которой за компрессором часть воздуха заменяется паром, т.е. в проточной части ГПТУ, начиная с камеры сгорания, течет не «чистый» газ, а парогазовая смесь.

Состав парогазовой смеси определяется формулой  $G_{cm} = (1 - d_{\Pi})G_{\Gamma} + G_{\Pi}$ , где  $d_{\Pi} = \frac{Q_{TK}}{Q_T}$  – относительный расход пара.

Выражение для степени утилизации теплоты отлично от бинарной ГПТУ и имеет вид

$$\mu_K = \frac{c_p^{4-5}(T_4^* - T_5^*)(1 + d_{\Pi})}{c_p^{4-x}(T_4^* - T_x^*)(1 + d_{\Pi}) + d_{\Pi}q_{T_x} + d_{\Pi}(T_x^* - T_1^*)c_{ж}}, \quad (7б)$$

где  $T_x^*$  – температура конденсации влаги в потоке газа;  $q_{T_x}$  – скрытая теплота парообразования при температуре конденсации;  $c_{ж}$  – удельная теплоемкость воды.

Выражения для степеней повышения экономичности и удельной работы соответственно запишутся так:

$$\overline{\eta_{iK}} = \frac{\eta_{i\Pi\Pi}}{\eta_{i\_max}} \left( 1 + \frac{1 - \eta_{i\Pi\Pi}}{\eta_{i\Pi\Pi}} \mu_K \eta_{iK} \right), \quad (8)$$

$$\overline{L_{iK}} = \frac{L'_{i\Pi\Pi} + L_{i\Pi\Pi}}{L_{i\eta\_max}} = \frac{Q_{TK} \eta_{i\Pi\Pi} + Q_{TK} (1 - \eta_{iK}) \mu_K \eta_K}{Q_T \eta_{i\_max}}$$

или после преобразования выражения для степени повышения удельной работы примет вид

$$\overline{L_{iK}} = \eta_{iK} \overline{Q_{TK}} \left[ \frac{\eta_{i\Pi\Pi}}{\eta_{iK}} + (1 - \eta_{iK}) \mu_K \right], \quad (9)$$

где  $\overline{Q_{TK}} = \frac{Q_{TK}}{Q_T}$  - относительный расход топлива в контактной ГПТУ с утилизацией теплоты отработавших газов.

Степень повышения экономичности состоит из двух сомножителей формулы (5), а второй характеризует влияние на степень повышения экономичности термодинамической эффективности использования теплоты, подведенной с топливом к пароводяному рабочему телу, и теплоты отработавшего парогазового потока.

Степень повышения удельной работы состоит также из двух сомножителей, первый из которых определяется относительным расходом топлива, а второй – соотношением располагаемой теплоты и теплоты, подведенной к пару с топливом.

Зависимости (2), (5), (8), а так же (3), (6) и (9) имеют одинаковую структурную форму и позволяют легко производить сравнительный анализ рассмотренных схем турбинных установок.

Сначала сравним степени повышения экономичности у регенеративной ГТУ и бинарной ГПТУ.

Оптимальная степень повышения давления в цикле с регенерацией теплоты ниже оптимальной степени повышения давления в простом цикле. Поэтому  $\eta_i$  при степени повышения давления регенеративного цикла меньше  $\eta_{i\_max}$ , а следовательно, первый сомножитель в выражении (6)  $\eta_i / \eta_{i\_max} < 1$ .

У бинарной же ГПТУ для случая, когда  $\mu\eta_{in}$  является независимой переменной, оптимальная степень повышения давления практически не отличается от оптимальной степени повышения давления ГТУ простого цикла. Поэтому  $\eta_i = \eta_{i \max}$  и  $\eta_i/\eta_{i \max}=1$ . Что касается вторых сомножителей в выражениях (2) и (5), то у регенеративных ГТУ он больше. Это объясняется большим относительным количеством утилизированной теплоты

$$\frac{Q_p}{Q_{TP}} = (1 - \eta_i) \mu_p$$

и большим значением к.п.д. при котором эта теплота выполняет работу в турбине ( $\eta_i > \eta_{in}$ ).

Полученные соотношения в значениях сомножителей не позволяют из выражений (2) и (5) однозначно установить, для какой из рассматриваемых установок степень повышения экономичности больше. Последнее определяется на основании количественной оценки.

Из расчетов [23] следует, что степень повышения экономичности бинарного цикла уравнивается со степенью экономичности регенеративного цикла при температуре конденсации в конденсаторе  $40^\circ\text{C}$  и к.п.д. ТУК  $\eta_{in}=0,1535$ . Снижение температуры конденсации ниже  $40^\circ\text{C}$  и повышение к.п.д. ТУК приведет, естественно, к росту  $\eta_{ib}$ . В этом случае  $\eta_{ib} > \eta_{ip}$ .

Из изложенного выше следует, что простой бинарный и регенеративный циклы (без промежуточного отвода и подвода теплоты) по термодинамической эффективности близки, однако бинарный цикл имеет большое число независимых переменных (температура конденсации, к.п.д. ТУК), благодаря изменению которых можно повышать его термодинамическую эффективность.

На более сложных схемах регенеративных и бинарных циклов мы останавливаться не будем, только укажем, что введение промежуточных отводов и подводов теплоты приближает эти циклы к обобщенному циклу Карно в первом случае за счет расширения регенерации, во втором – за счет

повышения среднеинтегральной температуры подвода и понижения среднеинтегральной температуры отвода теплоты.

Сравним теперь степени повышения экономичности бинарной и контактной ГПТУ [см. выражения (5) и (8)]. Для этой цели остановимся более подробно на  $\eta_{i\text{ПГ}}$ :

$$\eta_{i\text{ПГ}} = \frac{L_{i\text{ПГ}}}{Q_{p\text{К}}} = \frac{L_{T_{-cm}} - L_{\text{К}}}{c_{p_{-cm}}^{2-3} (T_3^* - T_2^*)}.$$

Здесь  $L_{T_{-cm}}$  – работа, выполняемая парогазовым телом в турбинах;  $L_{\text{К}}$  – работа, потребляемая компрессором при сжатии воздуха;  $c_{p_{-cm}}^{2-3}$  – изобарная теплоемкость парогазовой смеси на участке нагрева в камере сгорания;  $T_2^*$  и  $T_3^*$  – температура заторможенного потока соответственно на входе и выходе из камеры сгорания.

Полезная работа

$$L_{T_{-cm}} - L_{\text{К}} = c_{p_{-cm}}^{3-4} \Delta T_{CB_{-CM}},$$

где  $\Delta T_{CB_{-CM}}$  – полезно используемая разность температур;  $c_{p_{-cm}}^{3-4}$  – изобарная теплоемкость парогазовой смеси на участке расширения в турбине.

Следовательно,

$$\eta_{i\text{ПГ}} = \frac{c_{p_{-cm}}^{3-4} \Delta T_{CB_{-CM}}}{c_{p_{-cm}}^{2-3} (T_3^* - T_2^*)}. \quad (10)$$

Запишем значение внутреннего к.п.д. для ГТУ простого цикла с «чисто» газовым рабочим телом

$$\eta_i = \frac{c_p^{3-4} \Delta T_{CB_{-Г}}}{c_p^{2-3} (T_3^* - T_2^*)}.$$

Разделив правую и левую части уравнения (10) на соответствующие части уравнения (11), получим

$$\frac{\eta_{i\text{ПГ}}}{\eta_i} = \frac{c_{p_{-cm}}^{3-4} \Delta T_{CB_{-CM}} c_p^{2-3} (T_3^* - T_2^*)}{c_{p_{-cm}}^{2-3} (T_3^* - T_2^*) c_p^{2-3} \Delta T_{CB_{-Г}}} = \frac{c_p^{2-3}}{c_{p_{-cm}}^{2-3}} \cdot \frac{c_{p_{-cm}}^{3-4}}{c_p^{3-4}} \cdot \frac{\Delta T_{CB_{-CM}}}{\Delta T_{CB_{-Г}}}.$$

Так как

$$\frac{c_p^{2-3}}{c_{p-см}^{2-3}} \approx \frac{c_p^{3-4}}{c_{p-см}^{3-4}}, \text{ то } \frac{\eta_{i\Pi\Gamma}}{\eta_i} \approx \frac{\Delta T_{CB-см}}{\Delta T_{CB-\Gamma}}.$$

Таким образом,  $\eta_{i\Pi\Gamma}$  меньше  $\eta_i$  на величину, пропорциональную изменению разности температур в турбинах вследствие уменьшения показателя адиабаты парогазовой смеси.

Для достигнутых к.п.д. агрегатов турбинных установок и температуры газа  $T_3^*=1023$  К соотношение к.п.д. составляет [23]  $\frac{\eta_{i\Pi\Gamma}}{\eta_i} \approx 0,955$ .

Учитывая, что для рассматриваемой контактной ГПТУ оптимальная степень повышения давления по к.п.д. практически совпадает с оптимальной степенью повышения давления для ГТУ простого цикла [23], можно записать  $\frac{\eta_{i\Pi\Gamma}}{\eta_{i\_max}} \approx 0,955$ .

Таким образом, первый сомножитель степени повышения экономичности у контактной ГПТУ меньше, чем соответствующий сомножитель у бинарной ГПТУ.

Рассмотрим вторые члены вторых сомножителей выражений (5) и (8). Из-за большого давления в цикле общее количество утилизированной теплоты у контактной ГПТУ меньше, чем у бинарной  $\mu_K < \mu_\delta$  и  $1 - \eta_{iK} < 1 - \eta_i$ . Поэтому  $(1 - \eta_{iK}) \mu_K < (1 - \eta_i) \mu_\delta$ . Однако утилизационная теплота превращается в работу у контактной ГПТУ значительно эффективнее, чем у бинарной, так как  $\eta_{iK} > \eta_{i\Pi}$ .

Количественный анализ показывает, что

$$\frac{1 - \eta_{i\Pi\Gamma}}{\eta_{i\Pi\Gamma}} \mu_K \eta_{iK} \geq \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \mu_\delta \eta_{i\Pi}.$$

С учетом выражения  $\frac{\eta_{i\_Pi\Gamma}}{\eta_i} \approx 0,955$  получим

$$\frac{(1 + \frac{1 - \eta_{i\Pi\Gamma}}{\eta_{i\Pi\Gamma}} \mu_K \eta_{iK}) \frac{\eta_{i\Pi\Gamma}}{\eta_{i\_max}}}{(1 + \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \mu_\delta \eta_{i\Pi}) \frac{\eta_i}{\eta_{i\_max}}} \geq 1,$$

откуда  $\eta_{iK} \geq 0,955 \eta_{i\Pi}$ .

Полученное неравенство показывает, что внутренний к.п.д. контактной ГПТУ не может быть меньше внутреннего к.п.д. бинарной ГПТУ более чем в  $1/0,955=1,045$  раза.

Для установления действительной разницы между  $\eta_{i\bar{o}}$  и  $\eta_{ik}$  были получены их значения 0,361 и 0,354 в оптимальных точках цикла при температуре газов перед турбиной  $T_3^*=1023$  К, к.п.д. компрессора 0,87, к.п.д. газовой турбины 0,89, к.п.д. паровой турбины 0,8 и давлении в конденсаторе 800 Па. Из сравнения полученных данных видно, что различие внутренних к.п.д. бинарной и контактной ГПТУ лежит в пределах точности расчета. Однако следует отметить, что с ростом начальной температуры газа к.п.д. контактной ГПТУ растет быстрее, чем бинарной.

Из вышеперечисленного материала вытекает, что все рассмотренные схемы турбинных установок обладают примерно одинаковой степенью повышения экономичности, но их степени повышения удельной работы различны, как различны их массы и габариты. Поэтому при выборе той или иной схемы надо исходить из таких характеристик, как мощность в единичном агрегате, удельная масса и габарит установки, возможность технического осуществления теплового процесса, например работы утилизирующего контура по открытому циклу в данных конкретных условиях.

Дальнейшее повышение термодинамического совершенства регенеративной ГТУ осуществляют за счет введения промежуточного охлаждения воздуха или утилизации теплоты после регенератора. Что же касается контактной и бинарной ГПТУ, то усложнение их схем, например введение перерасширения, заметного выигрыша в к.п.д. не дает.

Несовершенство процессов утилизации теплоты в рассмотренных схемах, как отмечалось выше, объясняется температурой воздуха (точка 2) за компрессором в регенеративной ГТУ (рис.) и несовпадением линий охлаждения отработавших газов 4-1 с линией подвода теплоты к пароводяному рабочему телу  $ab\bar{v}g$  в бинарной и контактной ГПТУ (см. рис. *а, б*).

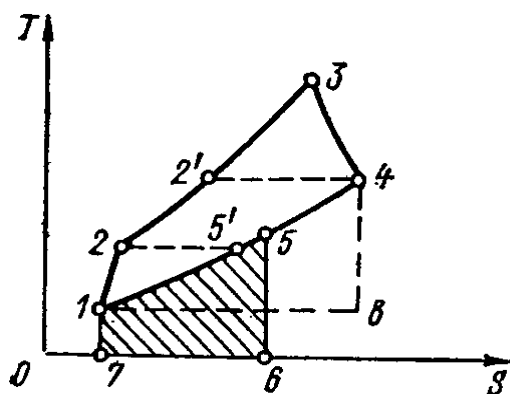


Рис. 29 Цикл ГТУ с регенерацией теплоты отработавших газов.

Действительно, в регенеративных ГТУ теплота с учетом температурного напора, характеризуемая площадью 5-6-7-1-5 не может быть использована для нагревания воздуха за компрессором и является потерянной. У бинарных и контактных ГПТУ перевод жидкости в пар, а тем более перегрев пара в котле-утилизаторе не может быть осуществлен газами, имеющими температуру ниже температуры парообразования, которая определяется давлением в цикле Ренкина бинарной ГПТУ или давлением в проточной части контактной ГПТУ, куда попадает генерируемый пар. Если  $p_2$  — давление пара за котлом-утилизатором, то в предельном случае для испарения воды, нагретой до температуры испарения (точка б), можно использовать теплоту, характеризуемую площадью 4-6'-5'-5-4 (см. рис а). Оставшуюся теплоту, характеризуемую площадью 5-5'-1'-1-5, можно израсходовать только для нагревания воды (в предельном случае до точки б). Использование этой теплоты будет тем полнее, чем ближе водяные эквиваленты греющего газа и нагреваемой жидкости.

В реальных проектах количество пара, генерируемого в котле-утилизаторе, составляет около 8% расхода газа. При таком соотношении расходов водяной эквивалент воды ( $W_{ж} \approx 0,08$ ) в три с лишнем раза меньше водяного эквивалента газа ( $W_{г} \approx 0,25$ ), вследствие чего процессу нагревания воды *аб* сопутствуют большие необратимые потери.

Таким образом, для уменьшения необратимости процесса утилизации теплоты отработавших газов необходимо выровнять водяные эквиваленты, что достигается за счет увеличения расхода рабочего тела в ТУК.

Этого можно добиться двумя способами: 1) введением в котел специального дожигающего устройства, которое за счет сжигания топлива позволит получить необходимое количество теплоты в области испарения жидкости, и 2) уменьшением давления пара в котле-утилизаторе  $p_2$  (для бинарных установок). Что касается дожигающего устройства, то преобразование высокопотенциальной энергии топлива в энергию пара низких параметров сопровождается таким ростом энтропии, что получаемая в этом случае более глубокая утилизация теплоты отработавших газов не повысит термической эффективности установки.

При уменьшении давления пара в котле-утилизаторе точка  $b$  опустится вниз и количество теплоты, которое может быть направлено непосредственно на испарение жидкости, увеличится, а следовательно, увеличится и ее расход. Однако снижение давления пара  $p_2$  вызовет резкое падение к.п.д. цикла Ренкина, что приведет к падению к.п.д. утилизирующего контура, несмотря на увеличившийся расход пара.

Уменьшить влияние этого недостатка можно применением в утилизирующем контуре низкокипящих рабочих тел, нагреваемых при сверхкритическом давлении, или котла нескольких давлений (разработаны схемы котла двух давлений). Несмотря на резкое снижение температуры насыщения, необратимость цикла с низкокипящим рабочим телом остается значительной из-за существенного изменения его теплоемкости. Кроме того, применение низкокипящих агентов исключается в контактных ГПТУ. Термодинамический эффект от применения котла двух давлений получается существенный, хотя схема ТУК и усложняется. Однако в контактных ГПТУ эффект от применения второй ступени давления резко снижается вследствие того, что при подводе низкопотенциального пара в промежуточную ступень существенно понижается



температура парогазового потока в проточной части (энтропия системы резко повышается). То же самое относится и к снижению начального давления пара  $p_2$ .

Кроме отмеченного выше, необходимого расхода воды можно достичь, если предоставить ей возможность расширяться в изоэнтروпийном процессе 4-6 (см. рис. а), а затем сконденсировать образовавшийся пар путем охлаждения пароводяной смеси в изобарном процессе 6-1. В этом случае получится оптимальный круговой процесс 4-6-1-4 (цикл), обеспечивающий полную утилизацию теплоты отработавших газов.

Однако при этом возникает необходимость в агрегате, который был бы способен реализовать процесс 4-6, в течение которого происходит вскипание воды при ее расширении. В качестве такого двигателя предлагается использовать гидропаровую турбину, у которой вместо лопаток установлены сопла Лавалья. Но как показывают исследования, выполненные в работе [29], возможный максимальный внутренний к.п.д. такой турбины может достигать 40-50%. А это значит, что выигрыш в количестве утилизированной теплоты сводится на нет меньшим к.п.д.

Вместе с тем возможность утилизации теплоты существенно расширяются, а сопровождающие потери резко сокращаются, если регенерацию пара осуществлять не в объеме, заполненном «чистым» паром, а в потоке циклового воздуха газотурбинной установки. Контактные ГПТУ допускают такую возможность, так как для их работы совершенно безразлично, будет ли в их цикл подаваться «чистый» пар или пар, предварительно смешанный с цикловым воздухом.

Сущность метода генерации пара из горячей воды в газовой среде основывается на законе равновесного состояния двухфазных двухкомпонентных парожидкостных смесей, в которых жидкость находится в капельном состоянии.

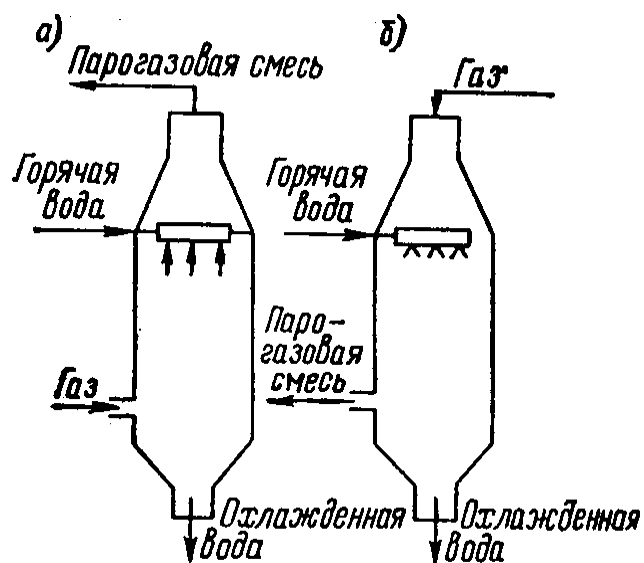
Как известно, если предварительно нагретую жидкость подать в диспергированном виде в газовый ненасыщенный поток высокого давления, как показано на рисунке, то по закону равновесного состояния парогазожидкостных смесей капли жидкости под действием движущих сил тепло- и массообмена начнут охлаждаться, стремясь к температуре термодинамического равновесия, которой является температура мокрого термометра; выделяющаяся при этом теплота расходуется на парообразование. Аналитически температура термодинамического равновесия капель определяется по формуле

$$T_{\text{м}} = T_{\text{г}} - \frac{q\beta}{\alpha}(C_0 - C_{\infty}),$$

где  $T_{\text{г}}$  – температура газа;

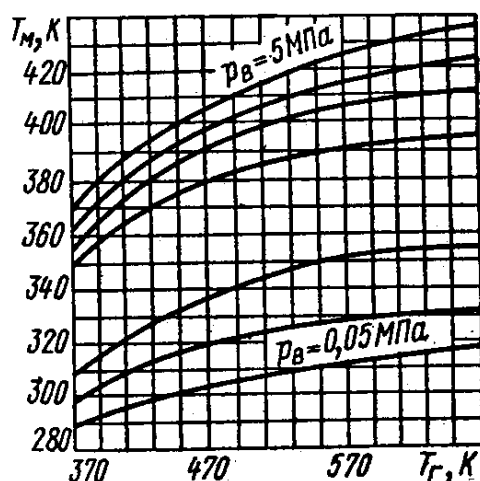
$\beta, \alpha$  – соответственно коэффициенты массо- и теплообмена;

$C_0, C_{\infty}$  – концентрация пара соответственно у поверхности капли и в газовой среде.



**Рис. 30 Контактный теплообменный аппарат:**

*а* – противоточное движение воды и газа; *б* – попутное движение воды и газа.



**Рис. 31 Зависимость изменения температуры термодинамического равновесия.**

Графическое изменение температуры термодинамического равновесия каплей воды в потоке воздуха в зависимости от его температуры и давления дано на рисунке 31. Из зависимости видно, что  $T_m$  определяется двумя параметрами: температурой и давлением газовой среды. Однако при умеренных температурах газового потока температура термодинамического равновесия каплей значительно ниже температуры насыщения при том же давлении. Так, при температуре газовой среды 373 К и давлении  $5 \cdot 10^6$  Па  $T_m$  капли составляет 360 К, в то время как температура насыщения при том же давлении составляет 536,92 К.

Эту разницу в тепловом состоянии капельной жидкости можно использовать для генерации дополнительных количеств пара в цикле, что повысит его эффективный к.п.д. и полезную работу.

## **2.6. Турбинные установки на ядерном топливе, солнечной и геотермальной энергии.**

### **2.6.1. Турбинные установки на ядерном топливе.**

#### **2.6.1.1. Основные определения.**

Ядерный реактор – устройство, предназначенное для организации и поддержания управляемой цепной реакции деления ядер.

Ядерный реактор в комбинированных установках является источником теплоты, как котёл или камера сгорания, поэтому термодинамические циклы с ПТУ и ГТУ (соответственно АПТУ и АЗГТУ) в основном подобны циклам ПТУ и ЗГТУ на органическом топливе.

Наиболее распространёнными АПТУ являются одно-, двух- и трёхконтурные.

### 2.6.1.2. Одноконтурные атомные паротурбинные установки (АПТУ).

Одноконтурные АПТУ включают кипящие водяные энергетические реакторы. В канальных реакторах происходит кипение воды с образованием пароводяной смеси. Пар и вода разделяются в сепараторах, насыщенный пар подаётся в турбину, конденсируется, смешивается с отсепарированной водой, и смесь снова поступает в реактор.

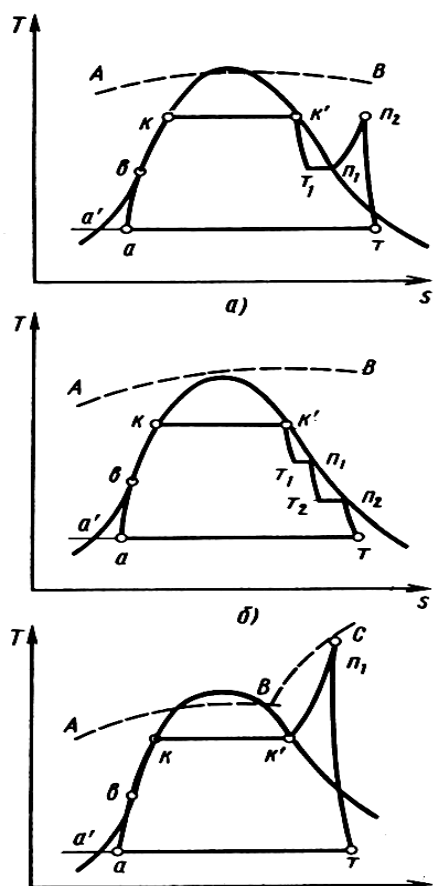
По такой схеме выполнены реакторы большой мощности РБМК –1000 (Реактор Большой Мощности Канальный) мощностью 1000 МВт.

Влажность пара в конце процесса расширения в турбине не должна превышать 12 – 14 %, что выполнимо лишь при сепарации влаги и перегрева.

В одноконтурных АПТУ, работающих при прямоточной схеме течения воды при закритических, так и при докритических параметрах свежего пара сепаратор пара не нужен.

**Рис. 32 Циклы одноконтурных АПТУ, работающих на паре:**

а — насыщенном с однократной сепарацией и промежуточным перегревом; б — насыщенном с двукратной сепарацией; в — перегревом (кривые А В и АВС — изменение температуры поверхности твэлов)



Термический КПД цикла, показанного на рисунке “б” :

$$\eta_t = \frac{\Delta i_T}{i_{k'} - i_a} ,$$

где  $\Delta i_T = (i_{k'} - i_a) \cdot k$  – суммарный теплоперепад, использованный в турбине с учётом отборов на регенерацию и сепарацию, в связи с чем  $k < 1$ .

Преимущество одноконтурных АППУ:

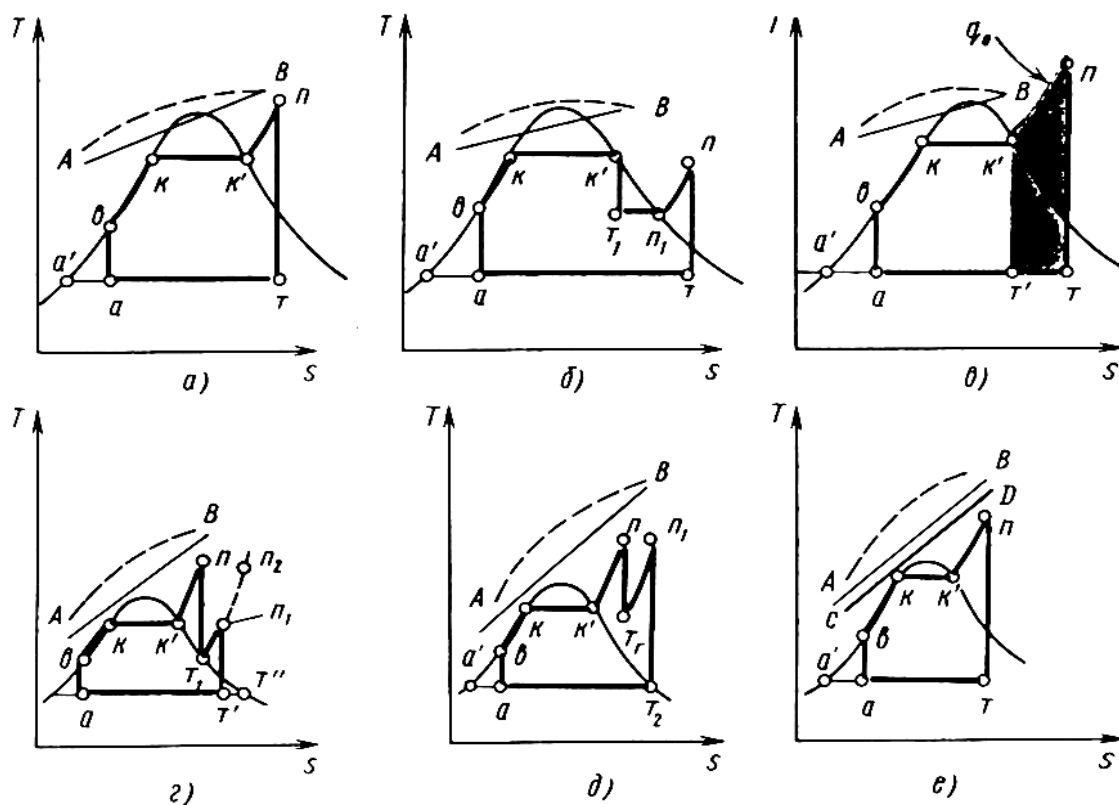
- возможность получения высокого КПД благодаря отсутствию теплообменника и малому расходу энергии на собственные нужды;
- параметры пара (по схеме в) –  $p = 8$  МПа;  $T = 773^\circ\text{K}$ .

### 2.6.1.3. Двухконтурные АПТУ.

В двухконтурных АПТУ (рис. ) источником теплоты служит водо – водяной энергетический реактор. Параметры циклов таких АПТУ определяются параметрами промежуточного теплоносителя.

Температура перегрева (точка  $n$ ) зависит от температуры воды в первом контуре (точка  $B$ ) и температурного напора  $T_A - T_n$ . КПД цикла на перегретом паре  $\eta_t \leq 30\%$  из-за низкого давления во втором контуре ( $p \leq 2$  МПа). Давление теплоносителя в первом контуре  $p \cong 15 - 16$  МПа (схема б); давление насыщенного пара перед турбиной  $5 - 6$  МПа, температура –  $550^\circ\text{K}$ , влажность менее  $0,1\%$ .

При критических параметрах пара КПД АПТУ может достигать  $40 - 42\%$ . Но для этого требуется создание высокотемпературного реактора с температурой теплоносителя – газа не менее  $910 - 920^\circ\text{K}$ . Основное преимущество двухконтурных АПТУ является радиационная безопасность оборудования второго контура.



**Рис. 33 Циклы АПУ:**

а – двухконтурной с начальным перегревом пара; б – двухконтурной на насыщенном паре с однократной сепарацией и перегревом; в – двухконтурной с начальным перегревом от постороннего источника (AB – линия подвода теплоты от теплоносителя); г – двухконтурной с газоохлаждаемым реактором (цикл двух давлений); д – двухконтурной с газоохлаждаемым реактором с перегревом пара и промежуточным перегревом до начальной температуры (AB – изменение температуры теплоносителя реакторного контура); е – трехконтурной с реактором, охлаждаемым жидким металлом (AB, CD – изменение температуры теплоносителя соответственно первого и второго контуров)

#### 2.6.1.4. Трёхконтурные АПТУ.

Трёхконтурные АПТУ применяются для АЭС с реакторами-размножителями на быстрых нейтронах. Теплоносителями первого и второго контуров в трёхконтурной АПТУ является натрий (рис. “з” “б”). Теплоносителями третьего контура является вода и пар. Теплообмен между теплоносителями контуров осуществляется последовательно в промежуточном (натрий – натрий) теплообменнике и в парогенераторе (натрий – вода).

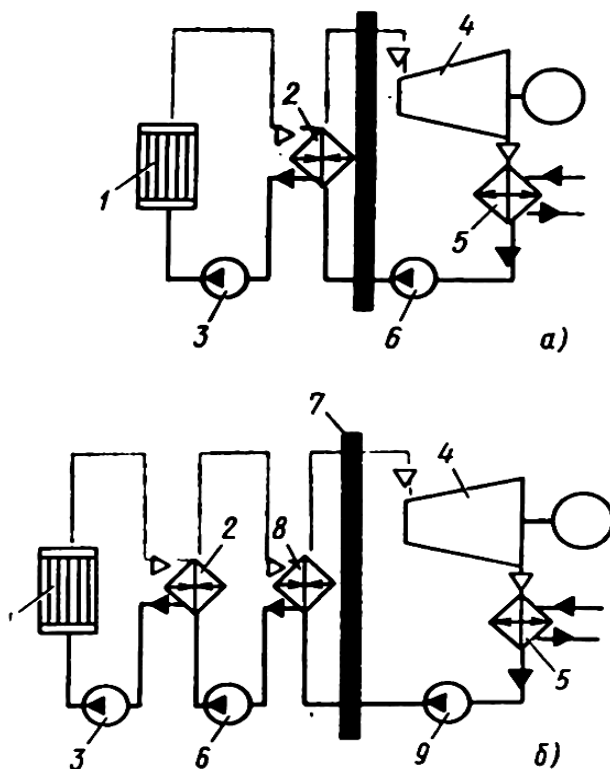


Рис. 34 Схемы многоконтурных АПТУ:  
а – двухконтурных; б –  
трехконтурных;  
1 – реактор; 2 и 8 – парогенераторы;  
3, 6 и 9 – насосы; 4 – паровая  
турбина; 5 – конденсатор; 7 – контур  
биологической защиты

#### 2.6.1.5. Атомные замкнутые газотурбинные установки.

Атомные замкнутые ГТУ (АЗГТУ) проектируются одноконтурными и включают агрегаты, повышающие их экономичность: промежуточный охладитель, регенератор и т. д.

Схема и цикл не отличаются от ЗГТУ на органическом топливе. Обычно теплоносителем для АЗГТУ выбирают гелий из-за его высокой

теплопроводности и малой вязкости. Однако стоимость его высокая и его применение требует тщательного уплотнения контура из-за повышенной текучести.

Лопаточные машины на гелии получаются более сложными и их стоимость в 2 раза больше, чем в компрессорах и турбинах, работающих на воздухе.

## 2.6.2. Солнечные энергоустановки.

### 2.6.2.1. Схема и параметры солнечной энергоустановки (СЭУ).

Солнечные энергоустановки относятся к возобновляемым источникам энергии.

СЭУ большой мощности состоит из четырёх подсистем:

- зеркал-концентраторов 1 солнечных лучей;
- коллектор-приёмника 2 теплоты;
- аккумулятора теплоты 4;
- ПТУ или ГТУ 5 и системы управления 3.

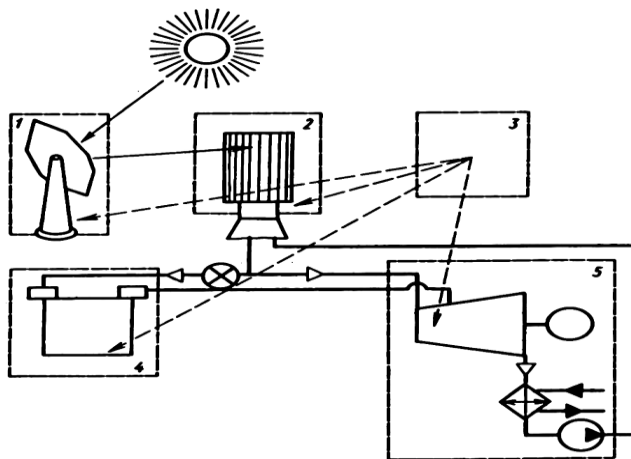


Рис. 35 Схема солнечной энергоустановки.

Ввиду малой плотности солнечной энергии, попадающей на Землю, площади зеркал-гелиостатов получаются большими: СЭУ мощностью 200МВт требует площади зеркал  $10 \text{ км}^2$  ( $0,2 \text{ кВт/м}^2$ ).

Для СЭУ большой мощности аккумулятор выполняют в виде цилиндрического бака ( $N=100 \text{ МВт}$ ,  $d_{\text{бака}} = H_{\text{бака}} = 20 \text{ м}$ ), заполненного

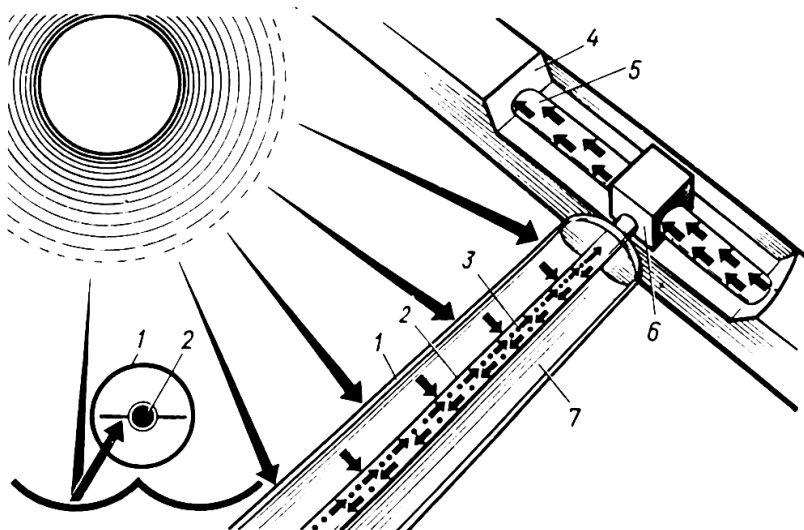


гранитной крошкой и теплоаккумулирующей жидкостью, работающей в диапазоне 490 – 575 °K.

Австралийская энергетическая компания «Энвайромишн», расположенная в Мельбурне, планирует построить самое высокое сооружение в мире – солнечную башню. Эта идея явилась еще одним вкладом в предпринимаемые во всем мире попытки пропагандировать использование возобновляемых источников энергии. Это должно произойти в 2006 году, солнечная башня будет вырабатывать 200 МВт электричества, что обеспечит 200000 домов энергией. Размеры башни – высота 1000 м, диаметр трубы 50 м. Башня находится в центре стеклянной крыши диаметром 7 км, работающей в качестве гигантского парника. Горячий воздух, нагретый в парнике поднимается постоянно вверх со скоростью 50 км/час и приводит в действие 32 турбины, расположенные в основании трубы, каждая из них мощностью 6250 кВт. Ночью в системе используются трубы с нагретой солнцем водой, так что турбины вращаются и генераторы вырабатывают электроэнергию круглосуточно по утверждению представителей «Энвайромишн» башня поможет уменьшить выброс газов, порождающих парниковый эффект, уменьшится на 830000 т в год. Планируется возвести еще четыре подобные башни. Проект стоимостью 560 млн. долларов получил поддержку австралийского правительства.

#### **2.6.2.2. Автономные СЭУ для горячего водоснабжения и отопления.**

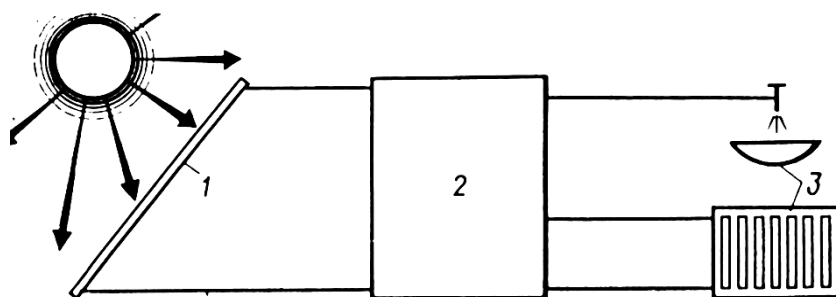
Сегодня большинство разработок направлено на создание автономных установок для снабжения потребителей тепловой энергией. В США солнечные нагреватели общей мощностью 1400 МВт установлены в 1,5 млн. домов.



**Рис. 36 Схема устройства солнечного коллектора:**

- 1, 2 – соответственно внешняя и внутренняя стеклянные трубки; 3 – теплоноситель;  
 4 – теплоизоляция; 5 – циркуляционная трубка; 6 – теплообменник-конденсатор;  
 7 – светопоглощающее покрытие

Солнечные нагреватели в виде плоских панелей, внутри которых по трубам протекает вода, представлены на рисунке. Сторона, обращённая к солнцу окрашивается в чёрный цвет и закрывается специальным стеклом, а панель помещается в теплоизолирующий корпус. Таким образом добиваются высокой степени использования солнечной энергии (КПД до 50 %). Производство коллекторов требует довольно высоких технологий, точной штамповки, автоматической электросварки, напыления под вакуумом, нанесения антикоррозионных покрытий.



**Рис. 37 Блок-схема гелиоустановки для горячего водоснабжения и отопления:**

- 1 – солнечный коллектор; 2 – теплообменник-накопитель и приборы управления; 3 – потребители

Значительно проще технология «солнечного пруда» с использованием в качестве теплоносителя рассола (очень солёной воды), поверх которой находится пресная вода.

Каковы перспективы использования солнечной энергии?

Как отмечалось выше, сегодня человечество потребляет в год около 10 млрд. т условного топлива ( 1 т. условного топлива при сжигании дает  $8,14 \cdot 10^3$  кВт·ч электроэнергии). Этот показатель год от года увеличивается, во-первых, из-за неуклонного роста численности населения Земли (она уже перевалила за 6 млрд. человек и, по прогнозам, к 2020 г достигает 7,4 млрд.), во-вторых, за счет роста уровня жизни людей, особенно в развивающихся странах, стремящихся получить те же блага, что и в промышленно развитых государствах. В США, например, на человека в среднем расходуется 10 кВт·ч электроэнергии в день, а в слаборазвитых странах, где проживает 2/3 населения Земли – в десятки раз меньше.

По прогнозам специалистов, к 2020 году мировая потребность в электроэнергии возрастет в несколько раз и достигнет 34 млрд. т условного топлива в год. Такое безудержное развитие энергетики будет все более пагубно воздействовать на окружающую среду и, как считают ученые, может стать одной из причин необратимого изменения климата. Решение задачи – в широком использовании альтернативных или, как их еще называют, возобновляемых источников энергии – значительно более «чистых» с экологической точки зрения, чем объекты традиционной энергетики.

### **2.6.2.3. Перспективы развития солнечных энергоустановок.**

Наиболее привлекательно среди альтернативных источников выглядит энергия солнца, экологически чистая уже потому, что миллиарды лет поступает на Землю. и все земные процессы с ней свыклись.

Несколько ключевых цифр. За год на Землю приходит  $10^{18}$  кВт·ч солнечной энергии, всего 2% которой эквивалентны энергии, получаемой от сжигания

$2 \cdot 10^{12}$  т условного топлива. Эта величина сопоставима с мировыми топливными ресурсами -  $6 \cdot 10^{12}$  т условного топлива, так что в перспективе солнечная энергия вполне может стать основным источником света и тепла на Земле.

В чем причина медленного развития солнечной энергетики?

1. Средний поток радиации, поступающий на поверхность Земли от Солнца очень слаб (на широте  $40^\circ$  он составляет  $0,3 \text{ кВт/м}^2$ , почти в 5 раз меньше того потока, который приходит на границу атмосферы –  $1,4 \text{ кВт/м}^2$ ).

2. Поток энергии зависит от времени суток, сезона года и погоды. Чтобы усилить поток солнечной энергии, надо собирать ее с большой площади с помощью концентраторов и запасать впрок в аккумуляторах.

3. Высокая себестоимость энергии: она в 6-8 раз выше, чем на ТЭС.

4. Достаточно низкий коэффициент полезного действия при преобразовании солнечной энергии в тепловую и электрическую.

Существуют два способа преобразования: фототермический, описанный выше, и фотоэлектрический, осуществляющий прямое преобразование солнечного излучения в электрический ток с помощью полупроводниковых фотоэлементов – солнечных батарей.

В фотоэлектрических преобразователях солнечной энергии используется кремний с добавками других элементов. Большую перспективу открывают гетероструктурные (составные из двух, трех элементов) полупроводники, эффективность которых в два раза выше, чем простые кремниевые образцы. За открытие гетероструктур и их внедрение продолжатель работ А.Ф. Иоффе директор ФТИ академик Ж.И. Алферов получил в 2000 г нобелевскую премию. Таким образом, признание во всем мире отечественные полупроводники – это та база, на основе которой можно успешно развивать солнечную энергетику.

### **2.6.3. Геотермальные энергетические установки (ГЭУ).**

ГЭУ используют тепловую энергию гидротермальных или паротермальных сред. Подземные запасы горячей воды и пара имеют температуру  $570 - 620^\circ \text{К}$ .

В настоящее время в России усилиями ведущих институтов и лабораторий – ЭНИН, ЦКТИ, МЭИ, ИТФ СО РАН, совместно с Калужским турбинным заводом выполнены разработки по трём проектам геотермальным станциям электроснабжения:

- одноконтурная станция электрической мощностью 20 МВт со смесительным конденсатором и мокрой градирней; предусматривается закачка отсепарированной воды в скважины захоронения.

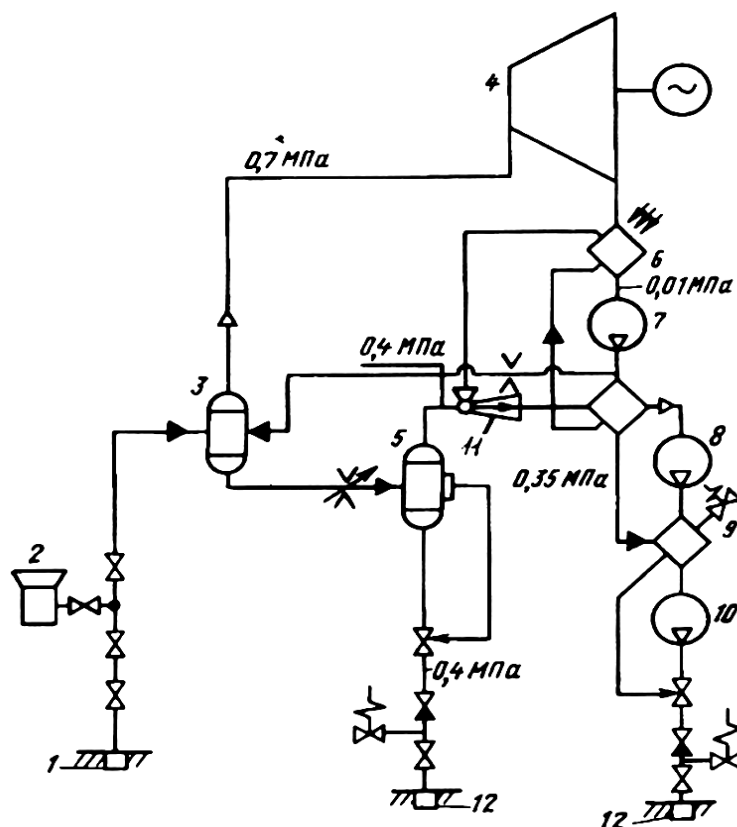
- Одноконтурная экологически чистая станция мощностью 20 МВт с воздушным конденсатором и системой закачки отсепарированной воды (после предварительного растворения в ней сероводорода) в скважину захоронения;

- Двухконтурная экологически чистая станция мощностью 6 МВт с воздушным конденсатором; в качестве теплоносителя второго контура используется вода, отработавший теплоноситель также направляется в скважину захоронения.

Геотермальные станции с воздушными конденсаторами ранее в мировой практике не использовались.

Одноконтурные ГЭУ имеют недостатки:

- выброс в атмосферу большого количества влаги 36 кг/с на 20 МВт;
- занос теплообменного оборудования серой (требуется чистка через каждые 6 месяцев).



**Рис. 38** Принципиальная тепловая схема первой очереди Мутновской ГеоТЭС:

1 – добычная скважина; 2 – шумоглушитель; 3 – сепаратор (с промывкой пара); 4 – турбогенератор; 5 – расширитель; 6 – воздушный конденсатор; 7 – конденсатный насос; 8 – механический компрессор; 9 – растворитель агрессивных газов; 10 – насос закачки; 11 – эжектор; 12 – скважина захоронения

## 2.7. Поршневые и комбинированные, двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

### 2.7.1. Классификация ДВС.

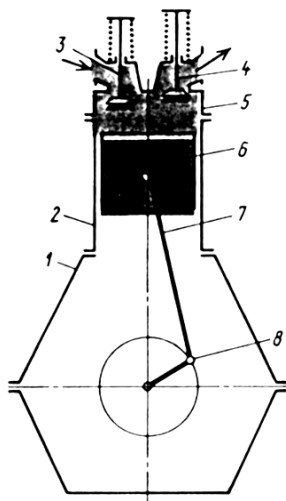
Двигатель внутреннего сгорания – тепловой двигатель, внутри которого происходит сжигание топлива и преобразование части выделившейся теплоты в механическую работу.

В широком смысле тепловые двигатели могут быть разделены на две основные группы:

– двигатели с внешним подводом теплоты – паровые машины, паровые турбины, двигатели Стирлинга и т. д;

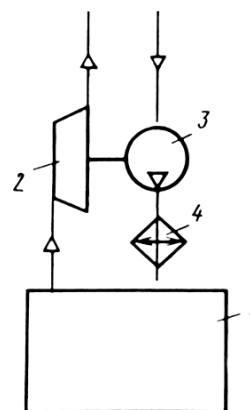
— двигатели внутреннего сгорания — газовые турбины, реактивные двигатели, поршневые и комбинированные двигатели, в которых топливо и необходимый для сгорания воздух вводятся в камеру сгорания.

В данном разделе рассматриваются лишь поршневые и комбинированные ДВС.



**Схема конструкции двигателя внутреннего сгорания:**

1 — картер; 2 — стенки цилиндра;  
3 — впускной клапан; 4 — выпускной клапан; 5 — крышка (головка) цилиндра; 6 — поршень; 7 — шатун; 8 — коленчатый вал



**Схема комбинированного двигателя внутреннего сгорания:**

1 — поршневая часть; 2 — газовая турбина; 3 — компрессор; 4 — охладитель воздуха

Поршневые двигатели внутреннего сгорания могут быть классифицированы:

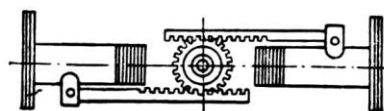
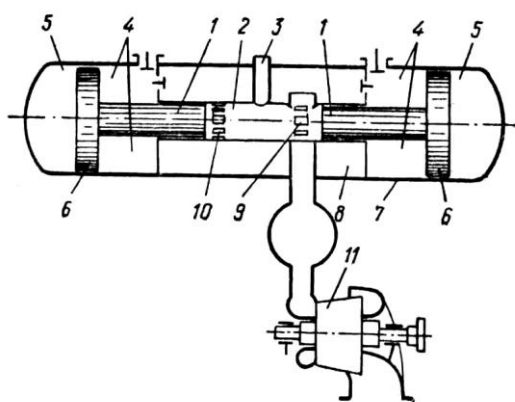
По способу осуществления цикла (четырёх- и двухтактные):

- по способу смесеобразования (с внешним и внутренним смесеобразованием);
- по способу воспламенения горючей смеси (с воспламенением при сжатии и воспламенением от электрической искры);
- по роду применяемого топлива (двигатели, работающие на жидком топливе, газовые);
- по способу наполнения рабочего цилиндра (с наддувом и без наддува, атмосферные);

По конструкционным признакам:

- кривошипно-шатунные (тронковые и крейцкофные);
- по числу цилиндров (одно- и многоцилиндровые);
- по расположению цилиндров (с вертикальным, горизонтальным, рядным, V-образным, W-образным и др. расположением);
- по степени быстроходности (малооборотные со скоростью поршня до 10 м/с и высокооборотные со скоростью поршня  $\geq 10$  м/с);
- по направлению вращения коленчатого вала (правого и левого вращения, реверсивные и нереверсивные);
- комбинированные двигатели с механической, гидравлической, газовой и комбинированной связью двигателя и агрегата наддува;
- свободнопоршневые генераторы газа с газовой турбиной (СПГГ).

Схема СПГГ представлена на рисунке 39.



**Рис. 39 Газотурбинная установка  
с СПГГ**

**Рис. 40 Механизм синхронизации**

По краям цилиндра двигателя в СПГГ расположены буферные полости 5. Поршни 1 двигателя жестко соединены с поршнями 6 компрессора и движутся без механического ограничения хода. Симметричность перемещения правой и левой групп поршней обеспечивается специальным механизмом синхронизации



(рис. 40), который может использоваться также для привода топливного насоса и других вспомогательных устройств.

При расширении газов в цилиндре 2 двигателя поршни движутся от В.М.Т. к Н.М.Т. – в стороны от середины цилиндра. В это время происходит всасывание воздуха в полости 4 компрессорных цилиндров 7 и сжатие воздуха в полостях 5. Когда поршни 1 двигаются к Н.М.Т. правый поршень открывает выпускные окна 9 в цилиндре и отработавшие газы удаляются из цилиндра и используются в качестве рабочего тела в газовой турбине 11. Левый поршень открывает продувочные окна 10, через которые из продувочного ресивера 8 поступает воздух на продувку и наполнение цилиндра. Обратный ход поршней происходит под действием воздуха, расширяющегося в полостях 5. При этом движением компрессорные поршни 6 сжимают воздух в полостях 4 и подают его под давлением 0,4 – 0,7 Мпа ( $4,08 - 7,1 \text{ кг·с/см}^2$ ) в продувочный ресивер. Поршни 1 двигателя, после того как они закроют продувочные и выпускные окна, сжимают воздух, оставшийся в цилиндре 2 двигателя. У В.М.Т. в цилиндр впрыскивается через форсунку 3 мелко распыленное жидкое топливо, которое воспламеняется и сгорает в сжатом воздухе. Образовавшиеся продукты сгорания сообщают поршням ход к Н.М.Т. и работа установки повторяется.

СПГГ с турбиной мощностью 736 кВт серийно выпускаются фирмой «Сигма» (Франция). Их основные данные: число циклов в минуту 610; максимальный ход каждой группы поршней 440 мм; диаметр цилиндра двигателя 340 мм; диаметр цилиндра компрессора 900 мм; давление газа перед турбиной до 0,45 Мпа ( $4,6 \text{ кг·с/см}^2$ ); температура газа 450-500 °С.

Луганский тепловозостроительный завод создал газотурбинную установку с СПГГ мощностью 2722 кВт (3700 л.с.), давление газа перед турбиной 0,43 Мпа ( $4,4 \text{ кг·с/см}^2$ ), температура 490 °С. Установка имеет семь СПГГ, из которых один резервный.

По назначению двигатели делят на:

- стационарные (для электростанций, насосных и газоперекачивающих станций, привода компрессоров и др.);
- наземного транспорта (автомобильные, тракторные, тепловозные, сельскохозяйственные, дорожные, транспортно-погрузочные и др.);
- судовые (главные, реверсивные и вспомогательные);
- авиационные.

### **2.7.2. Преимущества и недостатки поршневых ДВС.**

К преимуществам поршневых ДВС относятся:

- высокая экономичность;
- сравнительно невысокая начальная стоимость;
- установка с ДВС обладает значительным тормозным моментом;
- хорошая работа на неуставившихся режимах;
- способность использовать многие виды топлива.

К недостаткам поршневых ДВС относятся:

- ограниченная агрегатная мощность;
- относительно высокий уровень шума;
- большая частота вращения коленчатого вала при пуске;
- невозможность непосредственного соединения двигателя с ведущими колёсами транспортных средств;
- токсичность отработавших газов;
- возвратно-поступательное движение поршня, ограничивающее частоту вращения и появление при этом неуравновешенных сил инерции и моментов от них;

Поршневые ДВС выпускаются мощностью от десятых долей киловатта (для спортивного моделизма и детских игрушек) до нескольких десятков тысяч киловатт (для морских судов).

### 2.7.3. Циклы поршневых двигателей.

Термодинамические циклы различных поршневых ДВС можно рассматривать как частный случай обобщённого цикла (рис. 41)

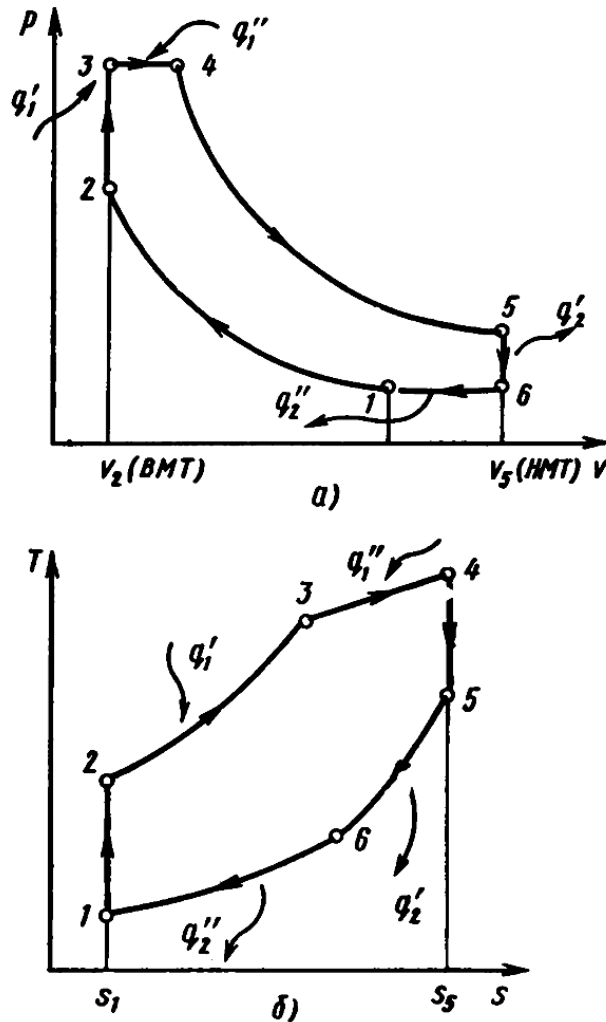


Рис. 41 Диаграммы обобщенного цикла поршневого ДВС.

Параметрами, характеризующими обобщенный цикл, являются:

**Степень сжатия** – отношение объемов в цилиндре двигателя при положениях поршня в начале и конце процесса сжатия.

$$\epsilon = v_1 / v_2$$

**Степень повышения давления** – отношение наибольшего давления в цилиндре двигателя, образовавшегося в результате подвода теплоты, к давлению в конце процесса сжатия.

$$\lambda = p_3/p_2$$

**Степень предварительного расширения** – отношение объемов в конце и начале подвода теплоты к рабочему телу при постоянном давлении.

$$\rho = v_1/v_2$$

**Степень падения давления** – отношение давлений в начале и конце отвода теплоты к рабочему телу при постоянном давлении.

$$\lambda_p = p_5/p_6$$

**Степень сокращения объема** – отношение объемов в начале и конце отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику при постоянном давлении.

$$\epsilon_v = v_6/v_1$$

Количество удельной теплоты, подведенной в обобщенном цикле от горячего источника,  $q_1 = q'_1 + q''_1$ . Количество удельной теплоты, переданное от рабочего тела холодному источнику,  $q_2 = q'_2 + q''_2$ . Следовательно,

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)$$

$$q_2 = c_v(T_5 - T_6) + c_p(T_6 - T_1)$$

#### 2.7.4. Термодинамические параметры поршневых ДВС.

Значения  $p_c$  и  $T_c$  в конце сжатия перед воспламенением для карбюраторных ДВС составляет соответственно 1 – 3 МПа и 600 – 800 °К; для дизелей 3 – 8 МПа и 800 – 1100 °К. Максимальное значение  $p_z$  в конце сгорания у бензиновых двигателей 4 – 7 МПа, у дизелей 6 – 14 МПа и выше.

Максимальная температура в конце сгорания  $T_z$  может достигать 2600 – 2800 °К. Температура в конце расширения  $T_e = 1200 – 1700$  °К для бензиновых двигателей и 1000 – 1400 °К для дизелей, при одинаковой степени

последующего расширения  $\delta = \frac{V_e}{V_z} = \frac{\epsilon}{\rho}$ .

## **2.7.5. Параметры, характеризующие эффективность и экономичность поршневых ДВС.**

### **2.7.5.1. Индикаторная мощность.**

Индикаторная мощность – это мощность, развиваемая внутри цилиндра:

$$N_i = 2p_i \cdot i \cdot V_h \cdot n \cdot (60 \tau)$$

$p_i$  – в МПа;  $V_h$  – в литрах – рабочий объём цилиндра;

$n$  – число оборотов, об/мин;  $i$  – число цилиндров;

$\tau = 4 - 4^x$  тактные ДВС;  $\tau = 2 - 2^x$  тактные ДВС.

### **2.7.5.2. Эффективная мощность.**

Эффективная мощность – это мощность, отдаваемая потребителю и составляющая часть индикаторной мощности:

$$N_e = N_i - N_{мех} ;$$

$$\eta_{мех} = N_e / N_i$$

### **2.7.5.3. Среднее эффективное давление.**

Среднее эффективное давление – это условное постоянное давление в цилиндре, при котором работа, произведённая в них за один такт, равна эффективной работе  $L_e$  :

$$L_e = 10^3 \cdot p_e \cdot i \cdot V_h$$

$$N_e = p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n / 30 \cdot \tau$$

### 2.7.5.4. Индикаторный КПД.

Индикаторный КПД – это отношение количества теплоты  $Q_i$ , эквивалентного индикаторной работе ко всему количеству теплоты  $Q$ , введённому в двигатель с топливом:

$$\eta_i = 3600 \cdot \frac{N_i}{m_T \cdot Q_H^p}$$

Таблица № 11

Двигатель	$P_e$ , МПа	$\eta_{\text{мех}}$
Бензиновый четырехтактный	0,65-1,1	0,70-0,85
Газовый	0,50-0,65	0,75-0,82
Четырехтактный дизель	0,60-0,85	0,72-0,82
То же, с наддувом	1,2-2,0 (и выше)	до 0,92
Двухтактный дизель	0,5-0,7	0,70-0,80
То же, с наддувом	0,8-1,2 (и выше)	до 0,92

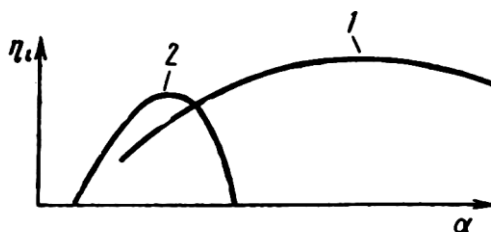


Рис. 42 Зависимость  $\eta_i$  от  $\alpha$ :

1 – для дизелей; 2 – для бензиновых двигателей  
(  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха )

При работе бензиновых двигателей с номинальной мощностью  $\eta_i = 0,25 \div 0,37$ ; для газовых двигателей  $\eta_i = 0,28 \div 0,35$ ; для дизелей  $\eta_i = 0,39 \div 0,55$  и выше.

При работе на номинальной мощности бензиновые двигатели имеют следующие значения эффективного КПД:  $\eta_e = 0,22 \div 0,32$ ; газовые двигатели  $\eta_e = 0,23 \div 0,28$ ; дизели  $\eta_e = 0,32 \div 0,50$  и выше.

#### 2.7.5.5. Эффективный КПД.

Эффективный КПД учитывает внутренние и механические потери в ДВС:

$$\eta_e = \frac{N_e}{m_T \cdot Q_H^p}$$

$$N_e = \eta_m \cdot N_i \qquad \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

#### 2.7.5.6. Удельный индикаторный и эффективный расход топлива

Удельный индикаторный и эффективный расход топлива — это расход топлива  $m_T$ , расходуемого в двигателе для получения в течение одного часа индикаторной или эффективной мощности.

$$g_i = \frac{m_T}{N_i} = \frac{3,6}{\eta_i \cdot Q_H^p} \left[ \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \right]$$

$$g_e = \frac{m_T}{N_e} = \frac{3,6}{\eta_e \cdot Q_H^p} \left[ \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \right]$$

Для бензиновых ДВС:  $g_i = 0,240 \div 0,340 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$

работе на номинальной мощности  $g_e = 0,270 \div 0,355 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$

Для дизелей:

$$g_i = 0,150 \div 0,218 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

$$g_e = 0,160 \div 0,285 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Для газовых двигателей с учётом колебаний в  $Q_H^p$  пользуются удельными индикаторными  $q_i$  и эффективными  $q_e$  расходами теплоты:

$$q_i = 8200 \div 9900 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

$$q_e = 9900 \div 12000 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

#### 2.7.5.7. Тепловой баланс.

Для комбинированных двигателей тепловой баланс имеет вид:

$$Q_T = L_e + Q_{\text{мд}} + Q_{\text{то}} + Q_{\text{ох}} + Q_w$$

$Q_T$  — теплота, выделяемая при сгорании топлива;

$L_e$  — полезная работа поршневого ДВС и ГТУ;

$Q_{\text{мд}}$  — теплота эквивалентная работе на преодоление сопротивлений в механизмах и системах двигателя;

$Q_{\text{то}}$  — потери тепла топлива с отработавшими газами;

$Q_{\text{ох}}$  — потери теплоты в системе охлаждения;

$Q_w$  — потери теплоты от наружных теплопередающих стенок.



### 2.7.5.8. Тенденции развития поршневых ДВС и пути их экологического совершенствования.

Экологические требования к современным двигателям ужесточаются не по дням, а по часам. Три года назад вступили в силу требования Евро-2, сейчас разработана еще более жесткие требования Евро-3, и далее Евро-4.

Эти требования диктуют не вполне логичные с точки зрения простого автолюбителя технические решения: новый двигатель оказывается иной раз слабее предшественника, обрывает не очень понятными, но весьма дорогими системами, которые не повышают, а порой и снижают его потребительские характеристики.

**Таблица № 12**

**Предельно допустимые нормы выбросов, г/км, для легковых автомобилей**

Вредные вещества	Нормы ЕЭК ООН					Российские нормы ОСТ37001.054-86)**	
	R83-02A R15-04 R49-01	Евро-1 R83-028B,C R49-02A	Евро-2 R83-02B,C R49-02B R83-04,C	Евро-3	Евро-4 (проект)	С нейтрализа тором этилиро ванный бензин)	Без нейтрализа тора тилирова нный бензин)
Оксид углерода (CO)	58-110*	2,72	2,2 (бенз.) 1,0 (диз.)	2,3 (бенз.) 0,64 (диз.)	1,0 (бенз.) 0,5 (диз.)	6,17	15,0
Углеводороды (CH)	—	—	—	0,2 (бенз.)	0,1 (бенз.)	—	—
Углеводороды и оксиды (CH+NOx)	19-28*	0,97	0,5 (бенз.) 0,7 (диз.)	0,56 (диз.)	0,3 (диз.)	1,6	5,063
Оксиды азота (NOx)	—	—	—	0,5 (диз.)	0,25 (диз.)	—	—
Частицы (дизели)	—	0,14	0,08	0,05	0,025	—	—
*Единица измерения – г/км при испытаниях **Согласно ОСТ 37001.234-81 для грузовых автомобилей и автобусов выбросы CO составляют 9,5 г/(кВт·ч), углеводородов – 3,4 г/(кВт·ч).							

Какими же должны быть современные поршневые ДВС, в особенности для транспорта? Перечислим современные технические решения:

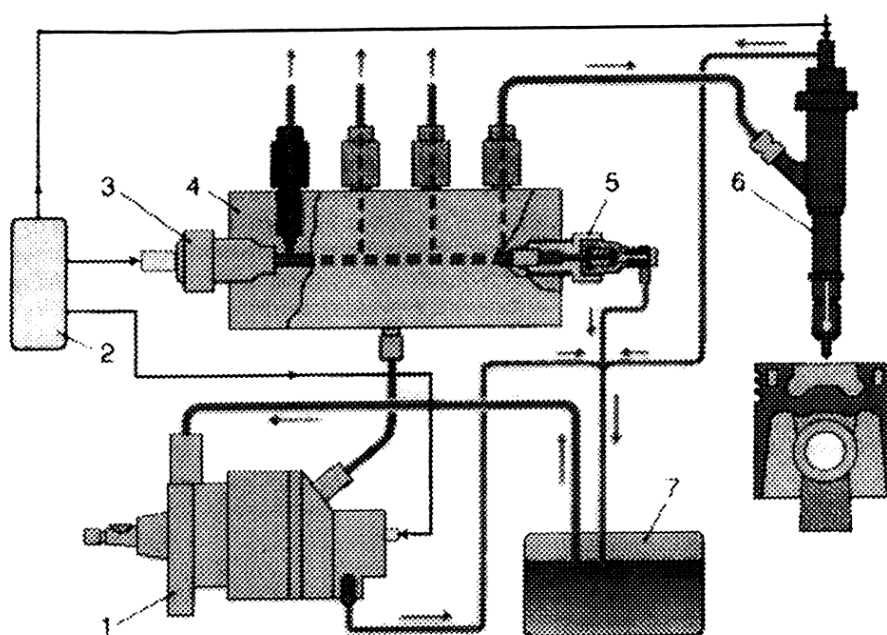
- впускные трубопроводы переменной длины для улучшения наполнения цилиндра. Длинный трубопровод – в режиме максимального крутящего момента, короткий – в режиме максимальной мощности;
- система для изменения фаз газораспределения. В этом случае у двигателя увеличивается тяга, он лучше приспособлен к изменению нагрузки;
- система с регулированием высоты подъема впускных клапанов. При этом отпадает необходимость в дроссельной заслонке, снижается расход топлива на неустановившихся и переходных режимах при соблюдении ограничений на токсичность отработавших газов;
- системы с переменной степенью сжатия;
- системы регулируемого наддува; для управления рабочими процессами двигателя применяются электронные системы автоматического регулирования;
- подъем впускных клапанов электрическим или электрогидравлическим приводом;
- система впрыска топлива «Коммон рейл»;
- непосредственный впрыск бензина в цилиндр, позволяющий достичь наилучших экономических и экологических показателей;

“Коммон рейл” (“общая магистраль”) позволяет непосредственно регулировать моменты впрыска, количество топлива и закон его подачи, давление в магистрали. Принципиальное отличие системы в том, что топливный насос высокого давления (ТНВД рис. 43) подаёт топливо не в индивидуальные трубопроводы к форсункам, а в “общую магистраль”, оборудованную датчиком давления и обратным клапаном, сливающим лишнее топливо в бак. Форсунки остаются прежними, механическими, но к каждой добавился пьезоэлектрический клапан, открытием и закрытием которого управляет электронный блок. Он же управляет ТНВД, обеспечивая различную подачу топлива и давление в “общей магистрали”. Так, давление на холостом ходу минимально, что позволяет снизить шум работы форсунок и ТНВД, а при разгоне с низких оборотов – максимально, что обеспечивает максимальную

приемистость. Концерн “Фольксваген” начал серийное производство легковых дизелей с насос-форсунками, развивающими давление до 205 МПа. При  $N = 85 \text{ кВт} / 115 \text{ л с}$ , расход топлива составил 5,3 л/ 100 км и  $V = 200 \text{ км/ч}$ .

Сочетая сверхвысокое давление впрыска с другими параметрами рабочего процесса дизеля удалось уменьшить содержание окислов азота в выхлопе;

- применение в системе впрыска пьезокерамического инжектора, запатентованного фирмой “Сименс”. Он работает вчетверо быстрее любых клапанов.



**Рис. 43** Схема компонентов системы “коммон рейл” фирмы «Бош»:

1 – топливный насос высокого давления (ТНВД); 2 – электронный блок управления;  
3 – датчик давления; 4 – собственно “общий путь” – коллектор; 5 – обратный клапан; 6 – форсунка с электронным управлением; 7 – топливный бак.

Изобретателям удалось создать 280 – слойный пакет из пьезокерамики, расширяющийся на 80 мкм за 0,1 мс – достаточно, чтобы воздействовать на иглу форсунки с усилием 6300 Н.

- внедрение стартера-генератора. Ротором стартера-генератора служит сам маховик, вокруг которого размещены обмотки статора. Ременный привод генератора не нужен. Электроника сама решает, в каком режиме – стартера или генератора должен работать ИАСД (Интегрированный Стартер – Альтернатор

(Генератор) - Демпфер). Новый механизм развивает 800 об/мин за 0,2 с, экономия топлива в городском цикле –35 %.

- Организация массового выпуска легковых автомобилей с расходом топлива не превышающим 3 л/100 км (“проблема 3<sup>х</sup> литров”).

Начало XXI века – время смены стратегии развития энергомашиностроения в автомобилестроительной промышленности. Планируются научные исследования на 15-20 лет вперед в США, Китае, Южной Корее, Канаде, Европейском сообществе.

Суть проблемы – сделать страны независимыми от импорта нефти, запасы которой в недрах Земли стремительно тают.

США выдвинули две революционные программы до 2020г: “Автомобиль свободы” и “Топливо свободы”. Главная ставка делается на водородный двигатель.

Сегодня в мире находятся в эксплуатации десятки опытных водородных автомобилей, в основном двух типов. Первый использует обычные двигатели внутреннего сгорания, где водород сжигается, как бензин.

Во втором случае место ДВС занял электродвигатель, плюс к нему топливный элемент, в котором происходит окисление водорода с получением электрического тока, который и приводит в действие электродвигатель.

Кроме того, есть прототипы устройств для получения водорода прямо на борту автомобиля из метанола или бензина.

Сравнивая два варианта «водородомобилей» вариант на топливных элементах сегодня рассматривается как предпочтительный. Его главные плюсы: КПД около 50% против 25% у ДВС на водороде, а также практически нулевой, без всяких вредных примесей, выхлоп. Недостаток этого варианта – высокая стоимость топливных элементов (10 тысяч долларов за киловатт мощности). В этом направлении (снижения цены топливных элементов) и действуют программы США и других стран. Для реализации конечной цели – создание

водородных двигателей при стоимости, не превышающей стоимости современных ДВС, работающих на бензине.

Что делается в этом направлении в России?

Работают несколько десятков машин с ДВС на бензине с добавками водорода. Создан самолет работающий на водороде ТУ-155 и ракетный водородный двигатель системы «Энергия-Буран». Ряд отечественных разработок практически не уступает мировому уровню. Это – устройство получения водорода, как в стационарных условиях, так и на борту автомобиля, системы безопасности хранения газа и его использования, топливные элементы и водородные двигатели.

Многие разработки пришли из авиации и космонавтики и вполне могут быть применены в автомобильной программе России. Для того, чтобы не отстать в этой области необходимо, чтобы государство провозгласило водородные технологии и водородный автомобиль своей стратегической целью.

## **2.8 Реактивные двигатели.**

### **2.8.1. Классификация реактивных двигателей.**

Реактивные двигатели являются основным видом силовых установок авиационных, ракетных и космических летательных аппаратов, создающих, приложенную к ним реактивную тягу.

Реактивная тяга – результирующая газодинамических сил давления и трения, приложенных к внутренней и наружной поверхностям двигателя без учета внутреннего сопротивления. Создается за счет отбрасывания в окружающую среду определенной массы вещества (рабочего тела).

В зависимости от способа получения силы тяги все реактивные двигатели делятся на две основные группы:

- воздушно-реактивные
- ракетные

Классификация реактивных двигателей приведена на схеме рис. 44.

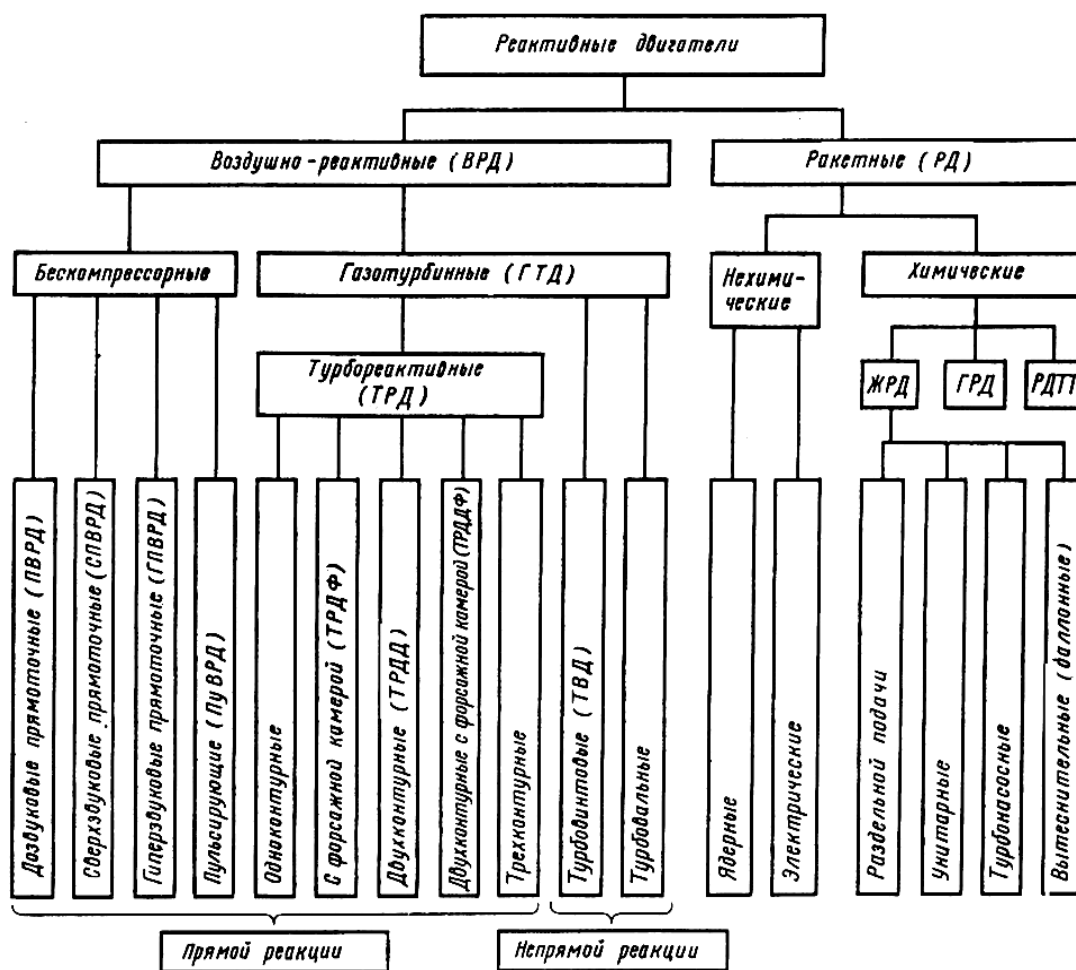


Рис. 44 Классификация реактивных двигателей.

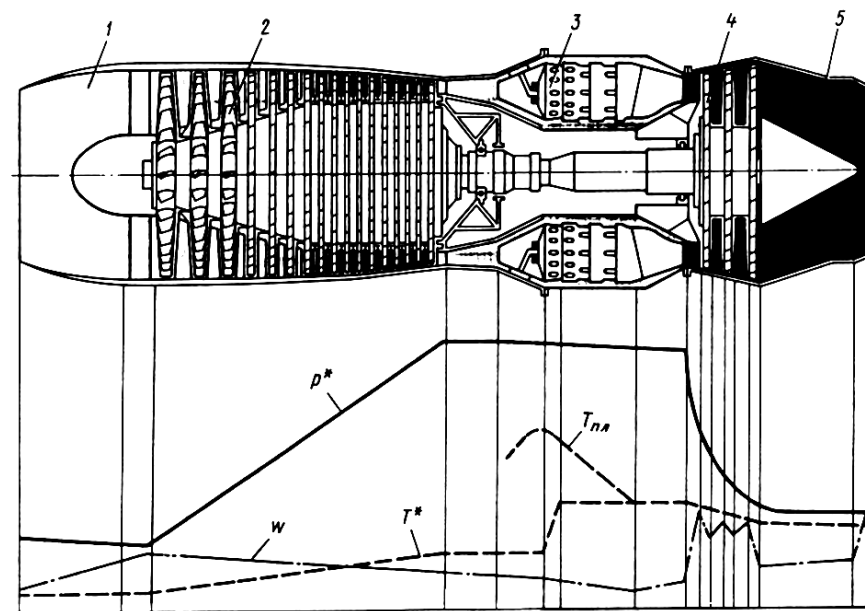
В воздушно-реактивных двигателях (ВРД) основным компонентом рабочего тела является атмосферный воздух, кислород которого используется в качестве окислителя для преобразования химической энергии топлива в тепловую.

Ракетные двигатели (РД) работают на топливе и окислителе, которые транспортируются вместе с двигателем, поэтому его работа не зависит от внешней среды.

Ракетный двигатель (РД) – двигатель, использующий для работы только вещество и источники энергии, имеющиеся в запасе на аппарате.

## 2.8.2. Схемы турбореактивных двигателей (ТРД) и изменение параметров газового потока в них.

ТРД – газотурбинный двигатель, в котором энергия топлива преобразуется в кинетическую энергию струй газов, вытекающий из реактивного сопла.



**Схема ТРД и изменение параметров газового потока в нем**

$P^*$  – давление,  $T^*$  – температура,  $W$  – скорость газов вдоль газозавоздушного тракта ТРД,  
 $T_{пл}$  – температура пламени

1 – воздухозаборник; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – реактивное сопло

На взлете воздух из внешней среды засасывается через воздухозаборник 1. Вследствие потерь давление перед компрессором 2 несколько ниже давления внешней среды. В полете с большими скоростями воздух подвергается динамическому сжатию в свободной струе и в сверхзвуковом диффузоре, затем сжимается в компрессоре, скорость его несколько уменьшается, а температура возрастает. За камерой сгорания 3 при определенном коэффициенте избытка воздуха температура  $T^*$  продуктов сгорания меньше температуры пламени  $T_{пл}$  и имеет значение, при котором обеспечивается надежная работа турбины ГТД. Давление  $P^*$  продуктов сгорания в камере несколько падает, скорость возрастает. Полученные продукты сгорания расширяются в турбине 4 (первая ступень расширения) и в реактивном сопле 5

(вторая ступень расширения). При этом скорость постоянно возрастает, температура и давление в турбине понижаются, а в сопле остаются почти постоянными.

Применение различных типов ВРД определяется скоростью полета (числом Маха).

$M_{\pi} \leq 0,8 \div 0,85$  – пассажирские и транспортные самолеты с ТРД

$M_{\pi} = 3 \div 3,5$  – турбореактивный двигатель с форсажной камерой – ТРДФ

$M_{\pi} > 3,5 \div 4$  – сверхзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели – СПВРД

$M_{\pi} > 6 \div 7$  – гиперзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели – ГПВРД

### **2.8.3 Диаграммы действительных термодинамических циклов воздушных двигателей (ВРД).**

На взлете воздух из атмосферы засасывается в воздухозаборник со скоростью  $150 \div 200$  м/с. В полете на больших скоростях воздух подвергается динамическому сжатию в свободной струе и сверхзвуковом диффузоре до параметров, соответствующих точке “в” на рис. 46. Дальнейшее сжатие воздуха до точки “к” происходит в компрессоре. В современных ТРД основным типом компрессора является многоступенчатый осевой.



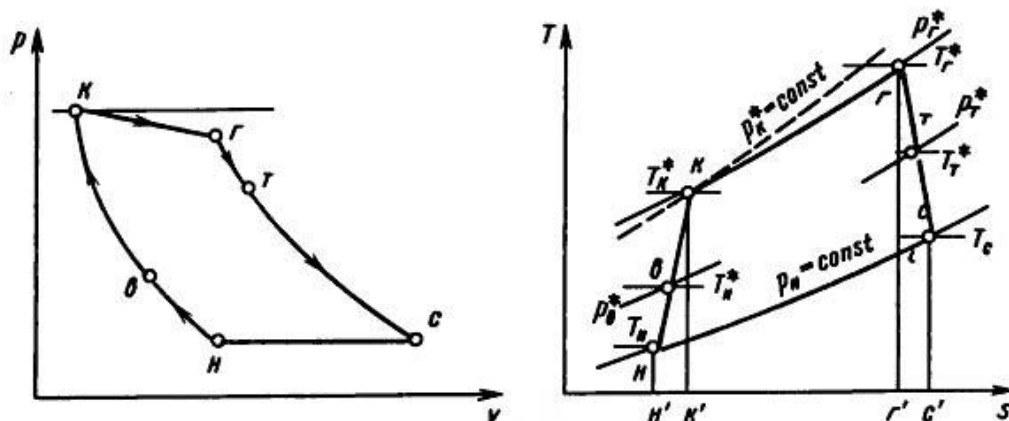


Рис. 46 Диаграммы действительных термодинамических циклов ВРД.

Из компрессора 2 воздух поступает в камеру сгорания 3, где в него впрыскивается топливо. В результате сжигания топлива температура рабочего тела за камерой сгорания доводится до  $T_{\Gamma}^* = 1550 - 1650 \text{ } ^\circ\text{K}$  (точка “ $\Gamma$ ”), в экспериментальных двигателях  $T_{\Gamma}^* \approx 1700 \text{ } ^\circ\text{K}$  выше. В отличие от идеального цикла давление рабочего тела уменьшается на 3–5%.

Процесс расширения в ТРД происходит в турбине до точки “Т” и в реактивном сопле до точки “С”. В турбине 4 часть потенциальной энергии преобразуется в механическую работу на валу, передаваемому компрессору 2. Работа производится газами не только сжатыми в компрессоре, но и нагретыми в камере сгорания, поэтому удельная работа расширения  $l_{турб}$  значительно больше удельной работы сжатия  $l_{комп}$

$$l_{турб} \gg l_{комп}$$

Так как расход воздуха и газа отличаются мало, степень понижения давления в турбине всегда меньше, чем степень повышения давления в компрессоре

$$(P_K - P_6) > (P_c - P_T)$$

И перед реактивным соплом (точка “Т”) избыточное давление всегда больше, чем давление в воздухозаборнике ( $P_6$ ), а температура выше

температуры торможения набегающего потока ( $T_t^* > T_n^*$ ). Очевидно что скорость истечения газов из реактивного сопла ТРД больше скорости полета, что определяет появление реактивной тяги ( $W > V_{\text{полета}}$ ).

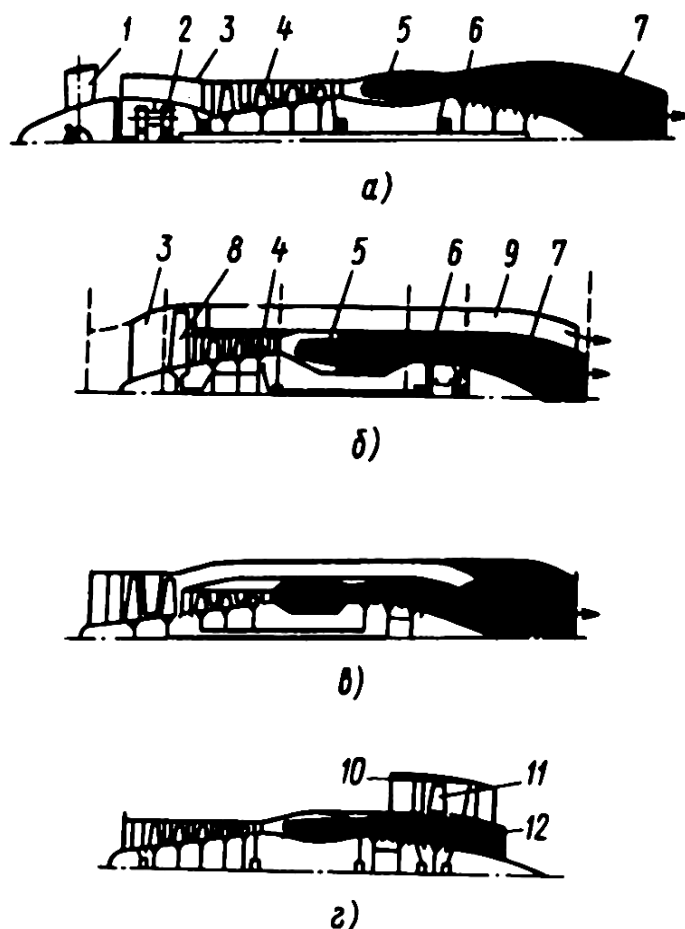
Схемы турбовинтового двигателя (ТВД) и турбореактивного двигателя с раздельными контурами показаны на рисунке 47.

Для сверхзвуковых пассажирских самолетов применяются турбореактивные двухконтурные двигатели (ТРДД) с форсажной камерой (ТРДФ) во внешнем контуре. Цикл внутреннего контура аналогичен циклам внутреннего контура ТРДД или ТРД.

Прямоточные (бескомпрессорные) ПВРД применяются при скоростях полета, когда турбокомпрессор является сопротивлением, вызывающим уменьшение давления за турбиной по сравнению с давлением перед компрессором.

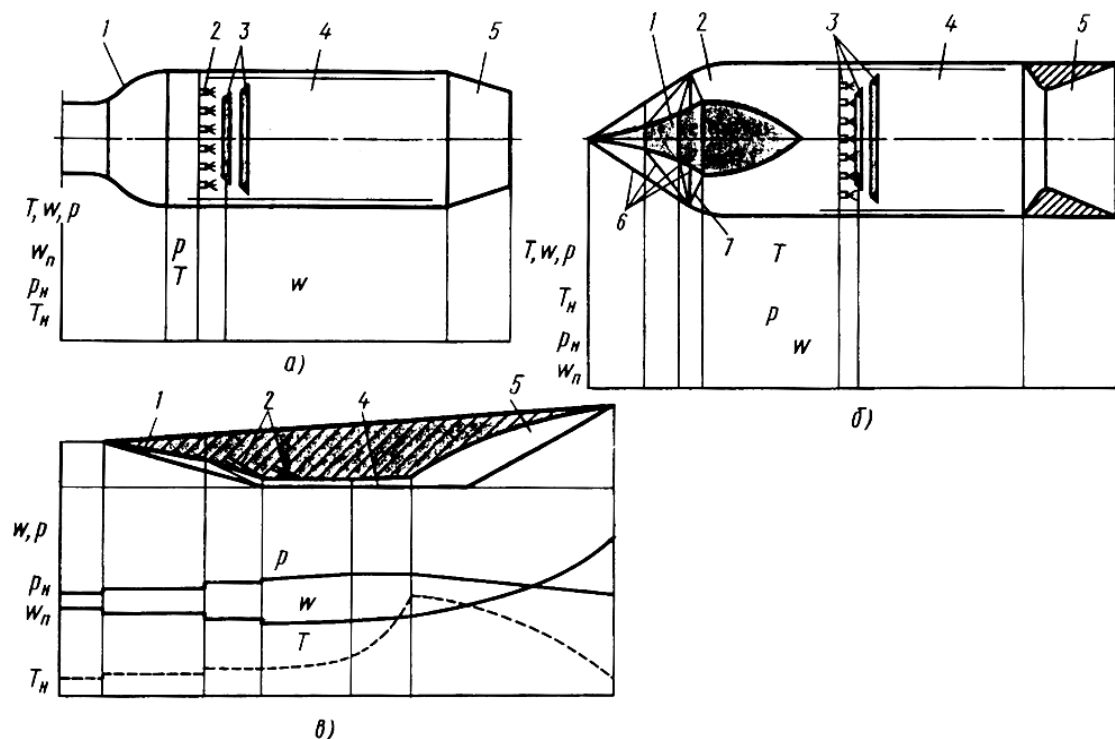
**Рис. 47 Схемы ТВД и ТРДД:**

а — ТВД; б — ТРДД с раздельными контурами и передним расположением вентилятора; в — ТРДД со смешением потоков, общим соплом и передним расположением вентилятора; г — ТРДД с раздельными контурами и задним расположением вентилятора; 1 — воздушный винт; 2 — редуктор; 3 — воздухозаборник; 4 — компрессор; 5 — камера сгорания; 6 — турбина; 7 — реактивное сопло; 8 — вентилятор; 9 — внешний контур; 10 — турбовентиляторная приставка; 11 — вентиляторные лопасти; 12 — турбинные лопасти



При больших скоростях полета возрастает температура торможения потока воздуха. Так при  $M_{\Pi} = 6$  температура воздуха на выходе из воздухозаборника составляет  $1600^{\circ}\text{K}$ , а при  $M_{\Pi} = 10$  достигает  $3600^{\circ}\text{K}$ .

Схемы и изменение параметров по трактам прямоточных воздушно-реактивных двигателей (ПВРД) представлены на рисунке 48.



**Рис. 48 Схемы и изменение параметров по трактам ПВРД:**

- а — дозвукового; б — сверхзвукового; в — гиперзвукового;  
 1 — входное устройство; 2 — форсунки; 3 — стабилизаторы пламени;  
 4 — камера сгорания; 5 — реактивное сопло;  
 6 — фронты косых скачков уплотнений; 7 — прямой скачок

## 2.8.4 Ракетные двигатели.

### 2.8.4.1. Жидкостные ракетные двигатели (ЖРД).

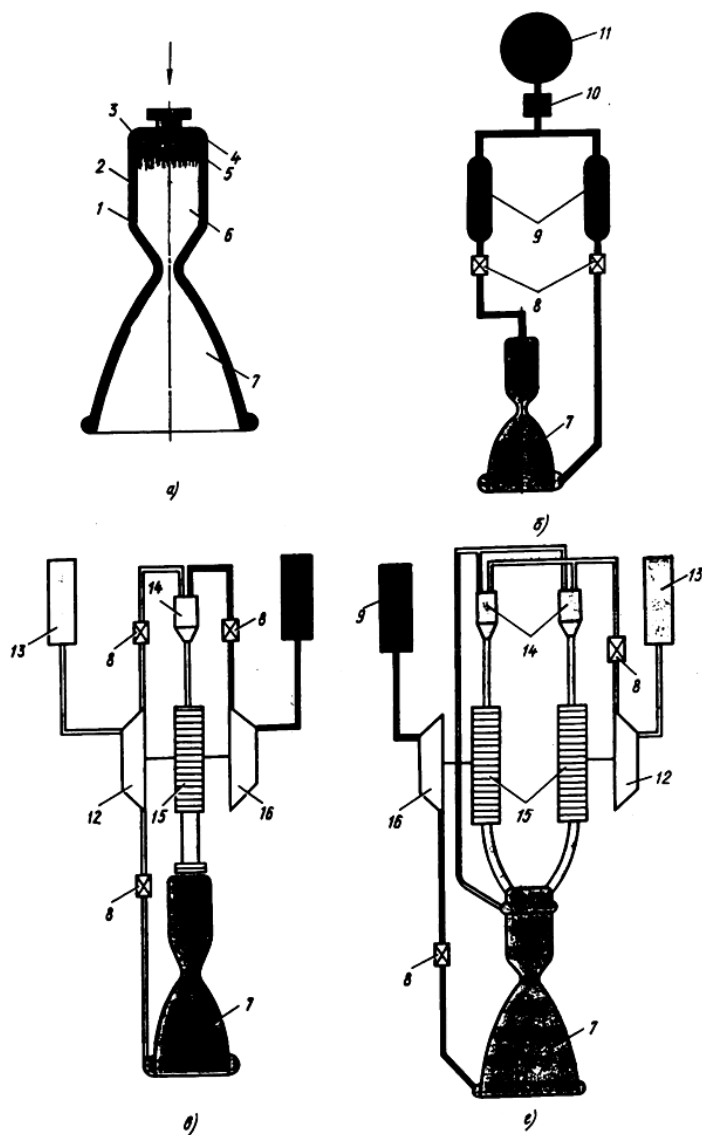
Жидкостные ракетные двигатели делятся на два типа в зависимости от способа подачи компонентов топлива в камеру сгорания. Камера ЖРД создает тягу двигателя и состоит из камеры сгорания 6, сопла 7, головки 4, на которой находятся топливные форсунки 3 и форсунки 5 окислителя.

Для подачи топлива в камеру сгорания используется вытеснительная и насосная системы подачи (рисунок).

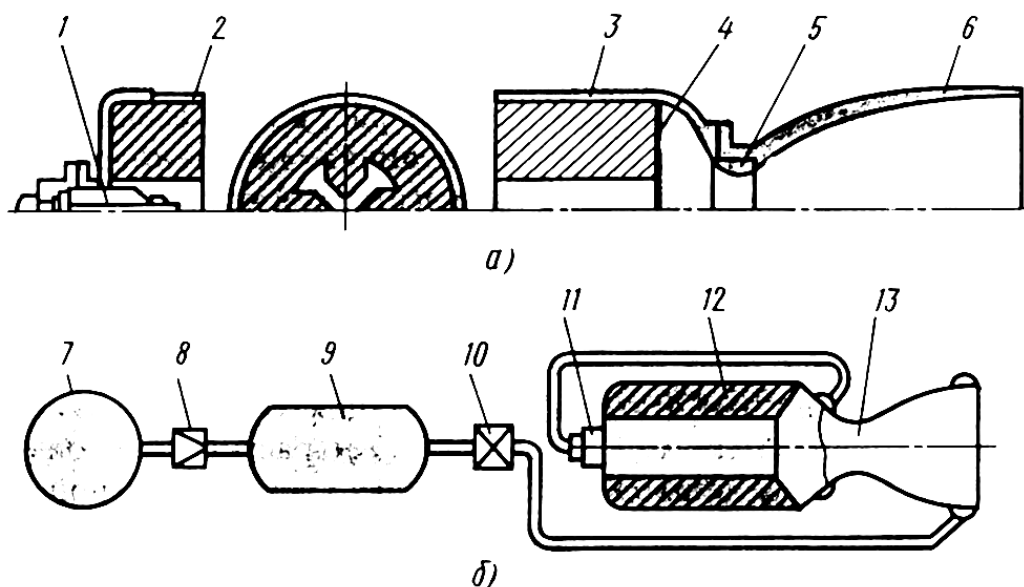
В первом случае для создания давления в топливных баках используются воздушные или жидкостные аккумуляторы.

**Рис. 49 Схемы ЖРД:**

а — камера ЖРД; б — с вытеснительной системой подачи топлива; в — с дожиганием продуктов газогенерации по схеме газ — жидкость; г — с дожиганием продуктов газогенерации по схеме газ — газ; 1 и 2 — стенки камеры; 3 — топливная форсунка; 4 — головка; 5 — форсунка окислителя; 6 — камера сгорания; 7 — сопло; 8 — пускорегулирующий клапан; 9 — топливный бак; 10 — газовый редуктор давления; 11 — аккумулятор давления; 12 — насос окислителя; 13 — бак с окислителем; 14 — жидкостной газогенератор; 15 — турбина; 16 — топливный насос



Во втором случае – повышение давления создается не в баках, а насосами 12 и 16. Привод насоса осуществляется газовой турбиной 15. В качестве источника газа для привода турбин турбонасосного агрегата (ТНА), включающего насосы и турбину, используются жидкостные газогенераторы (ЖГТ), работающие на основных компонентах топлива.



**Рис. 50 Схемы ракетных двигателей твердого топлива:**

А – камера сгорания; б – гибридный ракетный двигатель (ГДР);

1 – воспламенитель; 2 – камера сгорания; 3 – корпус камеры; 4 – заряд твердого топлива;

5 – критическое сечение; 6 – сопло; 7 – баллон со сжатым газом; 8 – редуктор давления;

9 – бак с окислителем; 10 – отсечной клапан; 11 – форсунка окислителя;

12 – заряд твердого топлива; 13 – камера двигателя

#### **2.8.4.2. Ракетные двигатели, работающие на твердом топливе.**

Ракетные двигатели твердого топлива (РДТТ) не имеют системы подачи топлива, что существенно упрощает их конструкцию (рис. 50). Заряд твердого топлива 4 помещается в камеру сгорания 2. Воспламенение заряда осуществляется воспламенителем 1. В результате сгорания топлива образуются высокотемпературные продукты сгорания, которые истекая через сопло 6, создают реактивную тягу.

ЖРД и РДТТ имеют свои преимущества и недостатки:

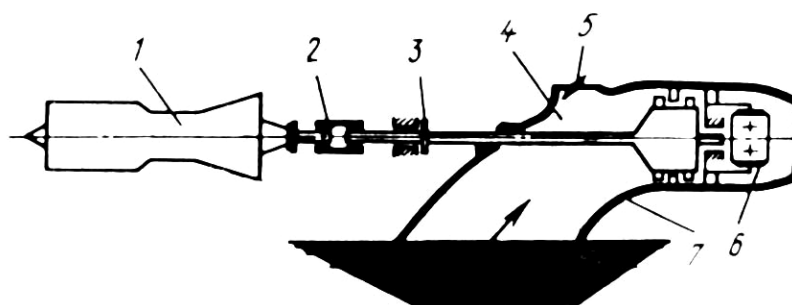
- ЖРД имеет более высокие удельные импульсы и меньшую массу, способность многократного пуска и регулирования тяги в широких пределах, но сложны в конструктивном отношении;
- РДТТ имеет меньшие значения удельного импульса, большую массу, но просты по конструкции, надежны в эксплуатации, быстрее готовятся к пуску.

### **2.8.5 Применение реактивных двигателей.**

Реактивные двигатели применяются в промышленности, энергетике и на транспорте:

авиационные газотурбинные двигатели:

- в типовых и резервных энергетических установках на электростанциях;
- в передвижных электростанциях мощностью 1600, 2000, 8000, 10000 кВт. Например, блочно-транспортная электростанция БГТЭС – 9,5 с АГТД НК – 14Э;
- в стационарных условиях АГТД используют в качестве привода бурильных установок, перекачивающих агрегатов на газо- и нефтепроводах ( $N = 6.3$  мВт с НК – 12СТ);
- в судовых установках (главная силовая установка судна на подводных крыльях “Буревестник” (два двигателя АИ – 20А мощностью по 2000 кВт, приводящие двухступенчатые водометные движители));
- экранолетах (2 АГТД);
- в качестве приводов электрогенератора и передвижных электростанций, силовых установок скоростных пассажирских поездов (турбопоездов) со скоростями движения более 100 – 120 км/час.



**Рис. 51** Схема главной силовой установки судна на подводных крыльях «Буревестник»:

1—ТВД АИ-20А; 2-муфта; 3-осевой подшипник; 4 — воздухозаборник; 5 — воздушная заслонка; 6 — регулируемое сопло; 7 — водометный движитель

## **2.8.6 Основные параметры, характеризующие эффективность и экономичность работы реактивного двигателя.**

### **2.8.6.1. Степень двухконтурности.**

Для турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) используют показатель:

$$y = \frac{m_{вн}}{m_{вв}},$$

который называется «степенью двухконтурности».

$m_{вн}$  и  $m_{вв}$  — расход воздуха во внешнем и внутреннем контуре.

В зависимости от назначения двигателя показатель “У” меняется в широких пределах  $Y=0,4 \div 8$ .

Для ТРД  $m_g = 0$  и  $Y = 0$ .

### **2.8.6.2. Эффективная тяга.**

Эффективная тяга — это результирующая газодинамических сил давления и трения, приложенных к внутренней ( $P_{вн}$ ) и наружной ( $P_{нар}$ ) поверхности двигателя с учетом внешнего сопротивления:

$$P_{эфф} = P_{вн} + P_{нар}$$

Значение  $P_{вн}$  определяется суммой сил давления и трения, действующие на все элементы двигателя, расположенные внутри гондолы.

Значение  $P_{нар}$  определяется суммой сил давления и трения на наружной поверхности гондолы двигателя.

Таким образом, эффективная тяга двигателя равна внутренней тяге двигателя за вычетом силы суммарного лобового сопротивления гондолы, в которую заключен двигатель.

### 8.6.3. Удельная тяга.

Удельная тяга – это отношение реактивной тяги ГТД к секундному расходу воздуха.

Для ВРД – 
$$P_{уд} = \frac{P}{m_{\epsilon}}$$

Для ТРДД – 
$$P_{уд} = \frac{P}{m_{\epsilon н} + m_{\epsilon в}}$$

Мощность  $N$  двигателя (ВРД) определяется суммой мощности винта ( $N_{\epsilon}$ ) и реактивной струи ( $N_{рс}$ )

$$N_{врд} = N_{\epsilon} + N_{рс}$$

Если двигатель развивает реактивную тягу  $P$ , то при скорости полета  $W_{п}$  (м/с) мощность  $N_{рс}$  (в кВт) реактивной струи:

$$N_{рс} = (P \cdot W_{п}) / 1000$$

Мощность ТВД изменяется от 150 – 200 кВт до 12 мВт и более.



#### 2.8.6.4. Лобовая тяга.

Лобовая тяга – это отношение тяги двигателя к его лобовой площади

$$P_F = \frac{P}{A_{mid}}$$

у ТРД  $P_F$  достигает  $120 \text{ кН/м}^2$

#### 2.8.6.5. Эффективный КПД.

Эффективный КПД ( $\eta_e$ ) реактивного двигателя – отношение теплоты эквивалентной работе двигателя, к теплоте, введенной в двигатель с топливом:

$$\eta_e = l_e / q_1$$

#### 2.8.6.6. Тяговый КПД.

Тяговый КПД ( $\eta_F$ ) показывает, какая часть располагаемой кинетической энергии переходит в полезную тяговую работу; он учитывает потери кинетической энергии с продуктами сгорания, выходящими из двигателя. Формула Б.С.Стечкина:

$$\eta_F = 2 / (1 + W_C / W_{II})$$

$W_C$  – скорость истечения газов;

$W_{II}$  – скорость полета

Чем больше отношение  $W_C / W_{II}$ , тем меньше тяговый КПД.

### **2.8.6.7. Полный КПД.**

Полный КПД ( $\eta_{\Pi}$ ) - это отношение полезной тяговой работы двигателя к располагаемой энергии топлива

$$\eta_{\Pi} = \eta_e \cdot \eta_F$$

Тяговый КПД  $\eta_F$  непрерывно увеличивается по мере роста скорости полета  $W_{\Pi}$ .

Эффективный КПД ( $\eta_e$ ) также возрастает, при этом в связи с увеличением общей степени повышения давления в двигателе вследствие динамического сжатия. Следовательно, полный КПД ( $\eta_{\Pi}$ ) и непрерывно увеличивается с ростом  $W_{\Pi}$ .

### **2.8.6.8. Основные виды окислителя и топлива в ЖРД.**

Окислительными элементами являются кислород, фтор, хлор и различные химические соединения на их основе.

Основными горючими элементами ЖРД являются углерод, водород, металлы (алюминий, магний, бор, бериллий и др.), а также соединение этих элементов.

Химическая энергия топлива преобразуется в тепловую в результате экзотермических реакций, происходящих при наличии окислителя.

## **2.9. Плазменные энергетические установки.**

### **2.9.1. Характеристики плазмы.**

Плазма – частично или полностью ионизированный газ, в котором плотность положительных и отрицательных зарядов практически одинакова.

Низкотемпературная плазма  $T \leq 10^5 \text{ K}$

Высокотемпературная плазма  $T > 10^6 \text{ K}$

Низкотемпературная плазма используется в магнитогидродинамических (МГД) генераторах или термоэлектронных преобразователях (ТЭП).

Высокотемпературная плазма – в термоядерных энергетических установках.

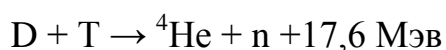
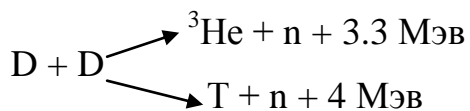
### 2.9.2. Термоядерные реакции.

Реакция деления тяжелых ядер урана и плутония являются основой атомной (ядерной) энергетики.

Реакция синтеза (слияния) легких ядер являются основой термоядерной энергетики.

Термоядерные реакции синтеза дейтерия (D) и трития (T) представляют наибольший интерес для термоядерной энергетики.

Дейтерий – это тяжелый изотоп водорода; тритий – это сверхтяжелый изотоп водорода.



${}^3\text{He}$  и  ${}^4\text{He}$  – изотопы гелия; n – нейтрон; P – протон

Энергия, выделяемая при этих реакциях, более чем в  $10^6$  раз превышает теплоту сгорания одного атома бензина.

Температура, при которой могут протекать термоядерные реакции синтеза составляют  $\approx 10^8 \div 10^9 \text{ K}$ . При такой температуре любое вещество находится в полностью ионизированном плазменном состоянии и состоит из ядер и свободных электронов. Необходимо поддерживать такую температуру в

течении определенного времени  $t_{\text{гр}}$ . Нагрев плазмы и ее удерживание являются сложнейшей научно-технической задачей.

Термоядерные установки по величине  $t_{\text{гр}}$  делятся на:

- квазистационарные;
- импульсные

В квазистационарных установках плазма удерживается магнитными полями.

Концентрация частиц  $n \approx 10^{20} - 10^{22} \text{ 1/М}^3$

Время удерживания  $t_{\text{гр}} \approx 10 - 0,1 \text{ сек}$

В импульсных термоядерных установках используется инерционный метод удерживания плазмы, т.е. нагрев и сжатие небольших шариков термоядерных топлив (смесь дейтерия и трития) мощным лазерным излучением или мощными релятивистскими электронными пучками (РЭП) за короткое время существования свободной ничем не удерживаемой плазмы.

Концентрация частиц  $n \approx 10^{25} - 10^{31} \text{ 1/М}^3$

Время удерживания  $t_{\text{гр}} \approx 10^{-11} - 10^{-5} \text{ сек}$

### **2.9.3. Термоядерные энергетические установки.**

#### **2.9.3.1. Установка с реактором – токомаком.**

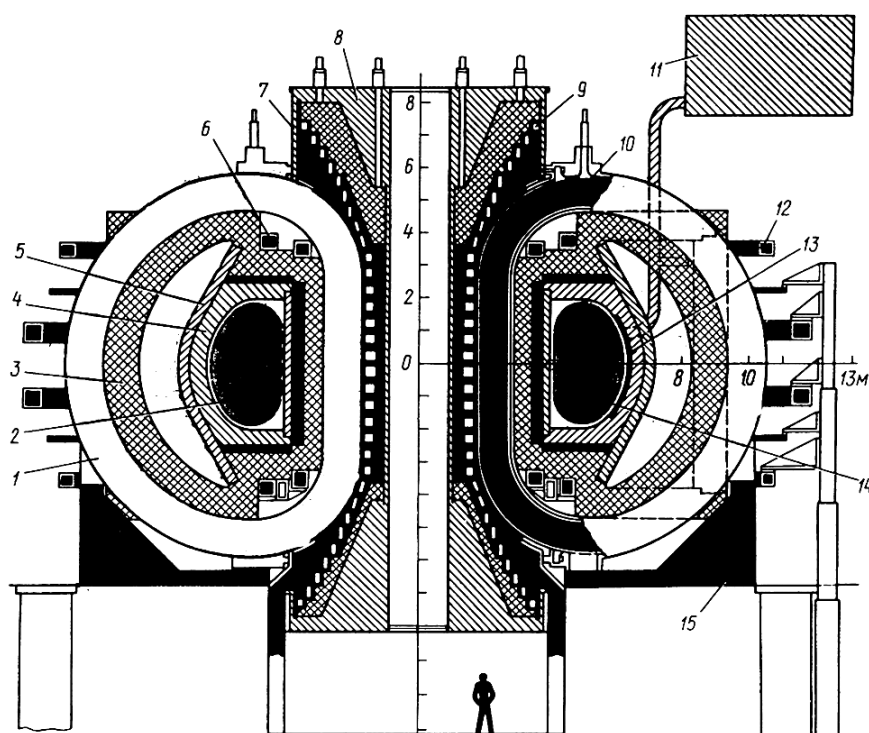
Токомак – тороидальная камера с магнитной катушкой. Поперечное сечение реактора – токомака показано на рисунке.

Термоядерные нейтроны уносят более 80% энергии, выделяющейся в реакции. Они проходят через внутреннюю стенку 2 вакуумной камеры и поглощаются во внешнем бланкете (одеяле) 4. Бланкет служит для преобразования кинетической энергии нейтронов в тепловую энергию материала бланкета для воспроизводства трития. Бланкет заполняется литий содержащими материалами ( $\text{Li}_2\text{O}_3$ ;  $\text{Li}_2\text{C}_2 \dots$ ).

Камеру blankets выполняют из ниобия, который выдерживает температуру  $1300^{\circ}\text{K}$  и через который хорошо диффундирует тритий.

Размеры Токамака и ресурс его работы во многом определяются материалами и размерами первой стенки 2, которая первой воспринимает тепловой и радиационной потоки от плазмы. Тепловые потоки через первую стенку достигают  $(1 - 5) \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ .

Для защиты первой стенки используется вдув холодного газа между плазмой и стенкой и литиевая защита.



**Рис. 52 Поперечное сечение реактора-токамака:**

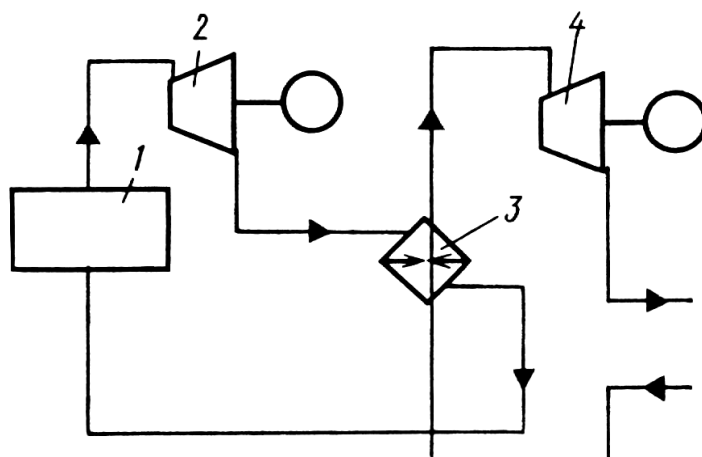
- 1 — катушка тороидального поля; 2 — внутренняя стенка;  
 3 — защитная оболочка; 4 — внешний blanket; 5 — катушка; 6 и  
 12 — катушки полоидального поля; 7 — опорная колонна; 8 — изоляция; 9 — катушка  
 индуктора; 10 — защита от вихревых токов; 11 — источник ВЧ-питания; 13 — ввод СВЧ;  
 14 — плазма; 15 — опора

Минимальная мощность промышленного реактора – токамака должна быть не менее 2000 МВт.

### 2.9.3.2. Лазерный термоядерный синтез.

Лазерный термоядерный синтез осуществляется в виде микровзрывов мишеней мощным пучком лазерного излучения, пучками электронов или ионов.

Симметричное облучение мишеней вызывает ее сильное сжатие за счет реактивной силы, возникающей при испарении внешних слоев оболочки мишени. При этом 30% термоядерной энергии идет на нагрев мишени до высоких температур и образования разлетающейся плазмы, а около 70% энергии уносится нейтронами.



**Рис. 53 Двухконтурная схема преобразования энергии:**

1 – реактор; 2 – калиевая турбина с генератором;  
3 – теплообменник; 4 – паровая турбина с генератором

**Таблица № 13**

Энергия лазерного излучения, кДж	Масса мишени, мг	Коэффициент усиления $\lambda$	Энергия термоядерного реактора $E_{я}$ , МДж	Полное число нейтронов
10	$6 \cdot 10^{-3}$	80	8	$2,8 \cdot 10^{17}$
$10^2$	$6 \cdot 10^2$	110	11	$3,9 \cdot 10^{18}$
$10^3$	0,15	1000	$10^3$	$3,5 \cdot 10^{20}$

Расчетные параметры микровзрывов приведены в таблице. Анализ этих данных позволяет определить основные параметры лазерно-термоядерной установки.

Энергия лазерного излучения  $E_{\text{л}} = (5 \cdot 10^5 \div 5 \cdot 10^6) \text{ Дж}$

Пиковая мощность лазера  $N_{\text{л}} \geq 5 \cdot 10^{14} \text{ Вт}$

КПД лазерной системы  $\eta_{\text{л}} > 0,02 \div 0,03$

Коэффициент усиления реактора по энергии  $\lambda > 100$

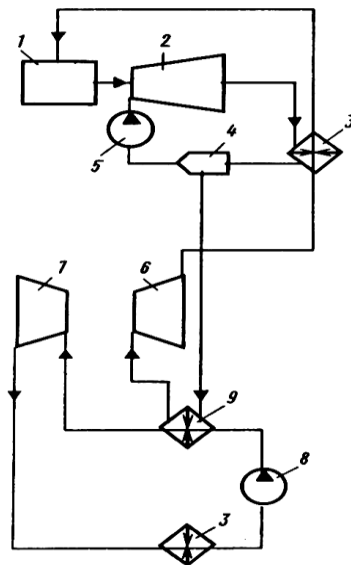
Чистота повторения микровзрывов  $\nu \geq 10 \text{ Гц}$

### 2.9.3.3. Тепловые циклы и схемы термоядерных реакторов.

Двухконтурная схема преобразования энергии представлена на рисунке.

Первичный теплоноситель калий, проходя в реакторе один через литиевый бланкет, нагревается до температуры  $\approx 1200 \div 1300 \text{ }^{\circ}\text{К}$  и приводит в действие калиевую турбину 2; затем поступает в теплообменник 3, нагревает в нем водяной пар до температуры  $\approx 850 \div 900 \text{ }^{\circ}\text{К}$ , который срабатывается в паровой турбине 4.

Схема термоядерной двухконтурной установки с МГД-генератором и паровой турбиной представлена на рисунке.



**Рис. 54** Схема термоядерной двухконтурной установки с МГД-генератором и паровой турбиной:

1 – реактор; 2 – МГД-генератор; 3 и 9 – теплообменник; 4 – фильтр; 5 – насос подачи присадки; 6 – компрессор; 7 – турбина; 8 – насос

Часть энергии плазмы, вытекающей из реактора 1, преобразуется в электрическую энергию в канале МГД-генератора 2. Затем плазма проходит через теплообменник 3, нагревая рабочее вещество паротурбинного цикла. Через этот же теплообменник 3, проходит и теплоноситель, охлаждающий blanket. Водяной пар нагревается в теплообменнике до  $900^{\circ}\text{K}$  и срабатывается в турбине 7.

Во втором контуре могут быть использованы, не только паровой, но и газовый и парогазовый циклы.

Применение МГД-генератора в качестве первой ступени позволяет поднять верхнюю температуру цикла в квазистационарных реакторах до  $(2-3) \cdot 10^4$   $^{\circ}\text{K}$ . В этом случае КПД термоядерной установки может достигать высоких значений ( $\eta_t \approx 0.6 \div 0.8$ ).

В июня 2001г. в Москве обсуждалась программа создания “Технического проекта ИТЭР” – экспериментального термоядерного реактора. Под эгидой МАГАТЭ над проектом работают специалисты Европейского союза, России, США, Японии и Канады. Реактор – типа Токомак. Высота вакуумной камеры – 15м, внешний диаметр – 12м, само здание кубической формы со стороной 70м. Обмотки тороидального поля центрального соленоида охлаждаются жидким гелием до температуры  $4,5^{\circ}\text{K}$ . Общий вес магнитной системы вместе с каркасом из нержавеющей стали – 8700 тонн. Blanket со всех сторон охватывает плазму. В blanketе находятся теплообменники, по которым пропускают воду. Полученный пар вращает паровую турбину, а она – ротор генератора.

Строительную площадку предлагают Франция, Япония, Канада и в течение ближайший 8 лет планируется построить ИТЭР. Далее предполагается проект опытно-промышленной термоядерной электростанции (ТЯЭС), на которой станут отрабатываться все виды получения энергии для будущих поколений человечества. Другой энергетики пока не предвидится.



#### **2.9.3.4. Энергетические установки с магнитогидродинамическими (МГД)-генераторами.**

МГД-генератор – установка прямого преобразователя тепловой энергии в электрическую в результате возникновения тока в плазме, движущейся поперек магнитного поля.

МГД-генератор работает с высокой начальной температурой и не имеет движущихся частей.

В МГД-генераторах используется низкотемпературная плазма ( $T \approx 3000 \text{ }^{\circ}\text{K}$ ) движущейся с большой скоростью ( $W \approx 1000 \text{ м/с}$ ) поперек магнитного поля. Использование МГД-генератора позволяет повысить КПД тепловой электростанцией от 40-42% до 50%, а в перспективе до 60%.

Получение плазмы со степенью ионизации  $\alpha \approx 0,1$  обеспечивается введением в камеру сгорания небольшого количества легкоионизирующихся присадок, содержащих щелочные металлы.

Камеры сгорания могут работать на жидком, газообразном и твердом топливе.

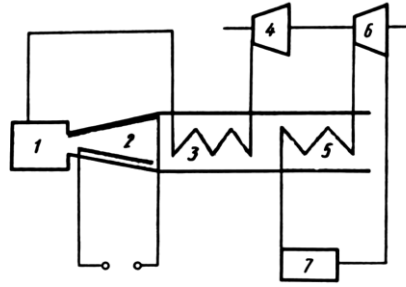
Геометрия канала линейного МГД-генератора установки У – 25 ИВТАН мощностью 25 МВт выбирается из условия поддержания по длине канала в номинальном режиме постоянной околосвуковой скорости равной  $\approx 900 \text{ м/с}$ .

Электроды – секционные, с шагом 60–100 мм, длина канала 6,4м, высота проточной части 0,38 – 0,42м, ширина канала на выходе – 1,34 – 2м.

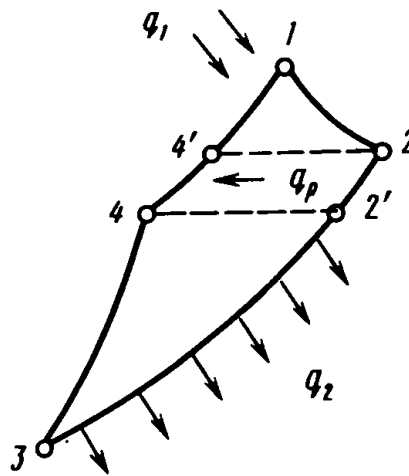
Электроды выполнены из керамики  $\text{ZrO}_2$  с различными добавками, а изоляторы из окиси магния  $\text{MgO}$ .

Трудности с реализацией МГД-генераторов связаны с конструкцией токосъемников, выдерживающих высокие температуры в течении заданного ресурса работы МГД-генератора.

Схема установки с МГД-генератором открытого цикла представлена на рисунке 55.



**Рис. 55** Схема установки с МГД-генератором открытого цикла:  
1 – камера сгорания; 2 – МГД-генератор; 3 – регенератор; 4 – компрессор; 5 – теплообменник; 6 – турбина; 7 – насос



**Рис. 56** Реальный цикл МГД-генератора с регенерацией

Комбинированные установки с МГД-генератором могут работать как по открытому, так и замкнутому циклу.

Реальный термодинамический цикл МГД-генератора с регенерацией представлен на рисунке 56: процесс 34 – сжатие газа в компрессоре, процесс 41 – нагрев газа в камере сгорания ( $P = \text{const}$ ), процесс 12 – расширение плазмы в канале, процесс 2-3 охлаждение газа теплообменника.

Количество тепла, передаваемая в регенераторе от плазмы к воздуху:

$$q_{\text{рег}} = \sigma_p \cdot C_p \cdot (T_2 - T_4),$$

$\sigma_p$  – степень регенерации.

## **2.10. Компрессорные машины.**

### **2.10.1. Классификация компрессорных машин.**

В зависимости от назначения компрессорные машины подразделяются на:

- компрессоры, повышающие давление газов до 0,2 – 0,3 мПа и выше;
- газодувки, повышающие давление до 0,01 – 0,3 мПа;
- вакуум-насосы

По характеру рабочего процесса различают компрессорные машины на:

- объемные;
- турбокомпрессоры;
- роторные;
- Рутс-компрессоры;
- Лисхольм – винтовые компрессоры.

В объемных машинах повышение давления газа происходит путем изменения объема рабочего пространства (поршневые компрессоры);

В газодинамических машинах внешняя энергия преобразуется в начале в энергию струи сжимаемого газа или энергией вихрей (первая стадия рабочего процесса) с помощью вращающегося рабочего колеса с лопатками, а затем (на второй стадии рабочего процесса) кинетическая энергия струи или вихря переходит в потенциальную энергию давления сжатого газа.

Области применения компрессорных машин в зависимости от производительности и давления показаны на рисунке 57.

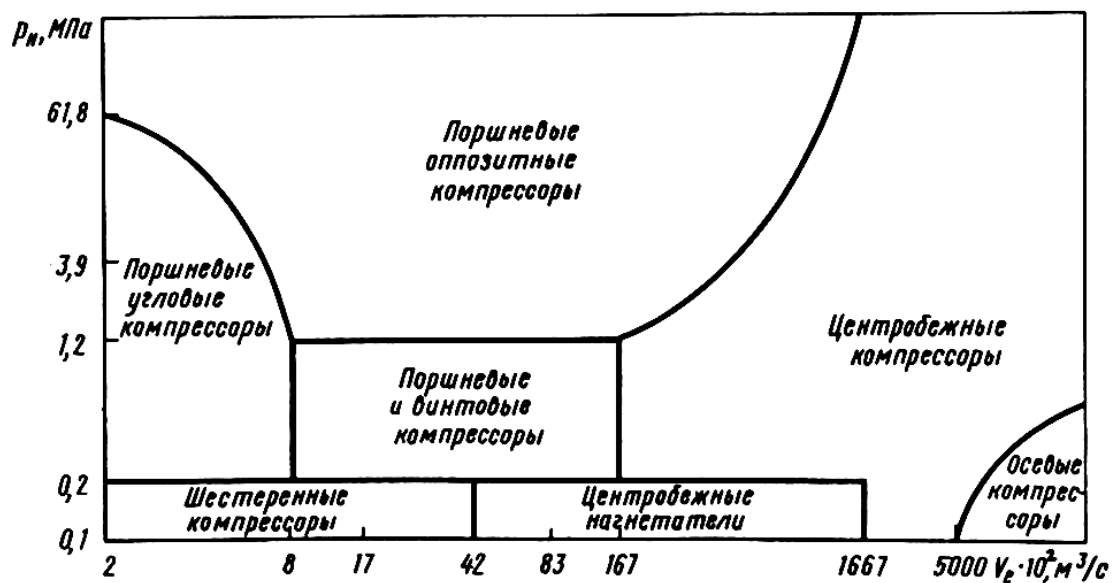


Рис. 57

В настоящее время в стране выпускаются сотни типоразмеров компрессорных машин с параметрами:

- производительность 0,02 – 12 тыс. м³/мин;
- давление до 250 МПа;
- мощность 0,1 – 40 МВт

### 2.10.2. Объемные компрессоры.

Применяются для достижения средних и высоких давлений при малой производительности.

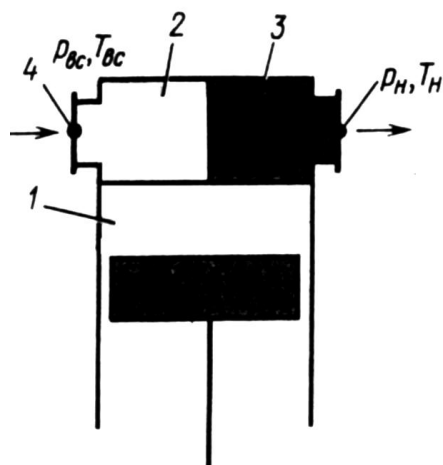
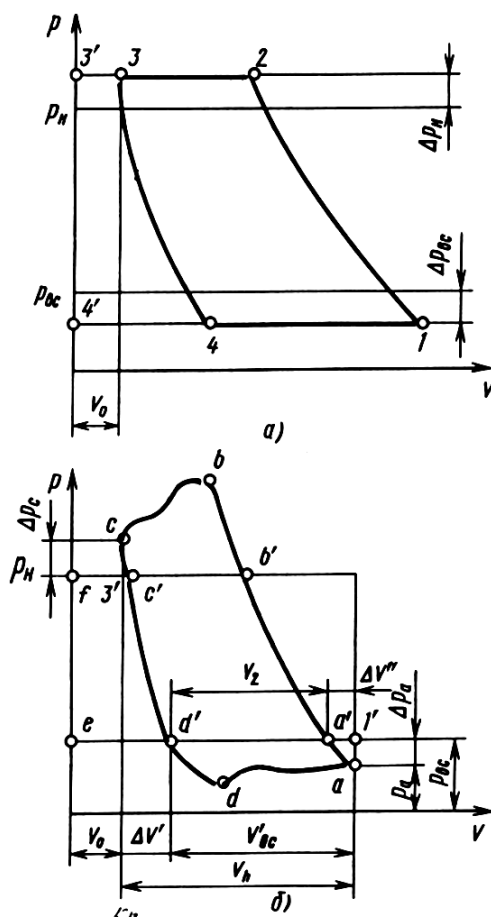


Рис. 58 Контрольные объемы поршневого компрессора

- 1 — рабочая полость, 2 — полость всасывания, 3 — полость нагнетания,
- 4 — стандартная точка всасывания с параметрами  $P_{вс}$  и  $T_{вс}$

Индикаторная диаграмма – зависимость давления газа в цилиндре от объема рабочей полости цилиндра.



**Рис. 59** Индикаторные диаграммы процессов поршневого компрессора:  
а – схематизированная; б – действительная

$V_0$  – объем вредного пространства;

$V_h$  – рабочий объем;

$V_{bc}$  – действительный всасываемый объем;

$\Delta V' = V_{d'} - V_0$  – объем обратного расширения, оставшегося в мертвом пространстве.

Объемный КПД – отношение действительного всасываемого объема  $V_{bc}$  к рабочему объему  $V_h$ :

$$\eta_{об} = V_{bc} / V_h$$

В поршневых компрессорах основное влияние на уменьшение производительности оказывает вредный объем  $V_o$ . Коэффициент вредного пространства  $\varepsilon_0 = V_o / V_o$ ;  $\varepsilon = 0,025 \div 0,06$ .

Изотермическое сжатие ( $bc''$ ) соответствует идеальным условиям охлаждения стенок цилиндра при минимуме затрачиваемой на сжатие работы.

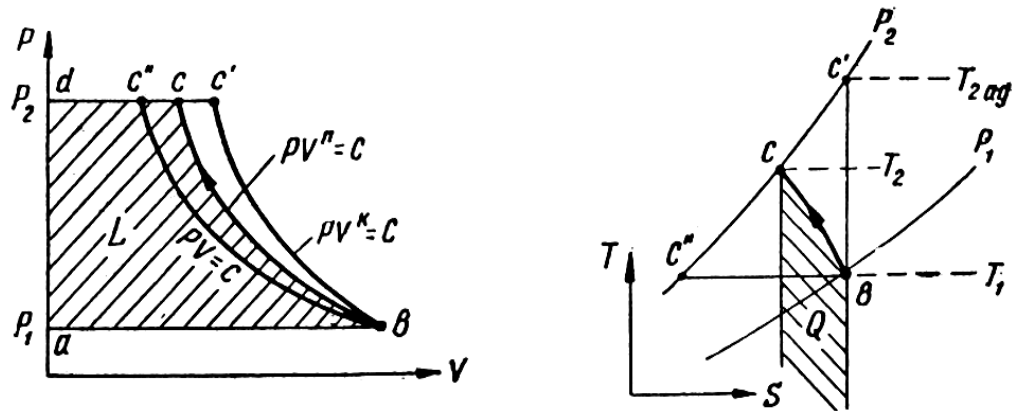


Рис. 60 P-V и T-S диаграммы сжатия в компрессоре.

При необходимости достижения высоких конечных давлений применяются многоступенчатые компрессоры с охлаждением сжимаемого газа между ступенями.

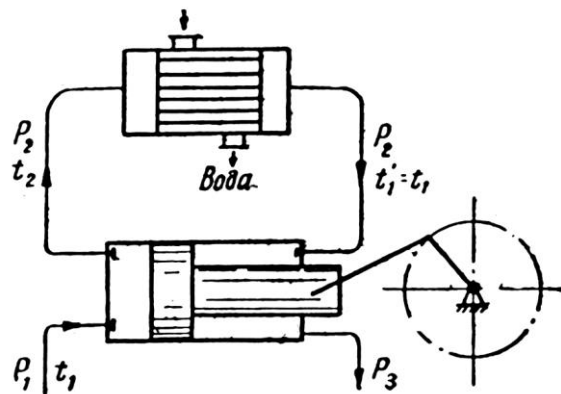


Рис. 61 Двухступенчатый компрессор с охлаждением между ступенями.

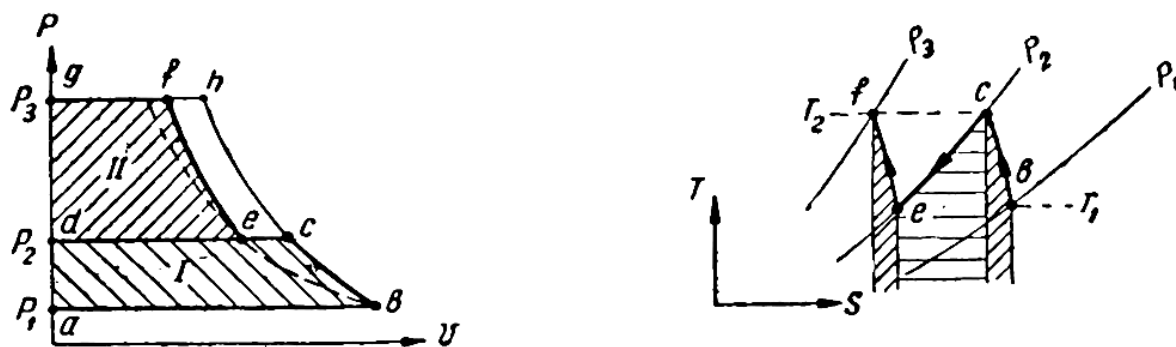


Рис. 62 Диаграммы сжатия в двухступенчатом компрессоре.

### 2.10.3. Турбокомпрессоры.

Турбокомпрессоры различаются в зависимости от направления потока сжимаемого воздуха: поток воздуха в проточной части компрессора имеет радиальное либо осевое направление.

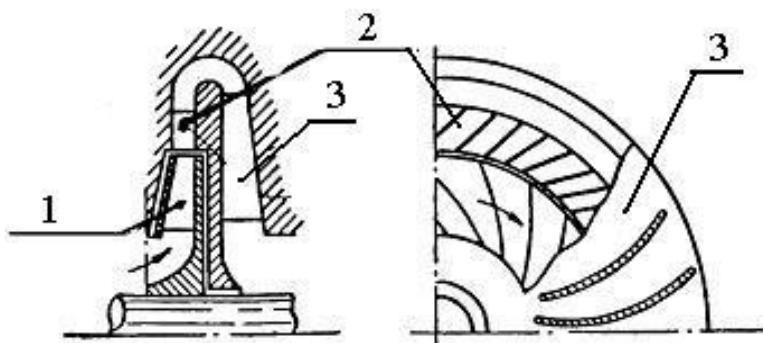


Рис. 63 Центробежный компрессор

1 – колесо;  
2 – диффузор;  
3 – обратный направляющий аппарат.

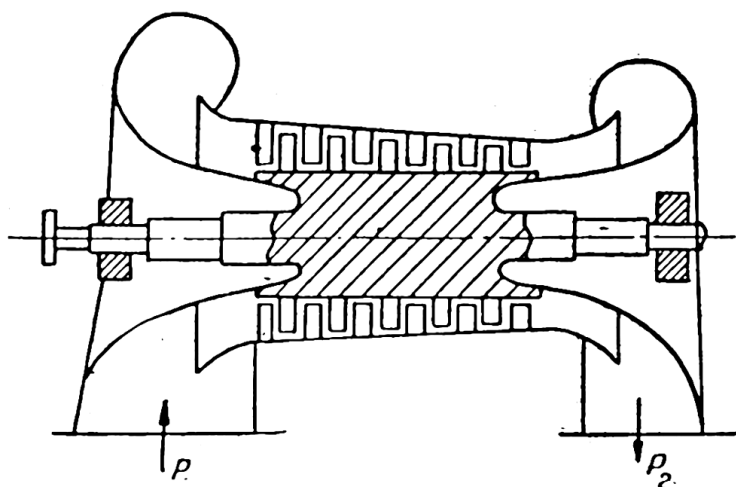


Рис. 64 Многоступенчатый осевой компрессор

Необратимые процессы: трение, удар, завихрения, утечки через зазоры, гидравлические потери.

В поршневых компрессорах – это гидравлические сопротивления в клапанах, теплообмен между стенками и сжимаемым газом.

Экономическая оценка работы как поршневого, так и турбинного компрессора проводится по двум вариантам КПД:

изотермического КПД компрессора  $\eta_{из} = L_{из}/L$

и изэнтропного (адиабатического) КПД компрессора  $\eta_{ад} = L_{ад}/L$

В расчете на 1 кг сжимаемого газа теоретическая (техническая) работа равна:

$$L_{из} = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \cdot 10^{-3} \text{ (кДж/кг)}$$

$$L_{ад} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot P_1 \cdot V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot 10^{-3} = (i_{2ад} - i_1) =$$

$$= C_p \cdot (T_{2ад} - T_1)$$

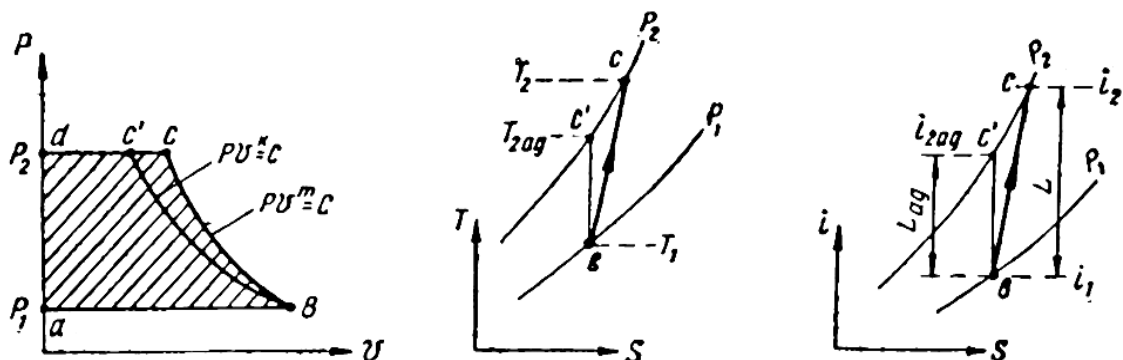


Рис. 65



В практике работу, затрачиваемую в реальном турбокомпрессоре, принято определять по формуле:

$$L = L_{ad} / \eta_{ad} \quad (\text{кДж / к})$$

При этом  $\eta_{ad}$  турбокомпрессоров принимается равным:

— для центробежных  $\eta_{ad} = 0,75 \div 0,80$

— для осевых  $\eta_{ad} = 0,80 \div 0,90$

Степень повышения давления  $P_2/P_1$  для одной ступени турбокомпрессора:

— для осевых машин  $P_2/P_1 = 1,15 \div 1,3$

— для центробежных машин  $P_2/P_1 = 1,2 \div 1,5$

Поэтому при необходимости для достижения высоких конечных давлений турбокомпрессор должен выполняться многоступенчатым с большим числом ступеней.

## **2.11. Холодильные и криогенные машины и установки.**

### **2.11.1. Классификация холодильных и криогенных машин и установок.**

Холодильный цикл в термодинамике – обратный круговой процесс, предназначенный для передачи теплоты от тел менее нагретых к телам более нагретым.

По принципу действия холодильные машины подразделяются на:

- компрессионные;
- абсорбционные.

В компрессионной машине полезный холодильный эффект, т.е. величина тепла отнимаемого от менее нагретой среды, выполняется за счет механической работы, затрачиваемой в компрессоре.

В абсорбционной холодильной установке получение холодильного эффекта достигается за счет затраты тепла без потребления механической внешней работы. Рабочим веществом установки является раствор двух взаимно растворимых жидкостей с различными температурами кипения. В этом случае жидкость с более низкой температурой кипения играет роль холодильного агента, а другая жидкость является абсорбентом, т.е. растворителем.

Компрессионные холодильные машины разделяются на воздушные и паровые. Рабочими телами служат фреон, аммиак, вода.

Криогенные установки, предназначены для жидких и сжатых криогенных продуктов (кислорода, азота, гелия и др.).

Наибольшее распространение в практике получили установки, рабочими телами которых являются метан (природный газ), воздух (азот, кислород), водород и гелий.

По наиболее часто используемому диапазону температур кипения этих хлад-агентов криогенные установки условно называют: установками азотного уровня (температуры 60 – 80<sup>0</sup>K); водородного (температуры 14 – 25<sup>0</sup>K) или гелиевого (0 – 5<sup>0</sup>K).

Важное значение имеют воздухо-разделительные установки. Они служат для получения кислорода, азота, аргона и др. веществ в газообразном или в жидком состоянии с последующим криостатированием.

Криостатирование – поддержание охлажденных тел при постоянной низкой температуре.

## **2.11.2. Схемы и диаграммы работы холодильных и криогенных машин и установок.**

### **2.11.2.1. Воздушная холодильная машина.**

На рисунке 66 представлена воздушная холодильная машина, PV и T–S диаграммы процессов.

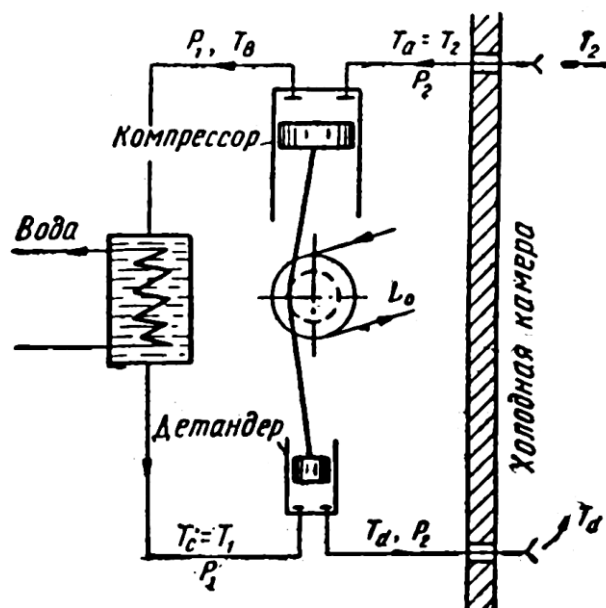


Рис. 66 Схема воздушной холодильной установки.

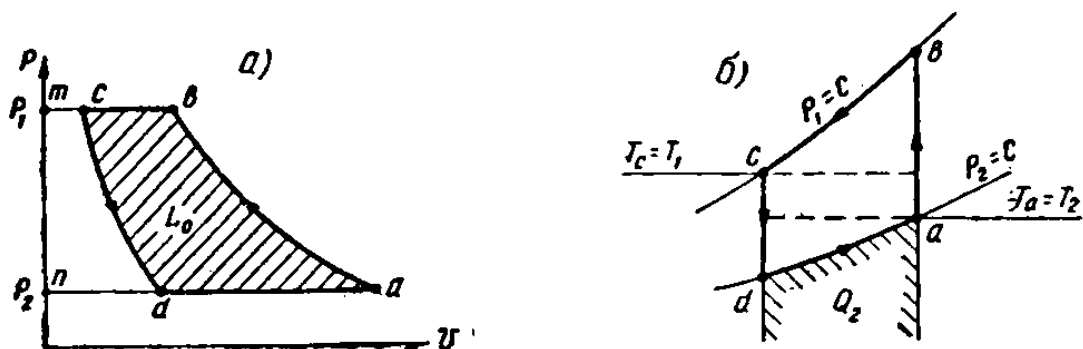


Рис. 67 Цикл воздушной холодильной установки.

Работа холодильной машины характеризуется холодильным коэффициентом, который представляет собой:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L_0} = \frac{T_a}{T_b - T_a} \quad \frac{\text{кДж холода}}{\text{кДж работы}}$$

Для машины Карно (идеальной холодильной машины):

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

Если  $t_a = t_2 = -10^\circ\text{C}$ ;  $t_c = t_1 = 20^\circ\text{C}$  и сжатие в компрессоре от 1 до 3 бар, то

$$\frac{T_c}{T_d} = \frac{T_e}{T_a} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 3^{0,286} = 1,369$$

имеем  $T_e = 360^\circ\text{K}$ ;  $T_d = 214^\circ\text{K}$  и

$$\varepsilon = \frac{263}{293 - 263} = 2,72; \quad \varepsilon_K = \frac{263}{293 - 263} = 8,76;$$

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_K} = 0,31$$

#### 2.11.2.2. Паровая компрессионная холодильная машина.

Схема и T-S диаграмма цикла паровой компрессионной холодильной машины представлена на рисунке 68. В качестве холодильного агента используется аммиак  $\text{NH}_3$ , легко испаряющаяся жидкость.

В расчете на 1 кг хладагента имеем холодильный эффект  $Q_2 = i_a - i_d$  (процесс da – процесс испарения хладагента в испарителе с отбором тепла  $Q_2$  при низкой температуре  $t_2$  из холодильной камеры).

Затраченная работа  $L_o = i_e - i_a$  (процесс av – сжатие в компрессоре от давления  $P_2$  до давления  $P_1$ )

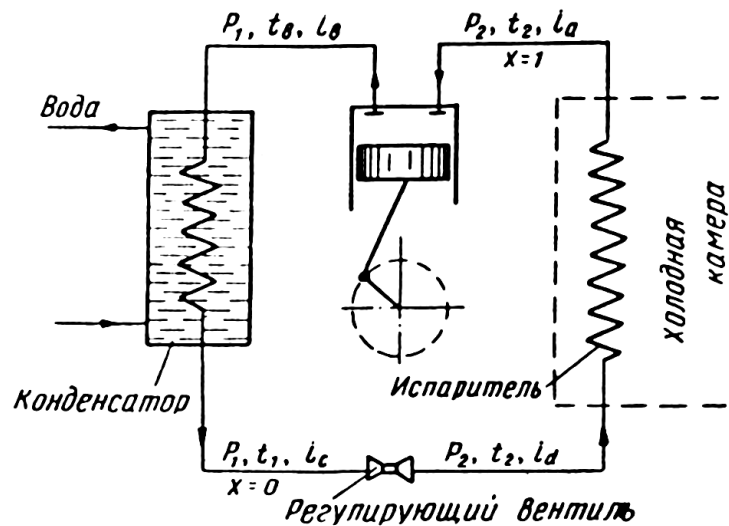


Рис. 68 Схема паровой компрессионной холодильной машины.

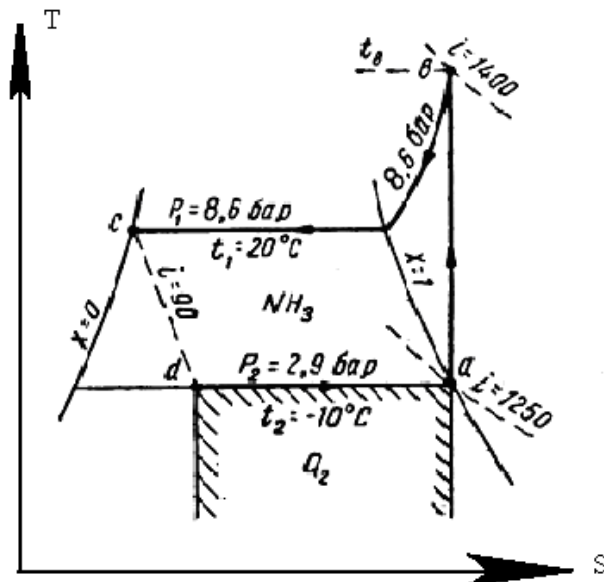


Рис. 69 Цикл компрессионной холодильной машины.

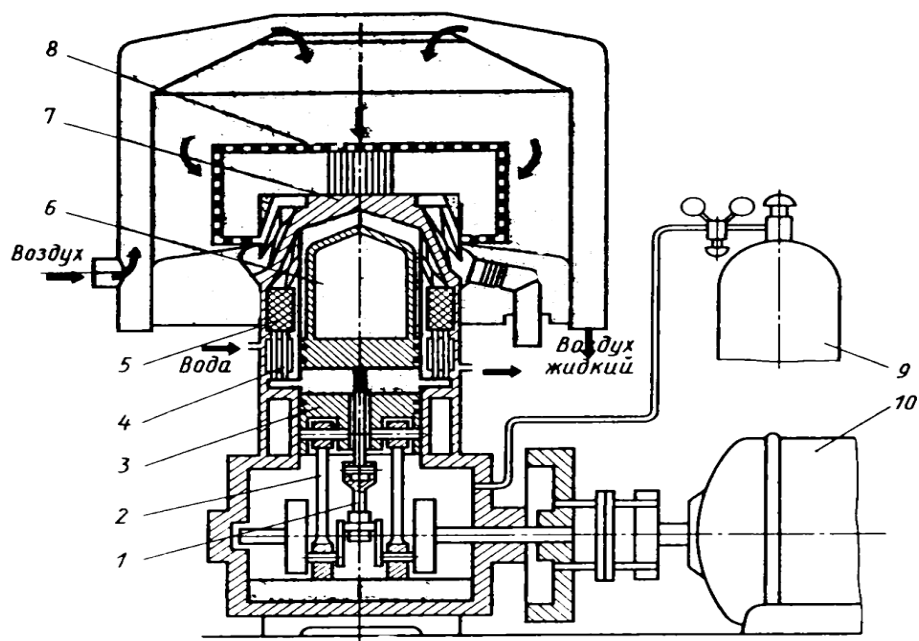
Холодильный коэффициент установки:

$$\varepsilon = \frac{i_a - i_d}{i_b - i_a} = \frac{1250 - 90}{1400 - 1250} = 7.7 \quad \frac{\text{кДж холода}}{\text{кДж тепла}}$$

что при тех же температурах  $t_2 = -10^\circ\text{C}$ ;  $t_1 = 20^\circ\text{C}$  лишь немного ниже холодильного коэффициента цикла Карно  $\varepsilon_k = 8,76$ ;  $\eta = 7,7/8,76 = 0,88$

### 2.11.2.3 Криогенная машина для ожижения воздуха, работающая по обратному циклу Стирлинга.

Криогенные машины для ожижения воздуха предназначены для получения кислорода, азота, аргона, криптоксеноновой смеси и неонгелиевой смеси как в газообразном виде, так и в жидком состоянии.



**Рис. 70 Криогенная газовая машина для ожижения воздуха,  
работающая по обратному циклу Стирлинга:**

1—шатун поршня-вытеснителя; 2—шатун рабочего поршня; 3—рабочий поршень; 4—холодильник (водяной); 5—регенератор; 6—поршень-вытеснитель; 7—холодная головка цилиндра с теплообменником-конденсатором; 8—металлическая сетка, охлаждаемая головкой цилиндра; 9—баллон с гелием; 10—электродвигатель

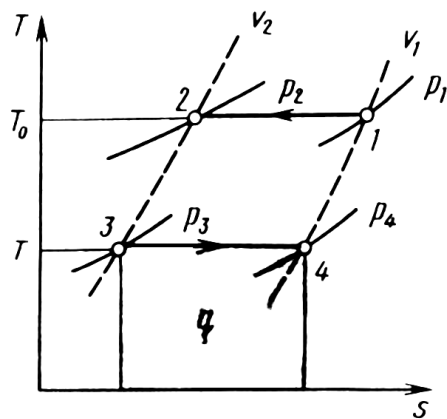


Рис. 71 Обратный цикл Стирлинга

Два

поршня 3 и 6 движутся в цилиндре со сдвигом по фазе

( $70 \div 80^\circ$ ). Поршни и цилиндр образуют два объема для рабочего тела: один между поршнями (“теплый” объем при  $T_0$ ), другой между верхним поршнем – вытеснителем 6 и холодной головкой 7 цилиндра, на которой размещен теплообменник – конденсатор (“холодный” объем при  $T$ ).

Между этими двумя расположены теплообменные аппараты (регенератор 5 и холодильник 4) так, что при движении поршней рабочее тело перетекает из объема в объем туда и обратно через эти аппараты.

Смещение по фазе обеспечивает наиболее интенсивное перемещение какого-либо поршня при мало подвижном другом. В эти периоды движения осуществляются процессы сжатия в теплом объеме и расширения в холодном.

Теплота сжатия отводится в холодильнике 4 водой, либо воздухом. Полезная холодопроизводительность снимается в элементах 7 и 8 теплообменника, соединенных с головкой машины. При охлаждении атмосферный воздух подсасывается к ним. Воздух охлаждается, на металлической сетке 8 вымерзает влага и частично углекислота, а затем начинается конденсация на самой холодной поверхности теплообменника. Воздух оживает и стекает в сборник. Пусковой период этих установок очень мал. Практически через 3 – 5 минут начинается оживание.

### 2.11.2.4 Затраченная энергия на ожижение газов.

Значение минимально необходимой и действительно затраченной энергии при ожижении некоторых газов даны в таблицах ( $p = 0,1$  МПа;  $T_0 = 300$  ° К).

**Таблица № 14**

Газ	Удельный расход энергии				Ориентировочные значения $\eta_{\text{т}}$ $\eta_{\text{т}} = E_{\text{мин}}/E_{\text{д}}$
	минимальный $E_{\text{мин}}$		ориентировочный действительный $E_{\text{д}}$		
	кВт · ч/л	кВт · ч/кг	кВт · ч/л	кВт · ч/кг	
Метан	0,13	0,306	0,3 - 0,5	0,71 – 1,18	0,425 – 0,255
Воздух	0,179	0,205	0,8 – 1,1	0,92 – 1,15	0,223 – 0,186
Азот	0,177	0,219	0,8 – 1,1	0,99 – 1,36	0,221 – 0,162
Кислород	0,202	0,177	—	—	—
	0,267	0,234	1,1 – 1,4*	0,96 – 1,25	0,242 – 0,19
Водород	0,235	3,32	1	14,1	0,23
Гелий	0,237	1,895	2,25 – 2,7	18 – 21,6	0,105 – 0,088

$\eta_T$  – степень термодинамического совершенства – отношение минимально необходимых затрат энергии к действительным затратам на единицу массы или объема охлаждаемого или жидкого продукта.

\* При извлечении из воздуха с учетом энергии на разделение, которая составляет примерно 30% энергии на ожижение.

## 2.12. Тепловые и атомные электростанции.

### 2.12.1. Классификация электростанций.

Электрические станции – установки, вырабатывающие электроэнергию путем преобразования других видов энергии.

Тепловая электростанция – электростанция, преобразующая химическую энергию топлива в электрическую энергию и теплоту.

Назначение электростанций – выработка электрической и тепловой энергии для нужд промышленности и сельского хозяйства страны и коммунально-бытового обслуживания.

В зависимости от источника энергии различают:



- Тепловые электростанции (ТЭС);
- Гидроэлектрические станции (ГЭС);
- Атомные электростанции (АЭС);
- Ветровые электростанции (ВЭС);
- Геотермальные электростанции (ГеоЭС);
- Солнечные энергоустановки (СЭУ).

На первые три вида в 2000 г. приходилось, соответственно: ТЭС – 69%, АЭС – 13%, ГЭС – 15%. Остальные 3% относятся к дизельным и другим двигателям. По перспективным оценкам доля нетрадиционной (солнечной, ветровой и т.п.) и малой энергетики к 2010 г. в энергобалансе России достигнет 2%.

### **2.12.2. Тепловые электростанции (ТЭС).**

К ТЭС относятся:

- теплоэлектроцентрали (ТЭЦ);
- конденсационные электростанции (КЭС)

КЭС – не вырабатывают тепловую энергию наряду с электричеством.

Более 50% действующих ТЭС имеет единичную мощность не менее 1000 МВт.

На закритических параметрах пара ( $p = 23,3$  МПа,  $T = 813 - 838$  °К) работает около 30% ТЭС.

Введен в электростанцию на Костромской ГРЭС головной блок мощностью 1200 МВт на закритических параметрах.

Для электростанции мощностью 1000 МВт, работающей на угле, требуется ежегодно: 3,6 млн. т угля, 150 куб. м воды, 30 млрд. куб. м воздуха. И так в течение 40 – 50 лет эксплуатации.

Новым направлением в XXI веке развитие ТЭС является переход на комбинированные электростанции (ПГУ и ГПУ) ввиду их более высокой экономичности и экологической чистоты. Первый шаг – запуск парогазовой

электростанции под Санкт-Петербургом фирмой “Сиенс” и ввод в эксплуатацию испытательного стенда газовых турбин ГТЭ – 110 в городе Комсомольске Ивановской области.

Парогазовые станции превосходят обычные ТЭС в  $\sim 1,5$  раза по коэффициенту полезного действия.

### 2.12.3. Принципиальные схемы (ТЭС).

– Принципиальная схема КЭС представлена на рисунке 72.

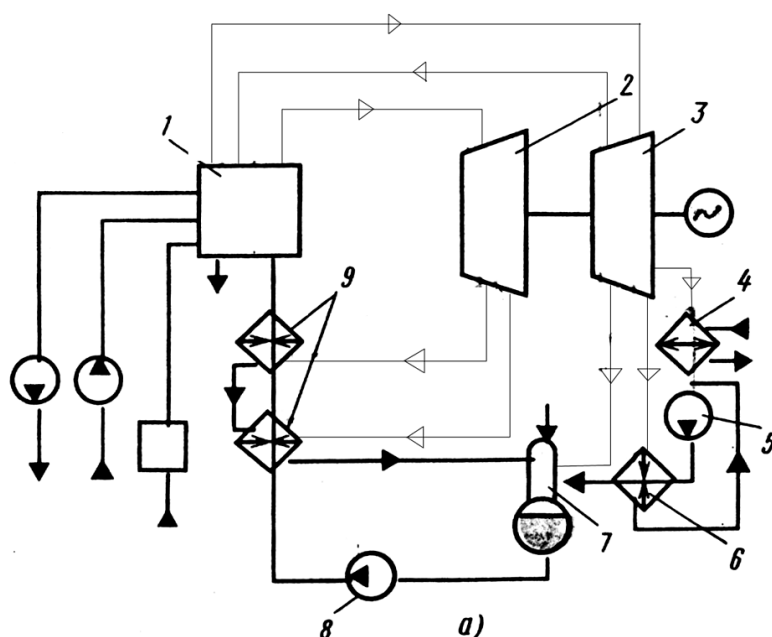


Рис. 72 Принципиальная схема КЭС.

Полученный в котле 1 свежий пар направляется в часть высокого давления 2 турбины, расширяется и возвращается для подогрева в котел. Пар после промежуточного перегрева в котле 1 поступает в часть турбины низкого давления 3; отработанный пар направляется в конденсатор 4. Из конденсатора насосом 5 конденсат подается в регенеративный подогреватель низкого давления (ПНД) 6, а затем в деаэратор 7, предназначенный для дегазации воды. Питательный насос 8 подает конденсат (питательную воду) в регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД) 9 и котел 1. В

подогреватели 6 и 9 пар для подогрева поступает из частей низкого и высокого давления турбины.

Тракт КЭС является замкнутым, что обусловлено очень высокими требованиями к чистоте рабочего тела (теплоносителя), вызванными процессами образования накипи в котле, коррозией материалов и другими причинами. Внутренние потери (неплотности, предохранительные клапаны и др.) на КЭС не должны превышать 0,8 – 1,1%.

Солесодержание питательной воды не должно превышать для прямоточного котла  $C_{\text{пв}} \leq 3 \cdot 10^{-6}$  (массовая концентрация мг/кг).

Принципиальная схема ТЭЦ представлена на рисунке 73.

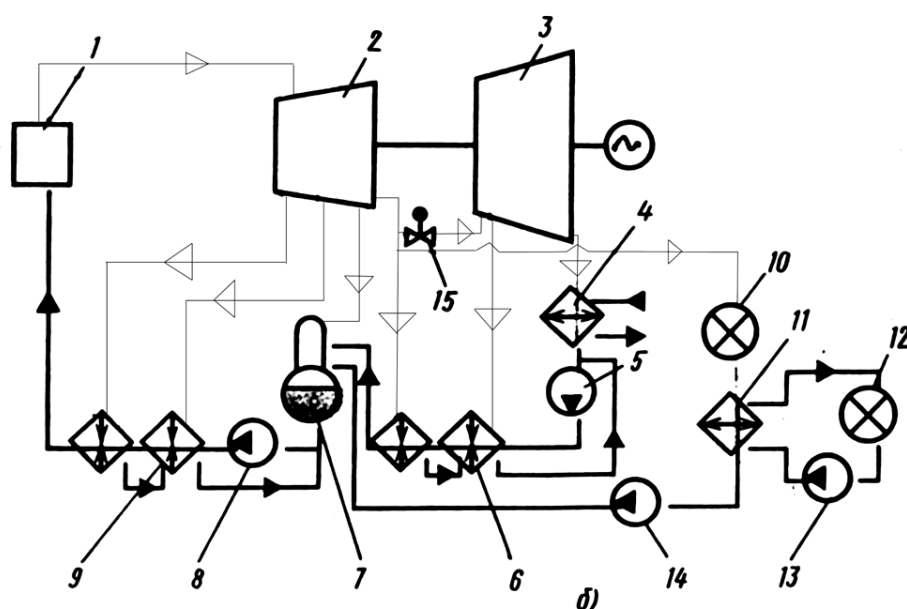


Рис. 73 Принципиальная схема ТЭЦ.

Пар из котла 1 поступает в часть высокого давления 2 турбины, разветвляется на два потока: один направляется в часть низкого давления 3 турбины, другой – в теплофикационный тракт – к тепловому потребителю 10 или паропреобразователю 11. Регулирующий клапан 15 регулирует перераспределение потоков пара в зависимости от нагрузки.

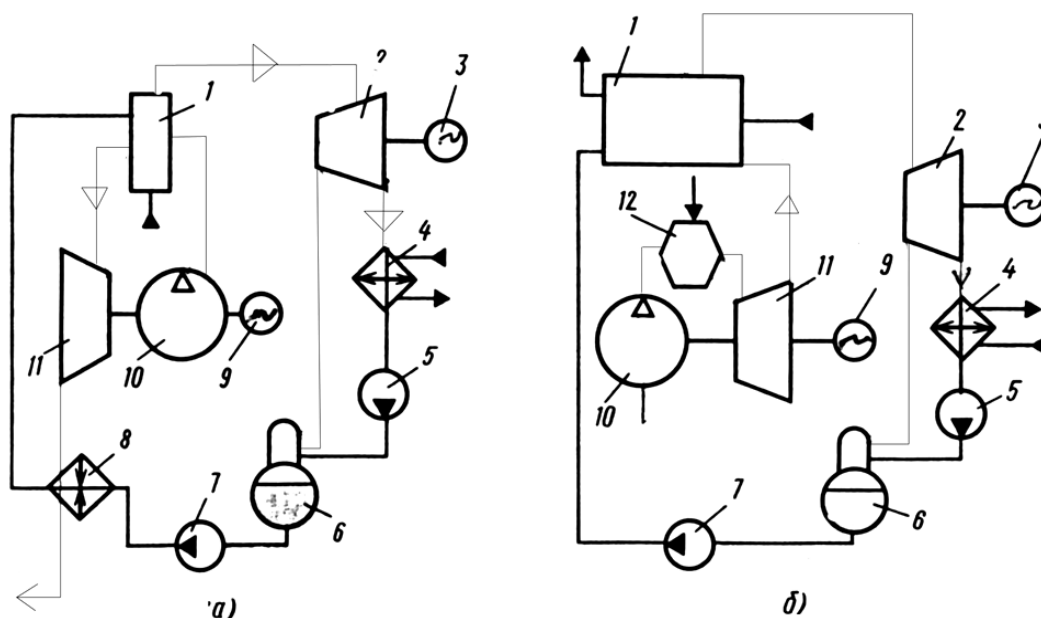
Тепловой потребитель 10 дает тепло для не ближних потребителей. Для удаленных потребителей для целей теплофикации пар поступает в теплообменник 11, где производится вторичный пар, нагреваемый

потребителю 12 теплофикационным насосом 13. Возврат конденсата отработанного пара в контур ТЭЦ осуществляется дренажным насосом 14.

Схемы теплоснабжения потребителей, использующие непосредственно рабочее тело, называют открытыми; использующие паропреобразователь или бойлер – закрытыми.

Пар, расширяющийся в части низкого давления 3 турбины, конденсируется в конденсаторе 4 и конденсатным насосом 5 направляется в регенеративные подогреватели низкого давления 6, деаэратор 7, далее питательным насосом 8 в подогреватель высокого давления 9 и котел 1.

– Принципиальные схемы парогазовой установки с высоконапорным (ВНК) и низконапорным котлом (ННК) представлены на рисунке 74.



**Рис. 74 Принципиальная схема парогазовой установки с котлом:**  
а – высоконапорным; б – низконапорным

В ПГУ с ВНК необходимый для горения воздух подается в котел 1 компрессором 10, продукты сгорания расширяются в газовой турбине 11 и используются для подогрева питательной воды в экономайзере 8. Основное количество теплоты рабочему телу паровой турбины 2 передается в котле 1 при максимальном давлении газовой среды цикла.

Конденсатно-питательный тракт ПГУ включает конденсатор 4, насос 5, деаэратор 6 и питательный насос 7.

Электрическая мощность установки является суммой генераторов 3 и 9 парового и газового цикла.

В ПГУ с ННК подвод теплоты к газовому циклу происходит при высоком давлении за компрессором 10 в камере сгорания 12, а к паровому – при низком давлении за газовой турбиной 11 в котле 1. При одной той же максимальной температуре цикла перед газовой турбиной ( $927 - 1123 \text{ }^{\circ}\text{K}$ ) КПД установки с ВНК (39 – 46%) что на 2 – 3% больше КПД с ННК. Удельный расход топлива в ПГУ с ВНК на 6 – 9% меньше чем в ПГУ с ННК.

Капитальные затраты на 10 – 15% ниже на 1 кВт установленной мощности, чем в обычных ПТУ. Установки с ВНК имеют меньшие объемы котла, чем в ПТУ. Однако, в схеме ПГУ с ННК возможно независимое функционирование ГТУ и ПТУ (в топке котла можно сжигать твердое топливо).

Тепловые схемы ТЭС совершенствуются с целью повышения КПД и снижения удельного расхода топлива. Достигается это следующим образом:

- использование высокой температуры свежего пара ( $813 - 838 \text{ }^{\circ}\text{K}$ ) и давления 23,5 МПа;
- оптимизация конечного давления в ПТУ до 3 – 4 КПа. (Снижение давления с 4 до 3 КПа соответствует росту КПД на  $\sim 2\%$ );
- применение регенеративного подогрева питательной воды котла паром из отборов ПТУ, что уменьшает расход пара и безвозвратные потери теплоты в конденсаторе;
- уменьшение потерь в теплотрассах;
- использование оптимальных схем отпуска теплоты на теплофикацию.

## 2.12.4. Принципиальные схемы атомных электростанций (АЭС).

Атомная электростанция – электростанция, в которой ядерная энергия преобразуется в электрическую и тепловую.

Ядерные топлива – делимый ядерный материал, загружаемый в ядерный реактор для осуществления ядерной реакции.

Ядерные реакторы применяются следующих видов:

- реакторы с водой под давлением;
- реакторы, кипящего типа с графитовым замедлителем и водным теплоносителем;
- уран-графитовые реакторы;
- реакторы на быстрых нейтронах

Теплоносителями ядерных реакторов являются:

- вода;
- насыщенный или перегретый пар;
- гелий;
- натрий.

Ядерным топливом являются:  $U^{235}$ ,  $Pu^{239}$ ,  $Th^{232}$  различной концентрации.

В тепловыделяющих элементах (ТВЭЛ) размещаются таблетки (или шары) в виде химически окисных соединений –  $UO_2$ ,  $PuO_2$ ,  $ThO_2$ , обладающих высокой термической, химической и радиоактивной стойкостью.

В России эксплуатируется в настоящее время 29 энергоблоков АЭС на девяти электростанциях общей установленной мощностью 21,2 ГВт. Доля производства электроэнергии на АЭС составляла в 1999 г. ~ 14,4%. (в Европейской части России – 22%).

В ходе реализации инвестиционных программ в период 2004 – 2006 гг планируется ввод в промышленную эксплуатацию энергоблока № 3

Калининской АЭС (1000 МВт), энергоблока № 5 Курской АЭС (1000 МВт) и энергоблоке № 2 Волгоградской АЭС (1000 МВт).

В период 2006 – 2010 гг предусматривает ввод энергоблоков:

№ 5 Балаковской АЭС (1000 МВт)

№ 4 Белоярской АЭС (880 МВт)

№ 6 Нововоронежской АЭС (1000 МВт)

В 1999г. АЭС выработали 120 млрд. кВт·ч. электроэнергии; в 2000г. – 130 млрд. кВт·ч; в 2002 г. – 139,8 млрд кВт·ч; в 2003 г. – 147,7 млрд кВт·ч.

Наиболее распространенными являются реакторы:

— РБМК – реактор большой мощности канальный, кипящего типа;

— ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор;

— БН – быстрый охлаждаемый натрием реактор;

— ВТГР – высокотемпературный газовый реактор на гелии.

Основные параметры ядерных реакторов;

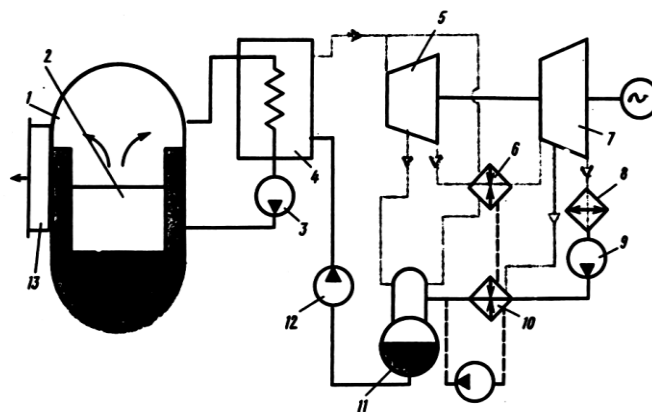
— РБМК –  $N = 1000$  мВт, насыщенный пар с давлением 7 мПа ( $T_s \approx 440$  °К);

— ВВЭР –  $N = 1000$  мВт, вода высокого давления  $P = 16$  мПа и  $T = 600$  °К;

— БН-600 –  $N = 600$  мВт, жидкий натрий  $T = 823$  °К,  $P = 0,2$  мПа;

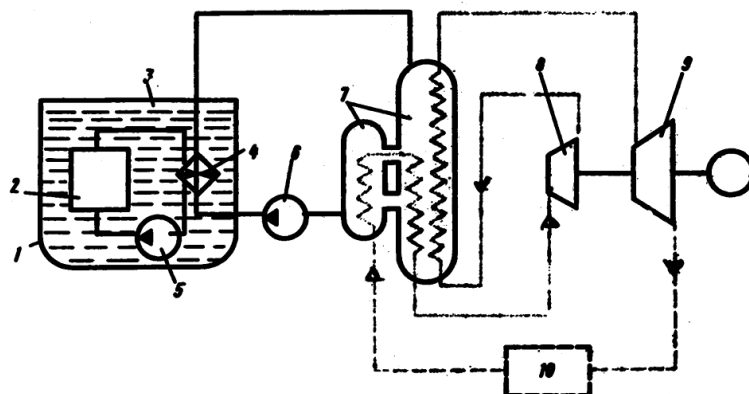
— ВТГР – международный проект GT-MHR, мощность  $N = 600$  мВт, гелий  $T = 1123$  °К,  $P \approx 7$  мПа.

Принципиальная схема АЭС с реактором ВВЭР представлена на рис. 75.



**Рис. 75 Принципиальная схема АЭС с реактором ВВЭР**

1 – реактор; 2 – активная зона; 3 – циркуляционный насос 1-го контура; 4 – парогенератор; 5 – турбина высокого давления; 6 – сепаратор-подогреватель; 7 – турбина низкого давления; 8 – конденсатор; 9 – конденсатный насос; 10 – подогреватель низкого давления; 11 – деаэратор; 12 – питательный насос; 13 – объединение расхода пара от других петель



**Рис. 76 Принципиальная схема реактора БН-600**

1 – реактор; 2 – активная зона; 3 – жидкий натрий; 4 – теплообменник (натрий–натрий) 1-го и 2-го контуров; 5 – циркуляционный насос 1-го контура; 6 – циркуляционный насос 2-го контура; 7 – парогенератор (натрий–вода–перегретый пар) – 2-го – 3-го контура; 8 – ПТУ высокого давления; 9 – ПТУ низкого давления; 10 – конденсатно-питательный тракт



## 2.12.5. Технико-экономические параметры работы электростанций.

— Коэффициент использования установленной мощности станции.(КИУМ)

КИУМ – отношение реального количества выработанной станцией электроэнергии к максимальному количеству энергии, которое могла бы выработать станция за тот же период времени при загрузке.

КИУМ для АЭС в 2002 г. – 0,717; в 2003 г. – 0,75 (план)

КИУМ для ТЭС — 0,62 – 0,7

КИУМ для всех остальных — 0,54 – 0,56

что означает, что генерирующие мощности превышают почти в 1,5 – 2 раза необходимое для выработки такого же количества энергии при работе с равномерной номинальной нагрузкой в течении года.

КИУМ для ГЭС – 0,47.

— Баланс энергии электростанции.

$$Q_c = N_{эл} + Q_k + Q_m + Q_{эг} + Q_{тр} + Q_m, \text{ где}$$

$Q_c$  – теплота органического топлива сжигаемого без потерь или ядерного топлива;

$N_{эл}$  – электрическая энергия, отпущенная с клем генераторов;

$Q_k$  – отвод теплоты с охлаждающей водой конденсатора;

$Q_m$  – механические потери в подшипниках и других элементов турбин;

$Q_{эг}$  – потери энергии в электрогенераторе;

$Q_{тр}$  – потери энергии в соединительных трубопроводах электростанции;

$Q_m$  – потери теплоты в топке (от неполноты сгорания, с уходящими газами и т.д.) или в ядерном реакторе

Относительный показатель (по отношению к отпущенной электроэнергии):

$$q_c = 1 + q_k + q_m + q_{эг} + q_{тр} + q_m = 1 + \sum q_{потерь}$$

— КПД станции брутто определяется произведением КПД отдельных элементов технологических систем станции

$$\eta_c = \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_z \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_k$$

$\eta_t$  – термический КПД турбоустановки;

$\eta_{oi}$  – внутренний относительный КПД турбоустановки;

$\eta_{\text{э}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_z$  – абсолютный электрический КПД

турбоустановки, учитывающий механические и электрические потери;

$\eta_{mp}$  – КПД транспорта теплоты по трубопроводам;

$\eta_k$  – КПД котла;

$\eta_z$  – гидравлические потери

Для современных ТЭС

$$\eta_t = 0,4 \div 0,6; \eta_{oi} = 0,6 \div 0,9; \eta_m \approx \eta_t = 0,97 \div 0,99; \eta_{mp} = 0,96 \div 0,99.$$

Блоки со сверхкритическими параметрами пара ( $p = 23,5$  МПа и  $T = 838$  °К) и имеют удельный расход условного топлива  $320$  г/кВт·ч.

Расход ядерного топлива  $B$  в реакторах используемый для получения теплоты:  $Q_c = 785 \cdot a \cdot B_n = \kappa \cdot B_n$

$\kappa = 785 \cdot a$  – теплота, выделяющаяся в реакторе на  $1$  кг прошедшего через него ядерного топлива – глубина выгорания.

$a = B/B_n$ ; где  $B_n$  – топливо, проходящее через реактор при перегрузках:  
( $1$  кг природного урана заменяет  $20$  т. угля)

Ежегодная потребность современной атомной энергетики России в природном уране –  $2800 \div 3300$  тн и с учетом экспортных поставок ядерного топлива –  $6000 \div 7000$  т. Запасы урана стоимостью  $40$  долл/кг –  $66100$  тн; стоимостью  $< 80$  долл/кг –  $145000$  тн.

## 2.12.6. Проблемы экологической безопасности ТЭС и АЭС.

### Перспектива развития ТЭС и АЭС.

— Под экологической безопасностью понимается сохранение в регламентируемых пределах возможных отрицательных последствий воздействия объектов энергетики на природную среду.

Отрицательные последствия воздействия энергетики на окружающую среду следует ограничить некоторым минимальным уровнем, например, социально-допустимым уровнем. Должны работать экологические механизмы, реализующие компромисс между качеством среды обитания и социально-экономическими условиями жизни населения. Социально-приемлемый риск зависит от многих факторов, в частности, от особенностей объекта энергетики.

#### **Основные факторы техногенного воздействия:**

- тепловое;
- химическое;
- радиационное (для АЭС и ТЭС).

Таблица № 15

#### **Воздействие на окружающую среду объектов электроэнергетики.**

Топливо	Вредные выбросы	Последствия воздействия	Экономический ущерб (в относительных единицах)
Уголь	Двуокись серы SO <sub>2</sub>	Кислотные дожди,	5
Мазут	Углекислый газ CO <sub>2</sub>	парниковый эффект	
Природный газ	Бензаперен	Загрязнение и деградация экосистем от производства и транспорта топлива, продуктов сжигания углеводородов	1,5
	Двуокись азота NO <sub>2</sub>		
Ядерное топливо	Углекислый газ CO <sub>2</sub>	Радиоактивность ниже естественного фона и установленных норм	1
	Радиоактивность		

Таблица № 16

Выбросы в атмосферу электростанцией мощностью 1000 МВт в год (в тоннах)

Топливо	Выбросы				
	Углеводороды	СО	NO <sub>x</sub>	SO <sub>2</sub>	Частицы
Уголь	400	2000	27000	110000	3000
Нефть	470	700	25000	37000	1200
Природный газ	34	—	20000	20,4	500

Основную часть выброса (таблица № 16) занимает углекислый газ – порядка 1 млн.т. Со сточными водами тепловой электростанции ежегодно удаляется 66 т органики, 82 т серной кислоты, 26 т хлоридов, 41 т фосфатов и почти 500 т взвешенных частиц. Зола электростанций частично содержит повышенные концентрации тяжелых, редкоземельных и радиоактивных веществ. Для электростанции, работающей на угле, требуется 3,6 млн.т угля, 150 куб. км воды и около 30 млрд. куб.м воздуха ежегодно. В приведенных цифрах не учтены нарушения окружающей среды, связанные с добычей и транспортировкой угля.

Загрязнения и отходы энергетических объектов проявляются в виде газовой, жидкой и твердой фазы. Изменяется концентрация состава газов самой атмосферы. В атмосфере появились газы, которые ранее в ней практически отсутствовали, например, хлорфторуглероды. Эти глобальные загрязнители имеют высокий парниковый эффект (СО<sub>2</sub>) и участвуют в нарушении озонового экрана стратосферы.

— Меры, принимаемые для снижения факторов технического воздействия ПТУ и ГТУ:

1. В мощных ПТУ осуществляется процесс сгорания топлива с полнотой близкой к 100%.
2. Блоки ПТУ оборудованы золоуловителями, имеющими КПД 95 ÷ 99%.

3. Очистка продуктов сгорания или топлива от соединения серы за счет газификации угля или мазута и очистка газов от серы перед сжиганием.
4. Применение высоких дымовых труб (до 320 ÷ 350 м и выше).
5. Впрыскивание воды или пара в камеру сгорания ГТУ с целью снижения содержания  $\text{NO}_x$  в газах.
6. Каталитическая переработка  $\text{NO}_x$  за ГТУ.
7. Звукоизоляция ПТУ и ГТУ звукоизоляционными кожухами.
8. Снижение уровня аэродинамического шума в ГТУ во входных и выпускных устройствах эффективными глушителями.
9. Применение статической и динамической балансировки, амортизаторов крепления установок к фундаменту для уменьшения уровня шума и вибрации ПТУ и ГТУ и др. меры.

— Меры, принимаемые для снижения факторов техногенного воздействия АЭС.

1. Техническое перевооружение и модернизация энергоблока АЭС первого поколения с целью повышения безопасности и продления срока их службы (до 40 лет).
2. Разработка энергоблоков второго поколения с многоуровневыми барьерами безопасности и сроком эксплуатации – 50 лет.
3. Создание технологической базы для развития перспективной атомной энергетики на быстрых нейтронах естественной безопасности, которая включает:

— детерминистическое исключение тяжелых реакторных аварий и аварий на предприятиях ядерного топливного цикла;

— малоотходную переработку ядерного топлива с радиационно-эквивалентным захоронением радиоактивных отходов;

- технологическую поддержку режима нераспространения;
- выполнение основных функций безопасности разнопринципными системами (активными и пассивными);
- снижение капитальных удельных затрат на строительство АЭС.

Основными задачами при максимальном варианте развития атомной энергетики являются: продление назначенного срока службы энергоблоков АЭС и строительство новых АЭС для интенсивного замещения газа и мазута в электроэнергетике в европейской части России.

При реализации варианта к 2030 г. возможно увеличение доли АЭС до 33% с уменьшением доли “газового электричества” примерно до 25% (при 52% в 1999 г.).

**Таблица № 17**

Максимальный вариант			Минимальный вариант	
Годы	Мощность, ГВт	Энерговыраб отка, млрд. кВт ч	Мощность, ГВт	Энерговыраб отка, млрд. кВт ч
2005	До 26,2	Около 172	До 24,5	Около 160
2010	До 32,0	Около 224	До 31,2	Около 205
2020	До 50,0	Около 372	До 35,8	Около 235
2030	До 60,0	Около 447		

**Предполагаемый ввод мощностей АЭС в России**

## **2.13. Сушильные установки.**

### **2.13.1. Основные понятия и классификация сушильных установок.**

Сушка – процесс удаления влаги из различных материалов.

Сушка определяет качество готовой продукции. Это литьё, топливо, бумага, керамика, стройматериалы и т. п.

Существует два способа сушки:

- тепловая;
- механическая.

Тепловая сушка осуществляется с затратой теплоты на фазовое превращение удаляемой жидкости.

Механическая сушка связана с удалением наименее прочно связанной с материалом жидкости механическим путём (фильтрацией, прессованием, центрифугированием).

По способу подвода теплоты к материалу сушка делится на:

- конвективную (свободная и вынужденная конвекция);
- кондуктивную (за счёт градиента температуры);
- терморadiационную (за счёт инфракрасного излучения);
- комбинированную (кондуктивно-конвекционную, радиационно-конвективную и т. д.);
- сушку в поле высокой и сверхвысокой частоты электромагнитных полей.

Основной физический процесс тепловой сушки – перевод жидкости в пар путём испарения или выпаривания жидкости в массе материала.

В качестве теплоносителей в процессе сушки используются нагретые газы и поверхности (плиты, цилиндры и др.)

Наиболее широко применяется конвективный способ сушки, при котором предварительно нагретый воздух в качестве теплоносителя и влагопоглотителя подаётся в сушильную камеру и вступает в процесс тепло- и массообмена с материалом.

Влагосодержание и влажность рассчитывают по отношению к массе абсолютно сухого материала.

$$d_m = \frac{m_{вл}}{m_{сух}}; \quad W = 100 \cdot d_m$$

$d_m$  – влагосодержание;

$W$  – влажность в %;

$m_{вл}$  – масса влаги в материале;

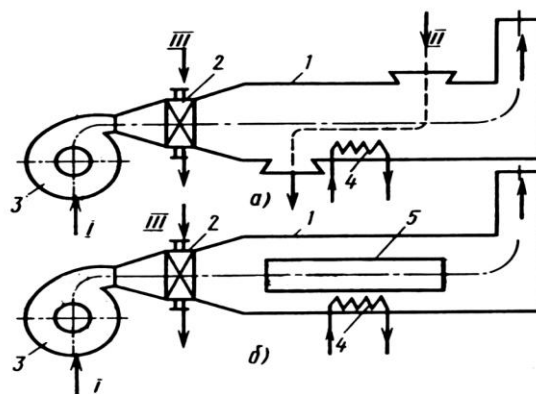
$m_{сух}$  – масса сухой части материала.

Перенос теплоты и влаги осуществляется:

- диффузией или молекулярным переносом массы (пара и инертного газа);
- фильтрационным или молярным переносом массы (пара, инертного газа и жидкости);
- термодиффузией – переносом влаги под действием градиента температуры при кондуктивном подводе теплоты (теплопроводностью).

### 2.13.2. Особенности и типы сушильных установок.

Конвективная сушка крупных и кусковых изделий осуществляется в камерных и туннельных сушильных установках; барабанных, ленточных, установках с кипящим слоем материала и т. д.



**Рис. 77 Сушильные установки:**

а-непрерывного действия; б-периодического действия; 1-сушильная камера; 2-подогреватель теплоносителя (паровоздушный, водовоздушный или электрический калорифер); 3-вентилятор; 4-дополнительный источник теплоты в камере; 5-материал, периодически загружаемый в камеру; I-поток теплоносителя; II-поток высушиваемого материала; III-поток греющего теплоносителя



Кондуктивные сушильные установки – для сушки тонких листовых, сыпучих, жидких и пастообразных материалов, выполняются в виде барабанов с внутренними трубчатыми нагревателями, в виде камер с горизонтально расположенными нагреваемыми тарелками (тарельчатые сушилки) и др.

При радиационной сушке теплота передаётся материалу излучением от специально нагретых поверхностей (излучателей) или специальных ламп, находящихся в сушильных камерах.

При всём многообразии конструкций, сушильные установки состоят из основных элементов, показанных на рис. 77.

### 2.13.3. Тепловой расчет сушильных установок.

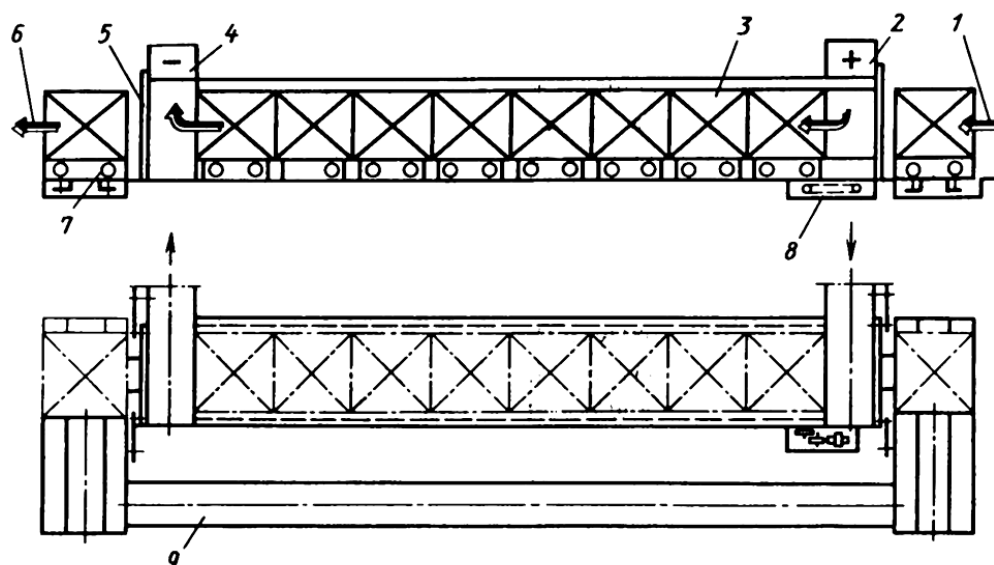
Уравнение баланса:

$$M_{вл} = m_1 \frac{(W_1^0 - W_2^0)}{100 - W_2^0} = m_2 \frac{W_1^0 - W_2^0}{100 - W_1^0}$$

$M_{вл}$  – масса влаги, испаренной в сушильной камере (в кг/с).

$m_1$  и  $m_2$  – массовый расход материала перед и после сушки (в кг/с).

$W_1^0$  и  $W_2^0$  – начальная и конечная влажность материала в %.



**Рис. 78 Схема туннельной сушилки:**

1-вход влажного материала; 2-вход теплоносителя; 3-вагонетка; 4-выход отработанного теплоносителя; 5-дверь; 6-выход высушенного материала; 7-траверсная тележка; 8-механизм передвижения вагонеток; 9-обходной путь

## **2.14. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.**

### **2.14.1. Основные определения и классификация систем отопления.**

Системы отопления и вентиляции призваны обеспечить определённые теплофизические условия (микроклимат) в помещениях для людей, для сохранения строительных конструкций, оборудования, для проведения технологических процессов.

Требования к системе отопления и вентиляции:

- заданные уровни температуры, влажности и скорости движения воздуха;
- пожаробезопасность и бесшумность работы;
- возможность регулирования основных параметров.

Системы отопления делятся на местные и центральные. В систему входят следующие основные элементы:

- генератор теплоты;

- нагревательные приборы;
- теплопроводы.

Печное отопление объединяет все эти элементы.

По виду теплоносителя системы центрального отопления классифицируют на:

- водяные;
- паровые;
- воздушные;
- комбинированные.

Параметры теплоносителей:

$T / 373\text{K}$  и  $p = 0,005 \text{ до } 0,07 \text{ МПа}$  и  
 $p \leq 0,07 \text{ МПа}$

По виду циркуляции: естественная и принудительная.

Передача тепла в помещениях осуществляется конвекцией, тепловым излучением и комбинированным путём.

### 2.14.2. Определение поверхности нагревательных приборов.

$$F_{н.п.} = \frac{(Q_{т.п} - Q_{т.р}) \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3}{[K_{пр} \cdot (T_{пр} - T_{в}) \cdot \beta_4 \cdot \beta_5]}$$

$F_{н.п.}$  – площадь поверхности нагревательного прибора,  $[\text{м}^2]$ ;

$Q_{т.п.}$  – расчётные теплотери,  $[\text{Вт}]$ ; теплопроизводительность нагревателя;

$Q_{т.р.}$  – теплоотдача труб, находящихся в одном помещении с нагревательным прибором.

$T_{пр} = 0,5(T_{вх} - T_{вых})$  – средняя температура теплоносителя;

$T_{в}$  – температура воздуха в помещении;

$K_{пр}$  – коэффициент теплопередачи теплоприбора  $\left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right]$ ;

$b_1; b_2; b_3; b_4; b_5$  – поправочные коэффициенты, определяемые по справочникам и учитывающие соответственно способ установки прибора, охлаждение воды в трубопроводе, влияние числа секций при установке радиаторов, способ присоединения прибора и влияние расхода теплоносителя.

Для водяного отопления в жилых и общественных зданиях  $T_{вх} = 368\text{K}$ ,  
 $T_{вых} = 343\text{K}$ .

### **2.14.3. Вентиляция и кондиционирование.**

Вентиляция – регулируемый воздухообмен в помещениях.

Кондиционирование – создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях температуры, относительной влажности, чистоты состава, скорости движения воздуха.

Механическая вентиляция бывает:

- вытяжной (удаление загрязнённого воздуха из помещения);
- приточной (подача воздуха, подогреваемого в зимнее время).

Вытяжные и приточные системы подразделяются на местные, общеобменные и комбинированные.

Вентиляцию, обеспечивающую организованный приток и удаление воздуха, называют приточно-вытяжной.

Приточные системы (механические) состоят из:

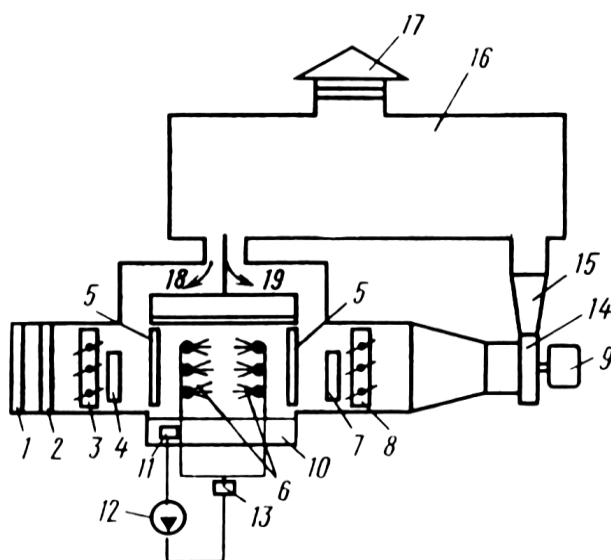
- воздухоприёмного устройства;
- приточной камеры с вентилятором и электродвигателем;
- устройства для подогрева, очистки, увлажнения воздуха и т. п.;
- сети воздухопроводов, дросселей-клапанов или задвижек.

Системы кондиционирования воздуха делятся на местные и центральные.

Основными процессами в системах кондиционирования являются: нагревание, охлаждение, увлажнение, осушение, очистка от пыли, ионизация и т. п.

Схема установки для кондиционирования воздуха с применением двойной рециркуляции представлена на рис. 79.

Воздух поступает через жалюзи 1, очищается от пыли фильтром 2, подогревается калорифером 4 первой ступени, теплоносителем которого являются вода или пар.



**Рис. 79 Установка для кондиционирования**

Перед калорифером установлены клапаны 3, регулирующие количество поступающего воздуха (часть воздуха может пропускаться мимо калорифера). Подогретый воздух направляется в оросительную камеру для увлажнения.

Вода для орошения забирается из поддона 10 через фильтр 11 насосом 12 и проходя через фильтр 13, подается к форсункам 6. Для предотвращения выноса капель из оросительной камеры перед ней и после нее установлены сепараторы 5. Увлажненный воздух догревается в калорифере 7 второго подогрева, проходит через каналы 8 и с помощью центробежного вентилятора 14 с приводом 9 поступает в воздуховоды приточной вентиляции 15 и затем в вентилируемое помещение 16 и на выход 17.

Схема рециркуляции (с целью использования теплоты помещения – зимний вариант) устроена следующим образом:

часть воздуха первой рециркуляции 18 поступает в камеру смешения с воздухом, нагретым калорифером 4 первой ступени. Другая часть воздуха второй рециркуляции 19 поступает в камеру смешения с воздухом, прошедшим оросительную камеру.

В летний период воздух, забираемый извне, охлаждается специальным воздухоохладителем.

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) применяются на транспорте – в железнодорожных вагонах, автобусах, автомобилях, самолетах, на судах различного назначения.

Классификацию СКВ можно провести по следующим пяти признакам: назначению, характеру связи с обслуживаемым помещением, способу снабжения холодом, схеме обработки воздуха в установке кондиционирования и величине давления развиваемого вентиляторами.

По назначению СКВ делятся на три вида: технологические, технологически-комфортные и комфортные. Автомобильные СКВ являются комфортными или технологически-комфортными. Они должны обеспечить наиболее благоприятные условия для водителя (легковые автомобили и автобусы) и сохранение скоропортящегося груза (например, рефрижераторы).

Способы снабжения холодом определяется выбранным хладагентом.

Хладагент является легко летучим веществом, играющим роль передатчика тепла при циркулировании внутри контура охлаждающей системы. Имеется несколько видов хладагента R-11, R-12, R-14, R-21, R-22 и т.д. Из них в автомобилях применяется фреон R-12. Особенности фреонового газа R-12, используемого в автомобиле следующие:

- велика «скрытая» теплота испарения, газообразный фреон легко превращается в жидкость;
- не горит и не взрывается;
- химически устойчив и не меняется;
- не ядовит, нет свойства окисления;

- не портит продукты питания и одежду;
- легко приобрести.

В настоящее время вместо широко используемого R-12 применяется новый хладагент R-134a.

Цикл охлаждения воздуха современными кондиционерами включает в себя следующие процессы. Хладагент циркулирует по герметичному контуру. Газ хладагент всасывается и сжимается компрессором до высокой температуры ( $t \approx 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и давления ( $p \approx 1,5\text{ Мпа}$ ). Далее хладагент поступает в конденсатор и принудительно охлаждается вентилятором системы охлаждения, при этом, отдавая «скрытое» тепло конденсации воздуху, проходящему через конденсатор, превращаясь в жидкость. Температура при этом составляет около  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Превращенный в жидкость хладагент после удаления влаги и пыли в приемнике-осушителе поступает на расширительный клапан.

Жидкий хладагент высокого давления в расширительном клапане, резко расширяясь, превращается в хладагент туманообразного состояния с низкой температурой ( $t \approx -2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и давлением ( $p \approx 0,2\text{ Мпа}$ ), поступает на испаритель. Войдя в испаритель и проходя через вентилятор хладагент отнимает тепло у сжатого вентилятором воздуха, поступающего в салон. Одновременно фреон из туманообразного превращается в газообразное состояние и всасывается компрессором для повторного цикла.

Подробнее холодильные циклы описаны в разделе «Холодильные и криогенные машины и установки» настоящего учебного пособия.

В последние годы за рубежом появились автомобильные рефрижераторы, где сжиженный природный газ применяется и в качестве моторного топлива, и в качестве хладагента. Например, в Германии совместное производство таких рефрижераторов наладили фирмы МАН и РЕВЕ. Это вызвано многими недостатками парокompрессионными холодильными машинами (ПКХМ) на фреоне. Главные из них следующие недостатки:

1. После 40-50 тыс. км пробега автокондиционер теряет до 200 граммов фреона. Он очень текуч, удержать его в системе сложно.
2. Работающий кондиционер повышает расход топлива на 5-7 %, а неисправный – 15-25 %.
3. Фреон R-12 и R-134a являются ядовитыми (ощущение легкого опьянения, затем тошнота и рвота). Спасает тогда обильное питье минеральной воды.
4. Самое уязвимое место – радиатор кондиционера. Она находится впереди радиатора системы охлаждения и первым принимает на себя все удары (мелкие острые камешки, осколки фар, бутылок, рассыпанные на дороге и т.п.).
5. Трещинообразование ветровых стекол.

Поэтому использование сжиженного газа во многом устраняют эти недостатки. В России разработано несколько схем транспортных холодильных систем в Военном инженерно-космическом университете («Автомобильная промышленность» № 10, 2002 г.). Одна из этих схем приведена на рисунке 80. В нее входят: криогенный бак 13 со сниженным природным газом; трубопроводы 14 подачи газа с регулирующим клапаном 15; газификатор 12; дроссельный вентиль 9; грузовой отсек (холодильная камера) 5; вихревая трубка 1; магистраль 6 холодного потока; магистраль 2 теплого потока; нагреватель 3; промежуточная камера 7; двигатель 16 рефрижератора; магистраль 4 его отработавших газов; система 11 охлаждения двигателя, включающая радиатор 8 и жидкостный насос 10.

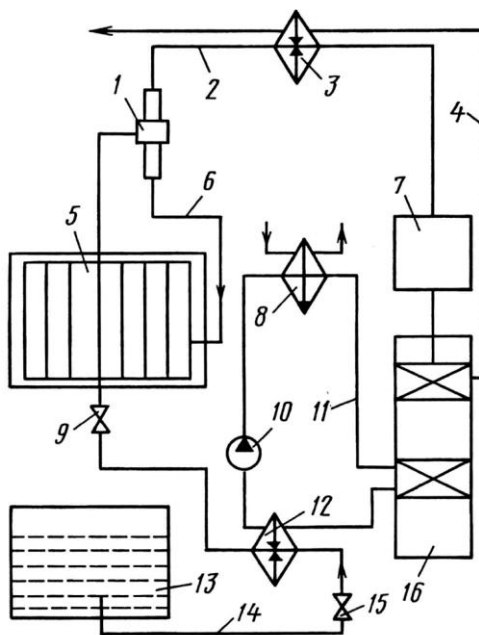
Установка работает следующим образом.

Жидкость из системы охлаждения двигателя подводится к газификатору 12, в который из криогенного бака через регулирующий клапан 15 поступает сжиженный газ. Здесь он испаряется и расширяется, затем дросселируется в вентиле 9 и идет в грузовой отсек рефрижератора (холодильную камеру), где и охлаждает внутреннюю среду (продукты) до нужной температуры. При этом



газ сам нагревается, и его давление повышается. Под действием этого давления он проникает в вихревую трубку 1, где разделяется на два потока – холодный и теплый. Первый по магистрали 6 возвращается в отсек 5, а второй по магистрали 2 проходит через нагреватель 3, где за счет теплообмена с отработавшими газами двигателя, поступающими по магистрали 4, нагревается еще больше и поступает в промежуточную камеру 7, а оттуда – в двигатель. Уже как топливо.

Система охлаждения двигателя тоже работает не совсем обычно. Охлаждающая жидкость с помощью насоса 10 подается сначала в газификатор 12, а затем в радиатор 8. То есть тепловая энергия этой жидкости не просто отводится в окружающую среду, как происходит на обычных АТС, а в своей значительной части используется для испарения сжиженного газа.



**Рис. 80** Схема кондиционера на сжиженном природном газе для автомобильного рефрижератора.

Данная схема, как и все разработанные в ВИКУ, обладает рядом безусловных достоинств по отношению к традиционной авторефрижераторной технике.

Во-первых, ввиду отсутствия холодильного агрегата ее реализация обходится, в зависимости от объема кузова и грузоподъемности авторефрижератора, на 10 – 40 тыс. амер. долл. дешевле.

Во-вторых, рефрижератор, работающий на сжиженном природном газе, гораздо дешевле в эксплуатации: не нужны затраты на обслуживание и ремонт холодильного агрегата; не расходуется энергия на привод компрессора холодильного агрегата и вентилятора конденсатора; само топливо (газ) дешевле дизельного топлива и бензина; у газодизеля меньше расход масла на "угар", а межремонтный ресурс больше, чем у дизеля.

В-третьих, собственная масса автомобиля-рефрижератора из-за отсутствия холодильного агрегата (ПКХМ) получается меньше, что увеличивает его грузоподъемность и вместимость.

Конечно, рефрижератор на сжиженном природном газе имеет и недостатки: он "изготавливает" холод только при работающем двигателе, причем только в режиме охлаждения. Однако эти недостатки во многих случаях могут стать, очевидно, его достоинствами.

В заключении следует отметить, что система кондиционирования автомобиля необходима, и особенно в автомобилях, эксплуатируемых в странах «вечного лета». Но фреоновая система кондиционирования очень неэкологична, хотя и имеет, сравнительно с другими системами охлаждения, высокий КПД, небольшую металлоемкость, не требует больших мощностей на привод агрегатов, невысокую стоимость. Абсорбционная и воздушная система кондиционирования пока в автомобилях не применяется в связи с тем, что они имеют большую металлоемкость, требуют больших мощностей на привод компонентов, имеют небольшой КПД. Но зато эти системы экологически чистые и на окружающую среду фактически не влияют, за счет того, что не применяется фреон.

В последнее время человечество начинает задумываться о мире в котором оно живет и чтобы не потерять его остатки начинает принимать меры по

устранению фреоновых и других систем разрушающих озоновый слой. И поэтому будем надеяться на то, что будут изобретены или доработаны системы охлаждения, которые будут заменять фреоновые.

## **2.15. Система теплоснабжения промышленных предприятий и жилищно-коммунального хозяйства.**

### **2.15.1. Классификация и основные определения систем теплоснабжения.**

Теплоснабжение промышленных предприятий – снабжение теплотой с помощью теплоносителя систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения промышленных зданий, технологических потребителей.

Система теплоснабжения – совокупность устройств, являющихся источниками теплоты, тепловых сетей, систем распределения и использования.

Теплофикация – централизованное теплоснабжение на базе комбинированного производства электроэнергии и теплоты на ТЭЦ.

Теплоснабжение промышленных предприятий, в том числе и жилищно-коммунального хозяйства по объёму использования энергетических ресурсов и финансовым затратам составляет 56 – 60% от общих производственных затрат.

Источниками теплоснабжения являются ТЭЦ, районные котельные, АЭС, АТЭЦ (АСТ), геотермальные источники пара и воды, вторичные энергоресурсы в производствах с высокотемпературными процессами (металлургия, цементная промышленность и т. д.)

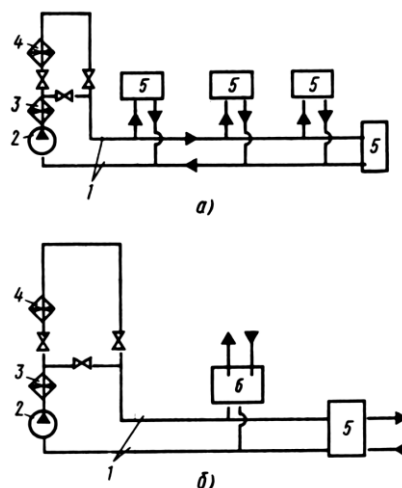
Системы теплоснабжения делят на водяные и паровые.

Температура воды в системах теплоснабжения изменяется в пределах 300 – 470 К с радиусом действия до 30 – 60 км.

Пар (насыщенный) имеет постоянное давление в диапазоне 0,2 – 4,0 МПа с радиусом действия паровых систем – 6 – 15 км.

### 2.15.2. Схемы систем теплоснабжения.

По способу обеспечения тепловой энергии системы могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми (рис. 81).



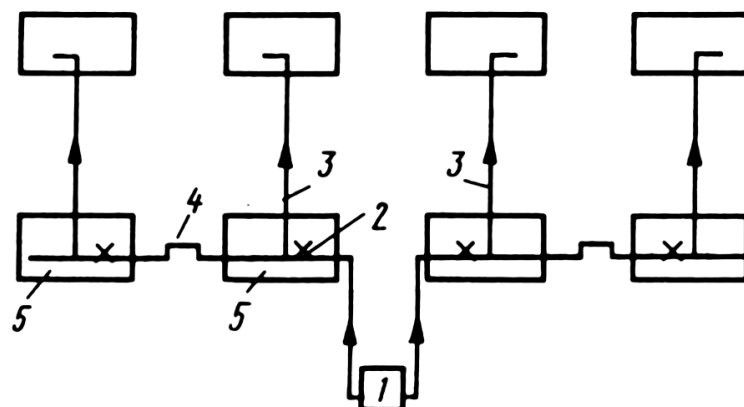
**Рис. 81 Схемы системы теплоснабжения:**

а- одноступенчатая ; б- двухступенчатая ;

1-тепловая сеть; 2-сетевой насос; 3-теплофикационный подогреватель;  
4-пиковый котел; 5-местный тепловой пункт; 6-центральный тепловой пункт

В одноступенчатых схемах потребители теплоты (здания 5) присоединяются непосредственно к тепловым сетям 1 при помощи местных или индивидуальных тепловых пунктов 5. В многоступенчатых схемах между источниками теплоты и потребителями размещают центральные 6 тепловые (или контрольно-распределительные) пункты. Эти пункты предназначены для учета и регулирования расхода теплоты, ее распределения по местным системам потребителей и приготовления теплоносителя с требуемыми параметрами. Они оборудуются подогревателями, насосами, арматурой, контрольно-измерительными приборами.

Предпочтение отдают схемам с центральными тепловыми пунктами 1, обслуживающими группы зданий 5 (рисунок).



**Рис. 82** Схема системы теплоснабжения с центральным тепловым пунктом:  
 1-центральный тепловой пункт; 2-неподвижная опора; 3-тепловая сеть;  
 4-П-образный компенсатор; 5-здание

### 2.15.3 Тенденции развития теплоснабжения в России.

Переход к рыночной экономике изменил рынок котельных для целей теплоснабжения, в том числе:

- сократилось производство котлов большой мощности (10 МВт и выше) из-за больших материальных затрат;
- возрос объем производства котлов средней мощности (0,25 4 3,0 МВт);
- появилась тенденция к росту производства бытовых котлов небольшой мощности (10 – 40 кВт) для индивидуальных котельных;
- интенсивно разрабатываются и внедряются компактные, расположенные в том числе и на крыше зданий, котельные установки, не требующие тепловых сетей с высокой степенью автоматизации процессов теплоснабжения и горячего водоснабжения.

Жилищно-коммунальное хозяйство является одной из самых запущенных отраслей в стране, её оздоровление и подъём возможны только в результате целенаправленной политики государства, в том числе:

- внедрение частного предпринимательства в трёхуровневую систему предприятий теплоснабжения, включающей производителей тепла, тепловые сети и продавцов энергии;
- внедрение современных технологий, оборудования, материалов и услуг, например, в широком использовании при отоплении зданий тепловых насосов, обеспечивающих рекуперацию тепловой энергии стоков жилых домов и т. п.;
- обучение и переподготовка специалистов как в сфере управления, так и в эксплуатации современных систем теплоснабжения;
- развитие информационных технологий в сфере жилищно-коммунального хозяйства.

## **2.16. Пути повышения эффективности энергетических машин и установок.**

### **2.16.1 Энергетическая стратегия России.**

“Энергетическая стратегия России до 2020 г.”, документ принятый в ноябре 2000 г. отражает принципиальное направление развития энергомашиностроения России, состоит из следующих разделов:

- проблемы развития энергетики России;
- энергетическое машиностроение в экономике России;
- цели, этапы и задачи развития энергетического машиностроения;
- научно-техническое, финансовое и правовое обеспечение реализации стратегии машиностроения.

Известно, что каждый процент сэкономленных в России энергоресурсов даёт прирост национального дохода на 0,35 4 0,4 %.

Это выводит на первое место актуальность поисковых работ по повышению эффективности (КПД) первого этапа преобразования тепловой энергии – в термодинамических циклах, так как в них эффективный КПД

обычно составляет 30 – 40 % , в то время как в котлах при нагреве воды, генерации пара он достигает 80 % и более.

Низким КПД термодинамических циклов объясняется тот факт, что стоимость 1 кВт–ч. электроэнергии, как правило, в 3 – 5 раз выше стоимости 1 кВт–ч. тепловой энергии, например, в системах центрального отопления.

Таким образом, единственный путь повышения эффективности энергетических машин и установок – повышение КПД термодинамических циклов энергогенерирующих технологий и ограничение использования электрической энергии.

Электрическая энергия – самый дорогой и высоколиквидный вид энергии.

Реализация “Энергетической стратегии” предусматривает ряд этапов:

- На первом этапе (до 2005 г.) планируется преимущественное продление паркового ресурса тепловых электростанций за счёт замены базовых узлов паровых турбин;
- На втором этапе (после 2005 г.) предполагается техническое перевооружение и реконструкция существующих, а так же сооружение новых тепловых электростанций с ежегодным объемом 4 – 6 млн кВт, с использованием новых технологий.

Для электростанций, работающих на газе, такими технологиями являются парогазовый цикл, газотурбинные надстройки паросиловых блоков и газотурбинные теплофикационные установки. Главным потребителем газа являются электростанции и котельные, сжигающие до 60 % его объёма, используемого в России.

Для электростанций, работающих на твёрдом топливе, предусматриваются экологически чистые технологии его сжигания в паротурбинном цикле и в парогазовых установках с газификацией угля. Переход от паротурбинных к парогазовым ТЭС с повышением КПД до 50 % и выше снизит прирост потребности станций в органическом топливе.

- На третьем этапе (до 2010 г.) планируется создание высокоэффективного оборудования на базе современных энергопроизводящих технологий:

- газовых турбин мощностью 110, 160, 180 МВт;
- парогазовых установок мощностью 170 – 490 МВт;
- оборудование для АЭС нового поколения;
- оборудование на базе возобновляемых источников энергии и для малой энергетики.

Техническое перевооружение предприятий энергомашиностроения.

Создание федерального центра высоких технологий машиностроения применительно к проблемам энергетики.

Использование потенциала академической и отраслевой науки, а так же высших учебных заведений.

Исследования, проведённые в рамках международных и российских программ энергосбережения и ресурсосбережения показывают, что потенциал нетрадиционных возобновляемых источников энергии (НВИЭ) может полностью обеспечить энергоснабжение страны.

Технический потенциал нетрадиционной энергетики составляют:

- ветроэнергетика – 2,0 млрд. т. у. т. в год;
- солнечная энергия – 2,3 млрд. т. у. т. в год;
- малая гидроэнергетика – 125 млн. т. у. т. в год;
- низкопотенциальное тепло – 105 млн. т. у. т. в год;

За низкопотенциальными источниками энергии и энергосбережением – большое будущее.

Тихоходные и безредукторные гидрогенераторы с частотой вращения  $2 - 10 \frac{1}{мин}$  и мощностью 100 – 1000 кВт могут устанавливаться на дне рек глубиной не менее 2м для круглогодичного использования и не препятствовать течению рек, прохождению рыб на нерест, судоходству (ГЭС – без плотин).



Применение тепловых насосов для отопления жилых помещений, использование потенциала геотермальной энергии, использование энергии биомассы (органического вещества растительного или животного происхождения) – основные источники низкопотенциального тепла, способного в значительной степени решать проблему обеспечения тепловой энергией жилого фонда в малонаселенных и труднодоступных местах. Например, использование древесины для производства тепла. Россия обладает лесными ресурсами – 24 % мировых. Годовой прирост древесины равен  $1 \cdot 10^9$  м<sup>3</sup>. Возможный объём заготовок –  $1,8 \cdot 10^8$  м<sup>3</sup>, возможная ежегодная добыча древесного топлива – 38 млн. т. (в пересчёте на условное топливо). Газогенераторная установка вполне конкурентоспособна, например, с дизель-электрической установкой сопоставимой мощности.

В предыдущих главах представлены перспективные источники энергии, в том числе энергия солнца. Имеются многочисленные проекты использования солнечной энергии. Наиболее предпочтительными из них являются проекты энергоснабжения Земли из космоса. Здесь тоже рассматриваются различные варианты. Вот один из них. Прогнозируется строительство на Луне промышленного комплекса по добыче гелия – 3, который либо будет переправляться на Землю, где с его помощью на термоядерных электростанциях с экологически чистым термодинамическим циклом станут вырабатывать электроэнергию, либо использовать в подобных же реакторах на Луне, а уж полученную энергию переправлять на нашу планету с помощью лазерных или СВЧ – перерабатывающих станций. Этот вариант привлекателен ещё и тем, что при производстве гелия – 3 попутно получают водород, воду, метан, азот и другие вещества, необходимые для жизнеобеспечения лунных комплексов и их обитателей.

## **2.16.2. Основные направления повышения эффективности энергетических машин и установок.**

Таким образом, основными направлениями повышения эффективности энергетических машин и установок определены:

- совершенствование термодинамических циклов тепловых энергетических установок с целью повышения КПД;
- развитие энергосберегающих технологий, в первую очередь для экономии расходования электроэнергии (потенциальная экономия энергии для отопления и освещения зданий составляет около 15 %, что перекрывает объем вырабатываемой энергии на базе АЭС и т. п.);
- развитие низкопотенциальных источников энергии;
- расширение внедрения нетрадиционных возобновляемых источников энергии.

## **2.17. Транспортные газотурбинные двигатели.**

### **2.17.1 Преимущества транспортных газотурбинных двигателей (ТГТД).**

Газотурбинные двигатели (внутреннего сгорания) по сравнению с поршневыми имеют значительные технические и эксплуатационные преимущества, основными из которых являются:

- более высокие удельная мощность (отношение мощности к массе двигателя);
- благоприятное изменение крутящего момента двигателя в зависимости от частоты вращения вала двигателя (крутящий момент возрастает при уменьшении частоты вращения);
- возможность использования более простой, надежной и дешевой трансмиссии;
- лучший запуск в условиях низких температур окружающего воздуха;

- возможность использования более дешевых топлив и практическое отсутствие расхода масла;
- значительно меньшее количество деталей двигателя;
- практическое отсутствие вибраций и крутильных колебаний;
- низкая токсичность отработавших газов;
- малая трудоемкость и стоимость технического обслуживания.

Ниже рассмотрены перспективные варианты конструкций транспортных газотурбинных двигателей и комбинированных установок.

### **2.17.2. Техничко-экономические показатели и требования, предъявляемые к транспортным газотурбинным двигателям.**

К основным технико-экономическим показателям вышеперечисленных двигателей относятся: экономичность, масса, габаритные размеры, надежность действия, срок службы и маневренность.

#### **2.17.2.1. Экономичность ТГТД.**

Экономичность судовой энергетической установки оценивается по расходу топлива за рейс, за 1 час, на милю пройденного пути и по удельному расходу топлива ( $г/квт.ч$ ).

Экономичность двигателя газотурбовоза оценивается расходом топлива для обеспечения тяги поезда. В общем балансе эксплуатационных расходов расход на топливо газотурбовозом занимает  $\frac{1}{3}$  -  $\frac{1}{2}$  всех затрат.

Топливную экономичность ГТД колесных и гусеничных машин оценивают по абсолютным и удельным расходам топлива и их зависимости от частоты вращения вала ГТД и нагрузки на установившихся и неустановившихся режимах. Современные лучшие образцы опытных ГТД

автомобилей и гусеничных машин имеют расходы топлива 235-270  $г/квт.ч.$ . Кроме удельного расхода топлива показателями топливной экономичности автомобильных двигателей являются путевой расход топлива ( в литрах на 100 км) и объем перевозок на 1 л топлива в тонно-километрах на литр. Сравнение этих показателей ГТД и дизеля представлены в таблице № 18.

**Таблица № 18.**

**Сравнение экономичности перевозок на седельных тягачах с ГТД  
GT-601 и дизелем (  $N_{e_{max}} = 410$  квт.).**

<b>ПОКАЗАТЕЛИ</b>	<b>GT-601</b>	<b>ДИЗЕЛЬ</b>
Протяженность трассы, км	634	634
Масса автопоезда, т	36,3	36,3
Длительность пробега, ч	7,5	7,6
Средняя скорость, км/ч	84,5	83,5
Суммарный расход топлива, л	367	390
Полезная нагрузка, т	26,25	25
Путевой расход топлива на 100км, л	58,1	61,4
Объем перевозок на 1л топлива, $\frac{т \cdot км}{л}$	45,2	40,7

### 2.17.2.2 Масса ТГТД.

Масса транспортного ГТД складывается из массы собственно двигателя и масс обслуживающих этот двигатель вспомогательных механизмов, устройств и систем.

Массу транспортного ГТД оценивают по его удельной массе, т.е. массе отнесенной к мощности установок на фланце отбора полезной мощности  $[кг/квт]$ . Наименьшую массу имеют судовые ГТД, созданные на базе авиационных двигателей. Удельная масса таких двигателей ( без рам, винтов и редукторов) составляет 0,30 – 1,5  $кг/квт.$  ГТУ крупнотоннажных транспортных судов, включающих в себя такие узлы, как регенераторы,

воздухоохладители, газопроводы большого сечения, утилизационные котлы и т.д. имеют 55-70 кг/квт, причем масса собственно ГТД не более 25-35 кг/квт.

Энергоустановки судов на подводных крыльях (СПК) имеют удельную массу 3,5 – 4,5 кг/квт; для судов на воздушной подушке (СВП) вместе с рамами, воздушными и вентиляторными винтами и редукторами удельная масса 2,0 – 2,5 кг/квт.

Масса, как и экономичность судовой установки, непосредственно влияет на скорость, дальность плавания и полезное водоизмещение (грузоподъемность) судна.

При оценке массы локомотивной ГТУ учитывают ограничения массы, связанные с предельной нагрузкой на оси локомотива на рельсы. Нормы допустимой нагрузки устанавливаются ГОСТами. Максимальная нагрузка на ось не должна превосходить 25т. При известной нагрузке на ось, типе и числе тележек, определяют сцепную массу газотурбовоза и допустимую массу ГТУ.

При значительных мощностях в одной секции (3 – 6 МВт и более) удельная масса ГТУ не должна превышать 4 – 7 кг/квт.

Колесные и гусеничные машины имеют малые удельные массы в ограниченном объеме. Удельная масса двухвальных ГТД без теплообменника колеблется в пределах 0,35 – 1,65 кг/квт. Теплообменник увеличивает массу на 50 – 80 %. С ростом мощности удельная масса, как правило, уменьшается.

### **2.17.2.3. Объем и габаритные размеры ТГТД.**

Объем транспортной ГТУ оценивают по удельному объему м<sup>3</sup>/кВт.

Для судовых ГТУ удельный объем помещений, как показывает статистика, должен составлять 70 – 90 % удельного объема занимаемого паротурбинной установкой такой же мощности, т.е. быть в пределах 0,2 – 0,3 м<sup>3</sup>/кВт.

Размеры локомотивной ГТУ определяется габаритами подвижного состава, удобством разборки и сборки, безопасностью обслуживания и доступностью наблюдения.

Габаритный объем ГТД колесных и гусеничных машин определяется как объем параллелепипеда, грани которого касаются крайних точек контура двигателя. У выполненных АГТД удельный габаритный объем двигателя без теплообменника составляет 0,45 – 1,5 л /кВт, с теплообменником увеличивается на 50 – 150 %.

Иногда используют понятие габаритной мощности двигателя -  $\frac{квт}{м^3}$ , величина которой обратна габаритному объему ( $м^3/кВт$ ).

#### **2.17.2.4. Надежность и срок службы ТГТД.**

Надежностью ГТД называется его способность пускаться и работать длительное время на номинальном режиме и режимах частичной мощности без перебоев и вынужденных остановок при любых внешних условиях в течение заданного срока службы.

Срок службы установок – это период времени от начала её эксплуатации до момента возникновения предельного состояния, определяемого прочностью наиболее ответственных элементов ГТУ (рабочих и сопловых лопаток, жаровых труб камер сгорания).

Общий срок службы ГТУ транспортных судов должен быть не менее 70 – 100 тыс. ч. При этом сроке обеспечивается эксплуатация ГТУ в течение 10 – 14 лет, при условии, что среднегодовое число ходовых часов судна составляет 80 % от общего числа часов работы в году.

Для двигателей на судах на подводных крыльях (СПК) и воздушной подушке (СВП) ресурс лопаток двигателей принят равным 2 – 4 тыс. ч. Ресурс авиационных двигателей для СПК и СВП должен быть 6 – 8 тыс. ч.

Опыт эксплуатации ГТД колесных и гусеничных машин показывает, что межремонтный пробег даже у опытных ГТД достигает нескольких тысяч часов. У серийных ГТД межремонтный ресурс должен составлять 1-20 тыс. ч.

#### **2.17.2.5. Маневренность ТГТД.**

Под маневренностью транспортной силовой установки понимается её способность быстро пускаться и переходить на любой режим работы, обеспечивающий необходимую скорость, маневрирование и безопасность движения судна, локомотива, автомобиля и т.д.

Маневренность характеризуется такими показателями, как время ввода установки в действие при различных внешних условиях, т.е. время её приведения в состояние холостого хода, начиная с которого можно немедленно развить мощность; время набора полной мощности с момента выхода установки на частичный режим; время полного торможения и перехода с переднего хода на задний (реверса).

Маневренность судовой ГТУ должна обеспечивать полную мощность за 1 – 2 мин после пуска, а при пуске с режима холостого хода – за 15 – 20 с для ГТУ с малогабаритными легкими компрессорами и турбинами.

При работе на винт регулируемого шага (ВШР) ГТУ должна обеспечивать реверс судна в течение 3 мин при выбеге до 35 длин судна.

Время пуска ГТУ транспортных судов более сложных схем должно составлять 10 – 15 мин.

Маневренные и эксплуатационные характеристики СВП таковы, что длина пути экстренного торможения с полной скорости (110 – 140 км/час) может составить 4 – 13 длин корпусов, а номинальная длина выбега 15 – 20 длин корпусов.

Маневренность локомотивных и автомобильных двигателей характеризуется в дополнении к указанным выше показателям способностью обеспечивать большой крутящий момент на валу нагрузки при трогании с

места транспортного средства. Маневренность ГТД при этом определяет тяговая характеристика, т.е. зависимость крутящего момента от частоты вращения выходного вала.

### **2.17.3 Перспективы развития транспортных газотурбинных и комбинированных установок.**

#### **2.17.3.1. Судовые газотурбинные двигатели.**

Судовой ГТД с передачей мощности на движитель и соединенными с ним валами принято называть газотурбинным агрегатом (ГТА). ГТА с обслуживающими его системами составляют газотурбинную установку (ГТУ).

Двигатели, обеспечивающие ход судна, т.е. работающие на основной потребитель мощности, называются главными. Они делятся на всережимные, маршевые и форсажные (ускорительные).

Всережимный двигатель является единственным первичным двигателем судна или корабля и работает во всем диапазоне изменений хода судна от полного переднего до полного заднего.

Маршевый двигатель (МД) предназначается для работы на режимах уменьшенных ходов, в то время как форсажный работает на режимах больших ходов.

Установки с маршевыми и форсажными двигателями принято называть комбинированными.

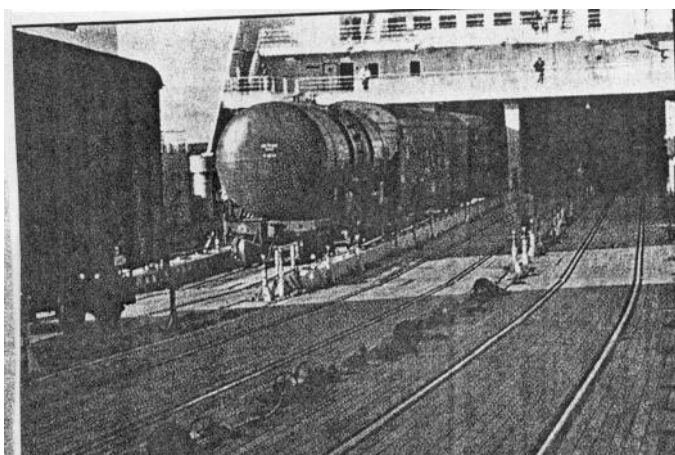
На предприятии ФГУП «ММПП «Салют» (г. Москва) новым направлением стала разработка газотурбинных установок для морских судов. Выполнен проект энергетической установки для железнодорожного парома, обслуживающего торговый путь из Европы в Индию и Индокитай. Новизна заключается в том, что грузы от отправителя до заказчика доставлялись без промежуточных перевалок в железнодорожных вагонах.

Путь пролегает через Астрахань, там вагоны загружаются на паром и через Каспийское море доставляются в Иран. После пересечения страны идет



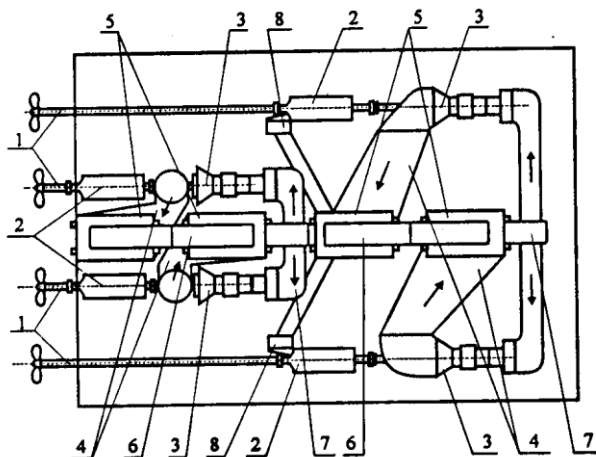
повторная загрузка на паромы и далее через Индийский океан груз отправляется в Индию и Индокитай. Для обеспечения бесперебойной доставки грузов проектом предусматривается строительство 8 – 10 железнодорожных паромов.

Высокая скорость парома (35 узлов) и большая грузоподъемность (300 вагонов) потребовали создания силовой установки с уникальными параметрами: мощностью не менее 220 Мвт на 4 винта и коэффициентом полезного действия более 50 %. Для движения задним ходом требовалось обеспечить мощность не менее 6 Мвт. Снижение мощности не допускалось даже при повышении температуры воздуха до 45° С.



**Рис. 83** Общий вид порта и въезд железнодорожного состава на паром.

Эскизный проект машинного отделения железнодорожного парома представлен на рисунке 84.



**Рис. 84** Машинное отделение.

1. Вал. 2. Редуктор с главным упорным подшипником.
3. Газотурбинный двигатель. 4. Газоход.
5. Котел утилизационный. 6. Контактный конденсатор.
7. Подвод воздуха. 8. Реверсивный двигатель.

Энергоустановка каждого винта включает в себя газотурбинный двигатель, котел-утилизатор двух давлений, паровую турбину и контактный конденсатор (устанавливается в газоходе над машинным отделением). Мощность от силовой турбины через редуктор передается на винт. Одновременно выхлопные газы газотурбинного двигателя создают в котле-утилизаторе пар высокого давления, поступающий в паровую турбину, которая подкручивает компрессор газотурбинного двигателя.

В данной энергетической установке предусмотрена подача пара в газотурбинный двигатель. При этом одна часть пара высокого давления температурой  $250^{\circ}\text{C}$  после паровой турбины используется для охлаждения турбокомпрессора (расход  $5\text{ кг/с}$ ), а другая часть ( $10\text{ кг/с}$ ) повторно поступает в котел-утилизатор, где перегревается, а затем впрыскивается в камеру сгорания газотурбинного двигателя. Пар низкого давления используется для охлаждения силовой турбины. Производительность котлов позволяет без ущерба для энергетического цикла снабжать паром и горячей водой вторичных потребителей парама.

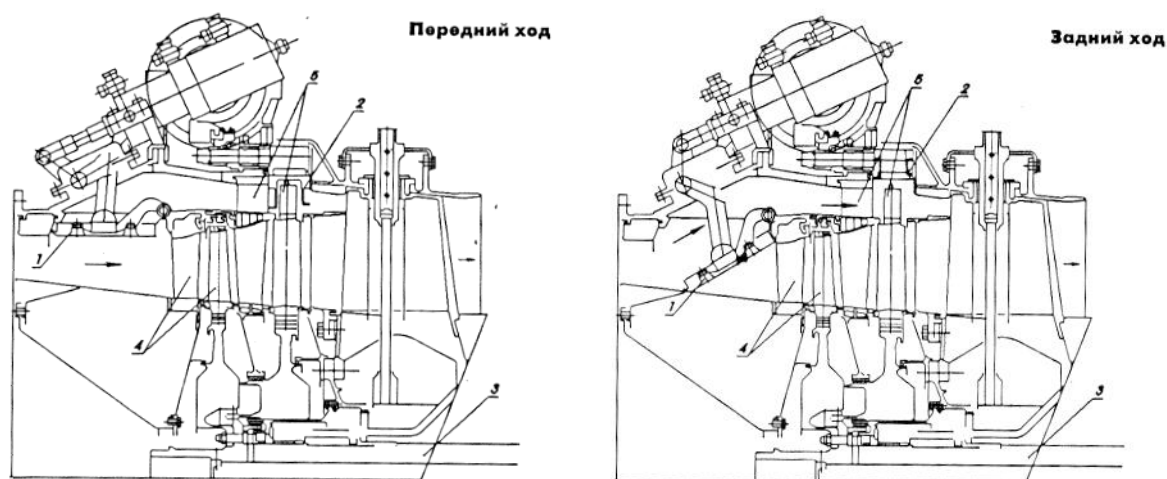
Для возврата воды, поступившей в виде пара в проточную часть газотурбинного двигателя, за котлом-утилизатором установлен контактный конденсатор. В нем выхлопные газы охлаждаются до температуры  $60^{\circ}\text{C}$ , при этом содержащаяся в них вода конденсируется. В энергетической установке для исключения отложения солей используется дистиллированная вода, охлаждение которой осуществляется в теплообменнике забортной водой. При температуре забортной воды  $<30^{\circ}\text{C}$  в системе происходит накопление дистиллированной воды, так как кроме впрыскиваемого в газотурбинный двигатель пара в выхлопных газах присутствует “дополнительная” вода, образующиеся в камере сгорания при сжигании органического топлива.

Для поддержания мощности энергетической установки при повышенных температурах воздуха используется дополнительный впрыск воды на входе в

компрессор: так, при температуре воздуха  $45^{\circ}\text{C}$  расход  $1\text{ кг/с}$  воды дает прибавку мощности до  $7\text{ МВт}$ .

Накопление дистиллированной воды в цистернах позволяет энергетической установке работать без снижения мощности даже тогда, когда температура воды превышает  $+30^{\circ}\text{C}$  и воздуха  $+45^{\circ}\text{C}$ , хотя по климатическим условиям района плавания такие температуры ожидаются нечасто.

Для маневров при причаливании используются два газотурбинных реверсивных двигателя мощностью по  $6\text{ МВт}$ . Кроме того используется высокоэффективный газовый реверс газотурбинных двигателей, который позволяет производить реверсирование во всем диапазоне мощности с переднего на задний ход за  $3\ldots 5\text{ с}$  (рис. 85). В этом случае клапаны экономичного хода постоянно подняты, и реверсирование осуществляется только переключным клапаном, который может быть поставлен в любое промежуточное положение. Это позволяет плавно, без скачков изменять скорость и направление вращения винта, что делает удобным причаливание. Существует такое положение клапана, при котором мощность на валу равна нулю (“стоп винт”). При этом режим работы двигателя не меняется.



**Рис. 85 Силовая турбина реверсивного типа мощностью  $6\text{ МВт}$ .**

1. Клапаны перезапуска газа. 2. Экраны экономичного хода.
3. Ротор. 4. Лопатки переднего хода. 5. Лопатки заднего хода.

При движении по каналам и в проливах, когда требуется длительная работа на переднем ходу, экраны экономичного хода обоих двигателей опускаются. В этом случае к.п.д. переднего хода повышается на 5%.

Редуктор энергетической установки железнодорожного парома спроектирован по многопоточной схеме, что позволило снизить его габариты до 2м в диаметре.

Высокие удельные показатели позволили уменьшить габариты всех узлов установки. Размещение энергетических агрегатов не вызвало трудностей. В машинном отделении осталось много места для вспомогательного оборудования. Доступ ко всем узлам во время эксплуатации свободен. При необходимости любой узел может быть демонтирован и заменен новым. Масса всего оборудования не превышает 1000т.

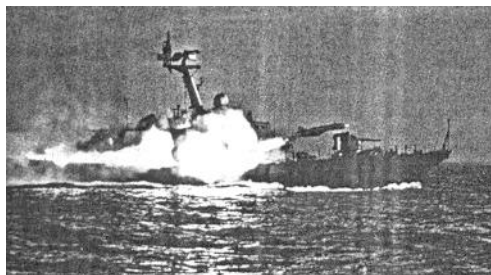
По всем показателям данный проект является уникальным. Предложения других компаний по созданию энергетической установки для железнодорожного парома конкуренции не составили.

Проектированием и изготовлением корабельных газотурбинных установок Военно-Морского Флота занималось в СССР научно-производственное предприятие «Машпроект». С 1954г. им было создано четыре поколения газотурбинных двигателей, более 30 главных корабельных и ускорительных установок для 29 проектов и два малогабаритных газотурбогенератора для пяти проектов кораблей. Более 60 % кораблей ВМФ бывшего СССР от малых десантных кораблей на воздушной подушке до крейсеров включительно, применены газотурбинные установки НПП «Машпроект», с различными техническими требованиями к двигателям (рис. 86, 87, 88). На этой основе была сформулирована концепция создания мощностного ряда унифицированных высокоэкономичных двигателей, отвечающих требованиям кораблей всех классов.

Основной путь совершенствования ГТД определялся повышением начальной температуры газа и степени повышения давления воздуха,

увеличением окружных скоростей рабочих лопаток компрессоров и турбин. Удельная масса двигателей стала на уровне авиационных благодаря применению высоконагруженных одноступенчатых турбин, двухпорных роторов ТКВД, противоточной камеры сгорания, использования новых материалов, покрытий и технологий. Для сокращения срока разработки двигателей была создана специальная научно-исследовательская база для поузловой доводки и стендовой проверки характеристик двигателей в условиях, моделирующих эксплуатационные.

Это позволило создать унифицированные двигатели 3-го и 4-го поколений, пригодные для кораблей всех типов и применения в народном хозяйстве.



**Рис. 86 Ракетный катер «Молния» с газотурбинной установкой мощностью 5000 л.с.**



**Рис. 87 Корабль на подводных крыльях «Сокол» с газотурбинной установкой мощностью 34000 л.с**



**Рис. 88 Десантный корабль на воздушной подушке «Зубр» с газотурбинной установкой мощностью 50000 л.с**

Таблица № 19

**ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УНИФИЦИРОВАННЫХ ГТД**

тип двигателя	мощность (ISO 2314) л.с	КПД (ISO 2314), %	расход воздуха кг/с	температура уходящих газов °С	Габариты м	масса т
UGT 3000	4500	30	15,5	420	2,5×1,3×1,2	2,2
UGT 6000	9100	31,5	31	420	3,2×1,3×1,6	3,5
UGT 6000+	11300	33	33,4	442	3,2×1,6×1,8	3,5
UGT 10000	14500	36	37,2	458	4,0×1,8×1,7	5
UGT 15000	24000	35	72	414	4,8×2,2×2,2	9
UGT 15000+	28560	35,8	74	460	6,0×2,3×2,5	14,5
UGT 25000	39000	37	90	465	6,4×2,5×2,7	16

Начиная с 70-х гг. газотурбинные двигатели и ГТУ, разработанные для ВМФ, начали применяться в качестве приводных на передвижных станциях и в качестве главных газотурбинных установок на судах морского флота. Это позволило обеспечить опережающую наработку базовых ГТД до уровня 100000 ч на газоперекачивающих агрегатах (ГПА) и 27000 ч на судах без капитального ремонта. Всего для промышленности и флота совместно с ПО «Зоря» изготовлено и поставлено свыше 2500 двигателей общей мощностью более 20 млн. кВт и общей наработкой около 26 млн. ч.

Таблица № 20

**ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОРСКИХ ГТУ**

<b>ХАРАКТЕРИСТИКА</b>	<b>КЛАССЫ КОРАБЛЕЙ</b>		
	<b>ВОДОИЗМЕЩАЮЩИЕ</b>	<b>НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ</b>	<b>НА ПОДВОДНЫХ КРЫЛЬЯХ</b>
Водоизмещение, т	450...10400	35...1100	100...600
Мощность установки, л.с.	4000...110000	4000...50000	4000...50000
Удельная масса, кг/л.с.	0,82...2,43	0,33...0,44	0,44...0,55
Время пуска, с	120...180	120	120
Время набора мощности от холостого хода до номинальной, с	300	40...70	60...85

Время сброса мощности от номинальной до холостого хода, с	40...70	30...60	30...60
Время полного реверса, с	70...120	Реверс – воздушным винтом	30...60
Ресурс до капремонта, ч: двигателей редукторов	20000...30000 50000...60000	4000...20000 4000...20000	4000...20000 4000...20000

НПП «Машпроект» создал газотурбинные установки для трех классов кораблей: водоизмещающих, на подводных крыльях и на воздушной подушке.

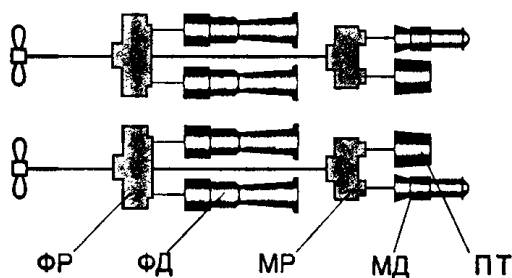
Каждое из направлений выдвигает ряд особенных условий и требует применения специфических технических решений. Эти решения были найдены, применены и показали свою эффективность в эксплуатации на флотах.

Основные принципы построения силовых установок, разработанных на НПП «Машпроект» для водоизмещающих кораблей, предусматривают:

1. Возможность совместной работы ГТУ и паровыми турбинами.
2. Сохранение экономичности в широком диапазоне нагрузок путем включения в работу оптимального числа двигателей для получения необходимой в данный момент мощности и применения двухскоростных маршевых редукторов, оптимизирующих обороты силовой турбины двигателей, применение системы переброски мощности между маршевыми редукторами, позволяющей работать одним двигателем (дизелем или ГТУ) на два гребных вала.
3. Применение системы реверсирования во всем диапазоне мощностей ГТУ с помощью реверсивных редукторов или реверсивных силовых турбин.

4. Повышение экономичности и мощности на 25...30% благодаря применению парового теплоутилизирующего контура. Получаемый пар используется в паровой турбине, передающей мощность на гребной вал через суммирующий редуктор.

Примером использования установки сложного цикла может служить энергетическая установка для крейсера проекта «Атлант» водоизмещением 11500 т, состоящая из двух агрегатов. В агрегат входят форсажная и маршевая установки. Форсажная установка состоит из двух всережимных реверсивных двигателей (ФД) типа ДТ59, работающих на суммирующий нереверсивный редуктор (ФР). Маршевая установка состоит из всережимного реверсивного маршевого двигателя (МД) типа ДС71 (модификация UGT 6000), нереверсивного редуктора (МР) и паровой турбины (ПТ), работающей от котла-утилизатора МД. Каждый двигатель может работать на гребной винт автономно или совместно с другими. Полная мощность установки  $2 \times 55000$  л.с., а ее маршевой части -  $2 \times 10000$  л.с. Крейсерская скорость корабля 18 узлов, полная – 32,5 узла.



**Рис. 89** Схема энергетической установки крейсера проекта «Атлант»

ФД – форсажный двигатель

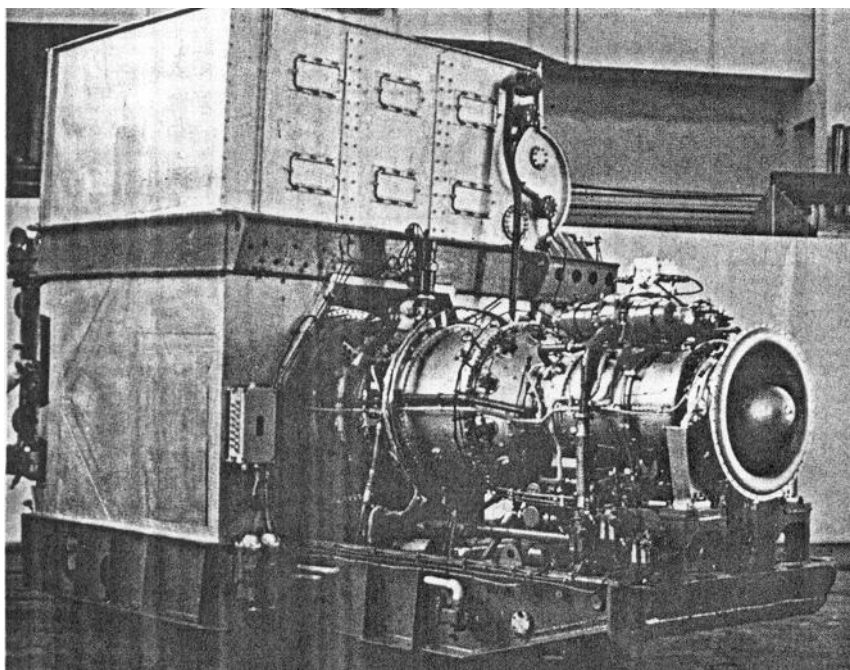
ФР – форсажный редуктор

МР – маршевый редуктор

МД – маршевый двигатель

ПТ – паровая турбина

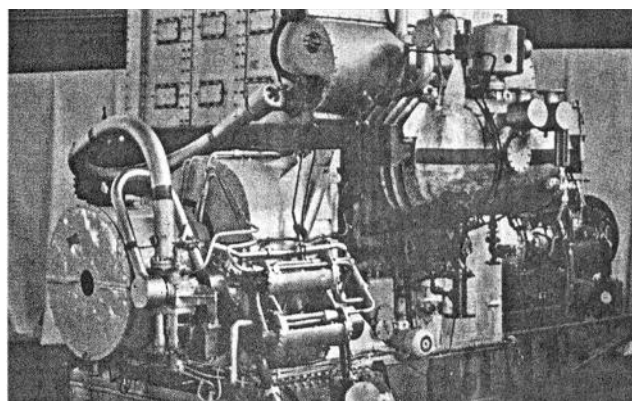




**Рис. 90 Общий вид маршевой установки крейсера проекта «Атлант».**



**Рис. 91 Крейсер проекта «Атлант».**



**Рис. 92 Вид на теплоутилизационный узел маршевой установки крейсера.**

В середине семидесятых годов началось интенсивное пополнение коммерческого морского флота новыми судами с горизонтальной грузообработкой, к энергетическим установкам которых предъявляется ряд требований:

- большая агрегатная мощность, необходимая для достижения высокой скорости судна;
- малые габариты установок;
- экономичность и возможность работы на дешевых сортах топлива.

Наиболее полно этим требованиям удовлетворяют судовые газотурбинные агрегаты с утилизацией тепла отработавших газов, конкурентоспособные с дизельными установками.

Первый контейнеровоз проекта «Атланта» водоизмещением 36000т – газотурбоход «Капитан Смирнов» - был построен в 1979 г. в Николаеве на Черноморском судостроительном заводе. В качестве главной энергетической установки применены газотурбинные агрегаты М25 с паровым утилизирующим контуром. Энергетическая установка обеспечивала контейнеровозу экономическую скорость 19,5 узлов и полную скорость 25 узлов. Полная мощность установки  $2 \times 25000$  л.с. (ГТД -  $2 \times 19200$  л.с. и паровых турбин -  $2 \times 5800$  л.с.). Удельный расход топлива составил 175 г/л.с.ч.

Одним из оригинальных решений, внедренных в процессе эксплуатации, является обеспечение “перекрестного” режима работы двух газотурбинных агрегатов, при котором в агрегате одного борта в работе находятся ГТД и теплоутилизирующий котел, а в агрегате другого борта – паровая турбина. Это позволило снизить расход топлива на милю до 210 кг при скорости судна 19...20 узлов. Установка работает на газотурбинном топливе ГОСТ 10433-75, в котором допускается наличие натрия и ванадия до 4,0 ppm, а также до 1...2% серы. Для предотвращения высокотемпературной коррозии деталей проточной части турбин в топливо вводится специальная комплексная присадка НИМБ-2С, разработанная специалистами НПП «Машпроект» в содружестве с Бердянским нефтехимическим комбинатом.

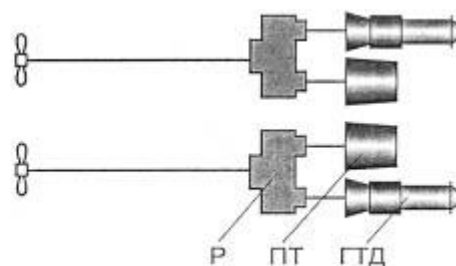
С 1987 г. Находится в эксплуатации пассажирское двухпалубное судно на подводных крыльях «Циклон» (рис. 95) постройки феодосийского ПО «Море». В качестве главной силовой установки на «Циклоне» применен

главный газотурбинный агрегат М37 (рис. 96), разработанный и изготовленный НПП «Машпроект». Газотурбоход «Циклон» - одновальное судно водоизмещением 137т, предназначенное для морских пассажирских перевозок с максимальным удалением от берега до 100 миль. Пассажировместимость судна 250 человек, дальность плавания 300 миль, мореходность 5 баллов, скорость судна 42 узла. Агрегат М37 состоит из углового редуктора и двигателя 3-го поколения типа UGT 6000 мощностью 8000 л.с. при расходе топлива 217 г/л.с. ч.

После опытной эксплуатации в Черноморском регионе в течение восьми лет «Циклон» работал по линии «Талин – Хельсинки». В настоящее время судно эксплуатируется в Греции на маршруте «Пирей – о. Крит».



**Рис. 93** Контейнеровоз проекта «Атлантика».

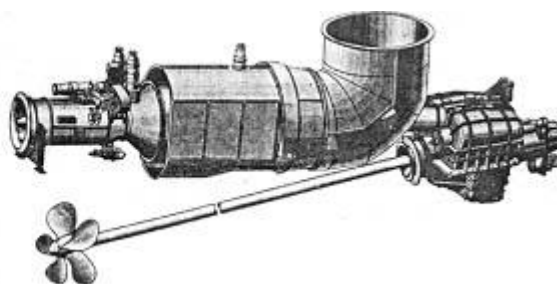


**Рис. 94** Схема энергетической установки

Р – редуктор  
 ПТ – паровая турбина  
 ГТД – газотурбинный двигатель



**Рис. 95** Пассажирское судно «Циклон»



**Рис. 96** Агрегат М 37

С распадом СССР резко уменьшилось количество заказов для морского флота, и коллектив НПП «Машпроект» направил свой потенциал на разработку газотурбинных установок для промышленного применения. К этому времени имелся положительный опыт использования газотурбинных двигателей в наземных установках. Первым газоперекачивающим агрегатом

был ГПА-10, разработанный в 70-х годах на базе морского ГТД второго поколения типа М8. Около 500 таких агрегатов изготовлено серийным заводом ПО «Зоря» и передано газовой промышленности. Лидерные двигатели наработали порядка 100000 ч без капитального ремонта и продолжают эксплуатироваться.

В дальнейшем другие типы корабельных ГТД прошли конвертацию для использования в газовой промышленности. К настоящему времени освоены и предлагаются для применения в газотранспортных сетях газотурбинные приводы мощностью 3, 6, 10, 15, 16 и 25 МВт. Такие двигатели используются на газопроводах России, Украины, Казахстана, Беларуси, на компрессорных станциях Ирана и подземном хранилище газа в Чехии.

Экономичность, компактность и малый вес двигателей и установок разработки НПП «Машпроект», поставка оборудования в блоках полной заводской готовности обеспечили их широкое использование при модернизации компрессорных и электрических станций. За последние 8 лет «Машпроект» разработал 26 проектов модернизации газоперекачивающих агрегатов (и не только с газотурбинными приводами) с сохранением кондиционного технологического оборудования, фундаментов, зданий и сооружений. Эти проекты обеспечивают высокий технический уровень на действующих площадях при минимальных капитальных затратах.

### **2.17.3.2. Газотурбовозы и турбопоезда.**

В настоящее время определены пути развития газотурбинной тяги в ряде стран. Первым в мире газотурбовоз был построен в 1941г. на Швейцарском локомотивостроительном заводе фирмой Броун-Бовери. Двигатель был одновальным, регенеративной схемы с температурой газов перед турбиной 600°С. Мощность на валу – 2200 л.с. В качестве передачи использовалась электрическая передача постоянного тока тепловозного типа.

Далее в Англии, США, Швеции, ФРГ, Чехословакии были построены газотурбовозы различной мощности и типа, в том числе газотурбовозы с комбинированными первичными двигателями. Последние можно разделить на две категории:

- функции генератора рабочего тела отведены дизелю, а расширительной машиной является газовая турбина;
- газотурбинный двигатель и дизель работают параллельно в рамках единой силовой установки.

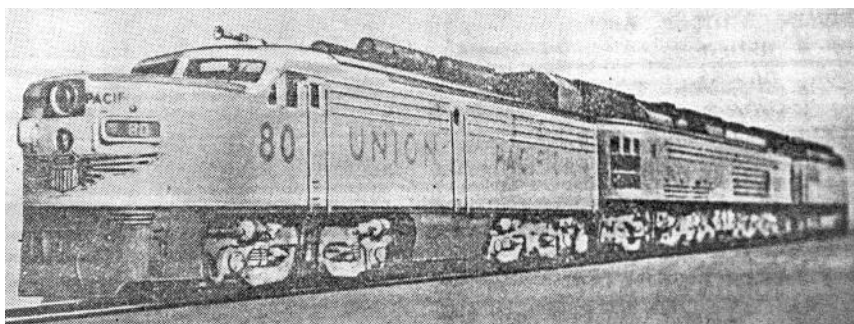
По первой схеме с использованием свободнопоршневых генераторов газа (СПГГ) было создано два газотурбовоза во Франции и Швеции и с комбинацией дизель-генератора и турбины – один локомотив в Швеции.

Локомотив с СПГГ имел высокий к.п.д. 32-33 %, мощностью 1000 л.с. (Швеция).

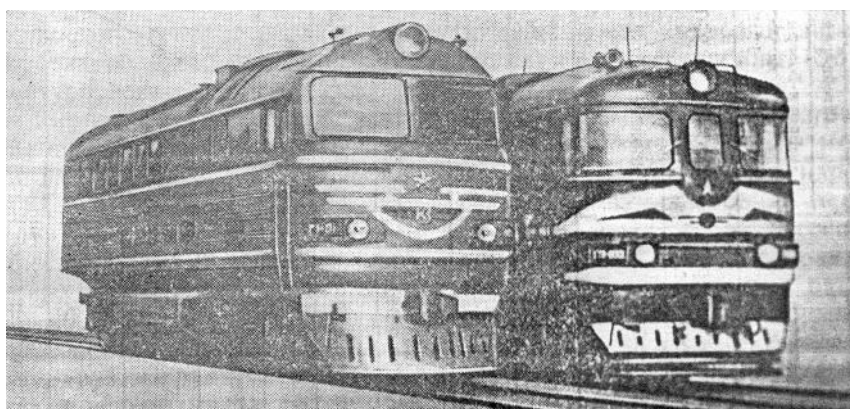
Локомотив с дизель-газотурбинной установкой (ФРГ) имел мощность дизеля 2150 л.с. и ГТД мощностью 900 л.с. Оба двигателя работали на общую гидравлическую передачу. ГТД используется около 30 – 40 % времени поездки в режимах разгона поезда для сообщения необходимых ускорений и при реализации максимальной мощности. Остальную нагрузку берет на себя дизель. В серийных машинах мощность дизеля увеличена до 2500 л.с., а газовой турбины - до 1200 л.с.

Основные показатели зарубежных газотурбовозов и их силовых установок приведены в таблице № 21.

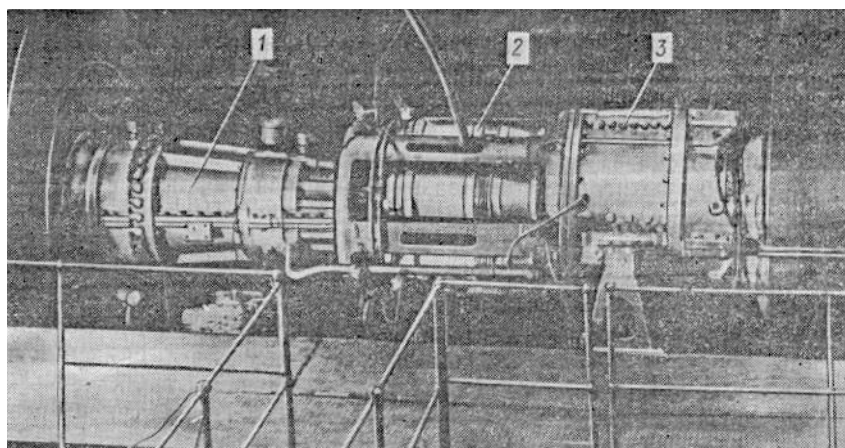
Отечественный газотурбовоз построен в 1959г (рис. 98) Коломенским тепловозостроительным заводом в содружестве с МВТУ им. Баумана (кафедра проф. В.В. Уварова) и предприятиями авиационной промышленности.



**Рис. 97 Газотурбовоз Дженерал-Электрик – Алко 8500 л.с.**



**Рис. 98 Газотурбовозы Коломенского завода им. В.В. Куйбышева.**



**Рис. 99 Общий вид ГТД:**  
1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – турбина.

## Основные показатели газотурбопоездов

ПОКАЗА ТЕЛИ	Швейцария		США			Англия		ЧССР
	Броун-Бовери		Дженерал-Электрик и Алко. Боинг			Метрополите н Виккерс  1952г.	Инглиш- Электрик  1961г.	Завод им. В.И. Ленина 1961 г.
	1941 г.	1949 г.	1952г.					
Мощность газотурбинн ого двигателя, л.с.	2200	2500	4800	8500	320	3000	2750	3200
Тип двигателя	Одновальный с регенерацией		Одновальный простейший		Двух- Вальный простей ший	Одновальный простейший	Двухвальный с регенерацией	
Частота вращения турбокомпр ессора, об/мин	5200	5300	6900	4860	36000	7000	8250	5550
Температур а газов перед турбиной, ° С	600	600	705	788	843	700	777	650
Степень повышения давления в компрессоре	4,0	3,5	6,0	6,6	3,2	5,25	5,0	4,8
Степень регенерации	0,55	0,425	нет	нет	нет	нет	0,6	0,45
К.П.Д. двигателя, %	16,0	16-17	17,0	20,0	13,0	19,0	24,0	22,0
Тип передачи	электрическая				механи ческая	электрическ ая	механическая	
Полный вес локомотива, т	92,1	121,1	250	408	30	131,5	123,4	123
Полная длина локомотива, м	16,4	19,2	25,5	50,3	7,47	20,4	-----	-----
Применяемо е топливо	мазут				газойль	мазут	газойль	мазут

Основные характеристики газотурбинного двигателя были следующие:

Мощность, л.с. ....	3500
Температура газов перед турбиной, °С .....	727
Степень повышения давления в компрессоре.....	5,8
Расход воздуха на расчетном режиме, кг/с.....	23,4
Частота вращения вала турбокомпрессора, об/мин.....	8500
Число ступеней турбины.....	4
Число ступеней осевого компрессора .....	12
Число камер сгорания .....	6
Расчетный к.п.д. при температуре наружного воздуха +15 °С, %.....	20,8

Общий вид ГТД представлен на рисунке 99.

Ротор компрессора дискобарабанной конструкции с елочным креплением лопаток; по концам вала размещены достаточно развитые, особенно со стороны высоких давления, лабиринтовые уплотнения.

Воздух из компрессора поступает в блок из шести камер сгорания, расположенных по окружности вокруг среднего корпуса двигателя, соединяющего корпуса компрессора и турбины. Конструкция камер сгорания (особенно в части воздухораспределения и узлов жаровых труб) была тщательно разработана на специальных стендах, причем уже на этой стадии было достигнуто эффективное сжигание тяжелых жидких топлив. Камеры оборудованы форсунками. В период запуска двигателя в форсунку подается дизельное топливо, в остальное время – тяжелое. Тяжелое топливо подается к форсункам под давлением 55-60 кгс/см<sup>2</sup> и температуре 70-80 °С, для чего специально подогревается. Первичное зажигание топлива производится от запальных электрических свечей, расположенных в трех камерах. В остальных камерах топливо воспламеняется за счет переброса пламени через перепускные патрубки. В процессе работы камер топливо подается непосредственно в горящий факел.

Конструкция камер и их крепления к патрубкам компрессора и турбины допускают простую и быструю разборку для ликвидации нагара, коробления элементов или даже смены Жаровых труб.



Газовая турбина двигателя четырехступенчатая, все ступени реактивные.

Ротор турбины, как и компрессора, дискобарабанный. Центровка дисков и передача вращающего момента осуществляются так называемыми хиртами (торцовыми шлицами). Рабочие лопатки сильно закручены по высоте; к диску они крепятся с помощью «елочного» замка. Диски первой, второй и третьей ступеней и хвостовики расположенных на них лопаток охлаждаются воздухом, отбираемым после 12-й ступени компрессора; воздух через отверстие в рабочем диске поступает в междисковое пространство, а затем через каналы у основания лопаток в проточную часть турбины.

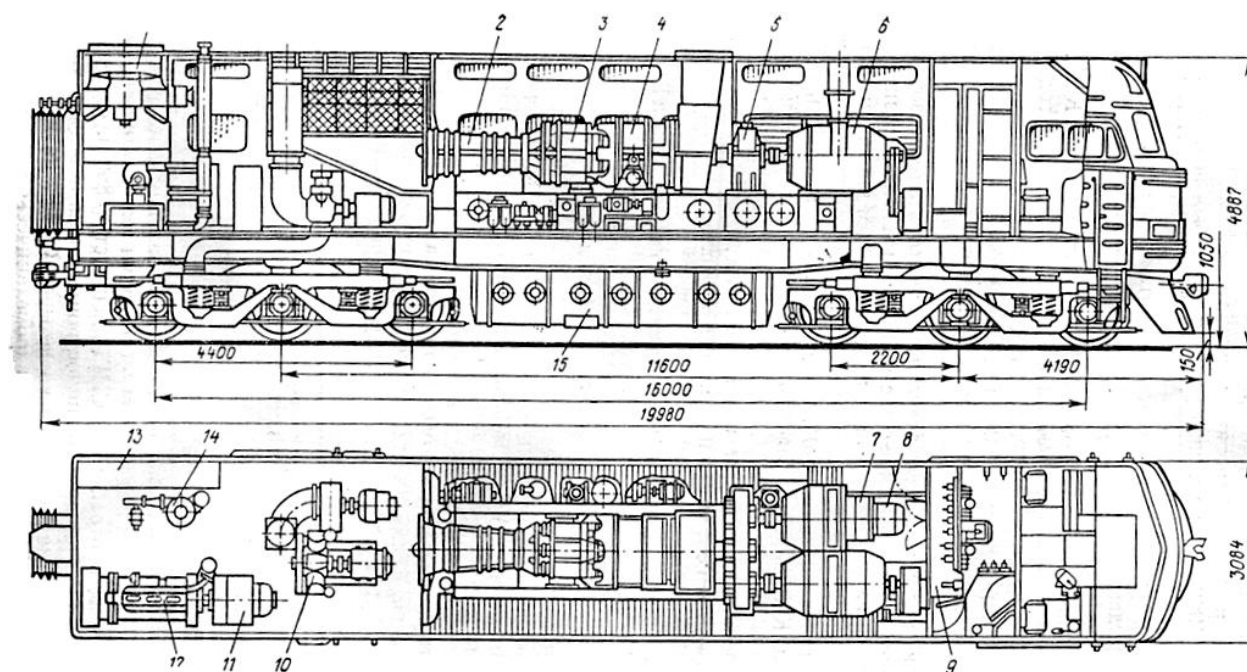
Одновальный газотурбинный двигатель Коломенского завода успешно прошел стендовые и межведомственные испытания. Были достигнуты почти все расчетные показатели: мощность 3500 л.с., расход воздуха 23,4 кг/с; степень повышения давления в компрессоре 6,14; температура газов 720-730 °С (по показаниям термопар, установленных в сопловые лопатки). Несколько ниже расчетного оказался к.п.д. двигателя – 17,5-18 %, что, как показал анализ, произошло из-за несовершенства осевого компрессора: его относительный к.п.д. был получен 0,78 – 0,8 вместо 0,85 по расчету. Это свидетельствует о том, что такой сложный в аэродинамическом отношении агрегат, как осевой компрессор, целесообразно моделировать по лучшим промышленным образцам, имеющим к.п.д. 0,88-0,9.

Газотурбовоз Г1-01 выполнен в однокабинном кузове на двух трехосных тележках; все оси имеют тяговые электродвигатели (рис. 100).

Расположение оборудования внутри газотурбовоза Г1-01 показано на рисунке. Газотурбовоз имеет три отсека. В переднем расположены кабина машиниста и высоковольтная камера. Средний отсек является основным машинным отделением. В нем на общей раме установлены главные агрегаты силовой установки локомотива: газотурбинный двигатель, редуктор, электрические генераторы постоянного тока. В последнем, третьем отсеке

расположено вспомогательное оборудование локомотива: маневровые дизель мощностью 220 л.с. с генератором постоянного тока, тормозной компрессор, отопительный водяной котел для подогрева топлива, бак дизельного топлива и д.р.

Топливный бак, вмещающий 9,5 тс основного тяжелого топлива, размещен под рамой локомотива между тележками.



**Рис. 100 Расположение оборудования на газотурбовозе Г1-01:**

- 1 – холодильник; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – редуктор;  
 6 – тяговые генераторы; 7 – вспомогательный генератор; 8 – возбуждатель;  
 9 – высоковольтная камера; 10 – тормозной компрессор; 11 – маневровый генератор;  
 12 – вспомогательный дизель; 13 – бак дизельного топлива; 14 – котел-подогреватель;  
 15 – бак тяжелого топлива.

В период с 1955г. по 1960г. Луганский тепловозостроительный завод работал над проблемой создания газотурбовоза с СПГГ (свободно-поршневыми генераторами газа) мощностью 850л.с. Силовая установка состояла из четырех СПГГ и пятиступенчатой реактивной газовой турбины с гидромеханической передачей. Газотурбовоз не поступил в эксплуатацию из-за недоработки системы гидравлических преобразователей и муфт.

Общим признаком всех построенных турбовозов является то, что в них в качестве первичных двигателей использованы серийные, в большинстве

случаев авиационные, газотурбинные двигатели. Это находится в полном соответствии с положением о турбовозах, как скоростного и высокоскоростного транспортного средства с легким и компактным энергетическим оборудованием.

Конечно, при выборе конструкции турбопоезда решающее значение имеет уровень максимальной скорости движения. При скоростях до 140-160 км/ч могут использоваться существующие решения по экипажной части, тормозам и т.д.; для высокоскоростных поездов (200-250 и более км/ч) требуются иные схемы и конструкции, обеспечивающие безопасность и комфорт пассажирского движения в этих качественно новых условиях.

Часто возникает вопрос: возможно ли вообще использование газовых турбин в пассажирском подвижном составе по условиям шумового воздействия на людей, находящихся как внутри поезда, так и за его пределами? Опыт показывает, что эта проблема вполне разрешима. Например, на французских турбопоездах применение специальных глушителей и надлежащая изоляция машинного помещения позволили достигнуть следующих результатов: при скорости движения 160 км/ч и работающем ГТД уровень шума внутри вагона составляет 67-71 дБ, а при остановленном двигателе – 67-70 дБ; на расстоянии 7,5 м от турбопоезда, идущего со скоростью 220 км/ч, соответственно получено 83-88 дБ. Такой же уровень шума создают и канадские турбопоезда. Эти данные свидетельствуют о том, что нет существенного различия по производственному шуму между турбопоездами и имеющимися локомотивами.

В Западной Европе работы по турбопоездам проводятся во Франции, ФРГ, и Англии. Во Франции существуют три типа турбовозов – ETG, RTG и TGV. Первые турбопоезда ETG в порядке технического поиска были созданы путем модернизации дизель-поездов с гидромеханической передачей: один из тяговых дизелей мощностью 330 кВт был заменен двухвальным авиационным ГТД TURMO-III F мощностью 880 кВт. Газотурбинный двигатель имеет

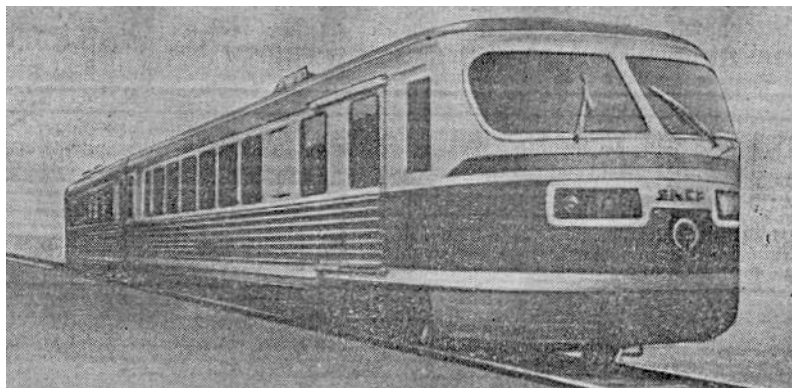
осецентробежный компрессор с первой сверхзвуковой осевой ступенью и второй – центробежной, кольцевую камеру сгорания и двухступенчатые компрессорную и тяговую турбины.

14 турбопоездов типа ETG были пущены в эксплуатацию наряду с дизель-поездами на участке Париж – Кан-Шербург с максимальной скоростью 160 км/ч и средней технической 110-120 км/ч. Трогание поезда осуществляется только на ГТД. Турбина запускается и выводится на холостой режим на керосине; рабочим топливом является дизельное. Дизели включаются в тягу при скоростях движения поезда около 10-15 км/ч. В эксплуатации достигнут очень высокий коэффициент использования мощности и ГТД практически все время работает на режиме наибольшей экономичности. Характерна организация ремонтного цикла газотурбинного двигателя. Его ресурс очень небольшой – 1600 ч. После выработки этого времени двигатель поступает на завод-изготовитель для переработки, стоимость которой составляет 25% стоимости новой машины. После этого очередная переборка осуществляется после 1000 ч работы. Между ремонтными циклами турбопоезд проходит в среднем 100-120 тыс. км.

Успешные итоги эксплуатации турбопоездов ETG дали основание фирме ANF сделать следующий шаг – перейти к серийному производству, но новой модификации – турбопоездов RTG. Принципиальное отличие их от ETG состоит лишь в полной замене дизелей газотурбинными двигателями. Даже в качестве вспомогательного использован ГТД с приводом генератора переменного тока. Турбопоезда RTG рассчитаны на максимальную скорость 240 км/ч. Мощность ГТД повышена до 950-1100 кВт; использован новый тип тележек с наружными буксами и вторичным подвешиванием, препятствующим наклону кузова в кривых. Поезд имеет четыре системы торможения: пневматическую (колодочный), магниторельсовую, дисковую и гидродинамическую. Весьма важным преимуществом турбопоездов RTG и ETG является малая нагрузка на ось – 12-13 тс. Это позволило повысить

скорости в кривых примерно на 35% и обеспечить максимальные скорости до 200 км/ч на участках со сравнительно легким верхним строением пути.

Фирма ANF продолжает серийный выпуск турбопоездов RTG для французских железных дорог. Большую партию этих машин закупили и успешно эксплуатируют дороги Ирака. Американская фирма АМТ РАК приобрела лицензию и также строит подобные турбопоезда для железных дорог США.



**Рис. 101 Французский турбопоезд RTG.**

Особый интерес в техническом отношении представляет французский высокоскоростной турбопоезд TGV, созданный фирмами Alsthom, MTE, TURBOMEKA и ABC-SEMKA.

Турбопоезд TGV пятивагонный, из которых два моторных, хорошо обтекаемой формы, сочлененного типа – средние вагоны опираются на объединенные двухосные тележки. Пассажирские салоны весьма комфортабельны – кондиционирование, избыточное (5 мм вод. ст.) давление воздуха, автоматическое открывание дверей и т.п. Поезд оборудован пневматической системой наклона кузова при прохождении кривых участков пути (на 3-4°). Тележки имеют мягкое подвешивание и четыре системы тормозов: реостатную, вихретоковую, магниторельсовую и электропневмогидравлический используется при скоростях меньше 120 км/ч.

Силовая установка турбопоезда TGV состоит из четырех газотурбинных двигателей TURMO-III и электрической передачи переменного-постоянного

тока. В каждом моторном вагоне установлено по два ГТД, работающих на общий генератор трехфазного тока мощностью 295 кВт. Основной генератор через выпрямитель питает шесть самовентилируемых тяговых электродвигателей постоянного тока.

Газотурбинные двигатели TURMO-IIIГ являются форсированной модификацией исходной машины TURMO-IIIФ. Замена жаропрочных сплавов в напряженных элементах турбокомпрессора позволила поднять температуру газов на  $250^{\circ}\text{C}$  и соответственно мощность на 80 кВт.

Турбопоезд TGV поступил в экспериментальную эксплуатацию в апреле 1972г. и за первые шесть месяцев пробежал 65000 км. Была достигнута максимальная скорость 318 км/ч. Программа автомашиниста составлена на движение со скоростями 300 и 200 км/ч. Основные данные по французским турбопоездам приведены в таблице.

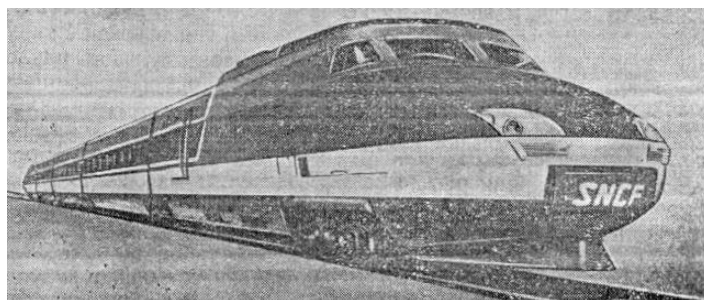


Рис. 102 Французский турбопоезд TGV.

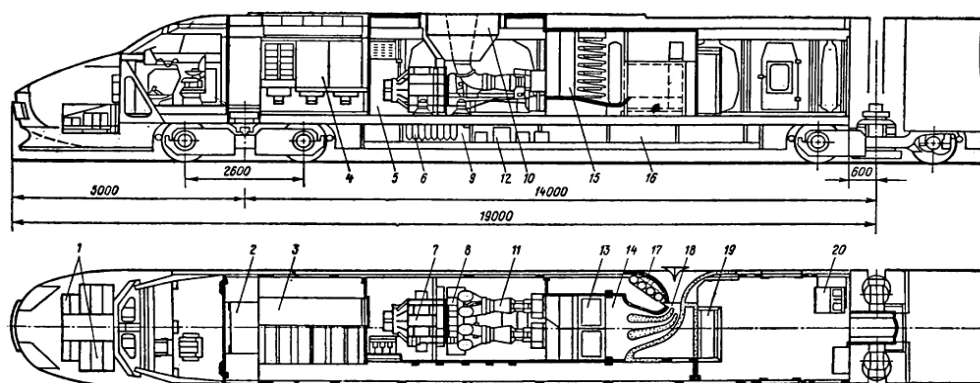


Рис. 103 Расположение оборудования моторного вагона турбопоезда TGV:

- 1 – аккумуляторная; 2,3 – электрооборудование; 4 – реостатный тормоз;
- 5 – выпрямитель; 6 – вспомогательная аппаратура ГТД; 7 – генератор переменного тока; 8 – редуктор;
- 9 – пневмоаппаратура; 10 – выпускной патрубок; 11 – ГТД;
- 12 – трансформаторы; 13 – воздушные фильтры; 14 – вентиляционный короб;
- 15 – глушитель шума; 16 – топливный бак; 17 – огнетушители; 18 – рассекатели;
- 19 – электронное оборудование; 20 – радиопульт.

Показатели турбопоездов Франции

ПОКАЗАТЕЛИ	ETG	RTG	TGV
Максимальная скорость, км/ч	160	200	300
Экипаж	четырёхосный	четырёхосный	сочлененный
Количество вагонов:	вагон	вагон	вагон
всего	4	5	5
моторных	2	2	2
Количество мест:			
в поезде	188	280	90
в моторном вагоне	44	48	---
Полный вес поезда, тс	163	225	200
Нагрузка от оси на рельс, тс	12-13	12-13	16-17
Длина состава, м	87,18	129	92,9
Количество тележек в поезде	8	10/8	6
Из них моторных	2	2	6
База тележки вагона, м	2,8	2,7	2,6
моторного	15,2	16,98	14
прицепного	15,4	16,54	18,3
Тип двигателей	ГТД+дизель	ГТД	ГТД
Мощность, кВт одного ГТД	820	850+320	1100
То же дизеля	330	----	---
Суммарная мощность двигателя, кВт	1150	2340	3760
Вспомогательные нужды, кВт	370	640	280
Запас топлива, л	2500	2500	8000

В результате широких проектных и исследовательских работ, выполненных железнодорожным научным центром (Дерби), в Англии построен и прошел испытания высокоскоростной (до 250 км/ч) турбопоезд АРТ-Е (рис. 104). Поезд общей длиной 86,62 м состоит из двух концевых моторных вагонов и двух промежуточных прицепных. Для снижения аэродинамического сопротивления и обеспечения безопасности бригады головная часть моторных вагонов имеет хорошо обтекаемый выступ, изготовленный из усиленного стеклопластика.

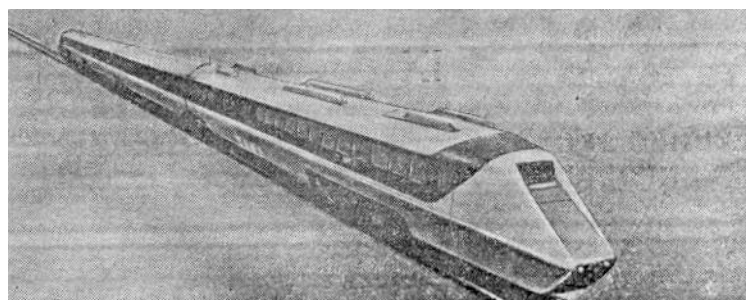


Рис. 104 Английский турбопоезд АРТ-Е.

Тележки поезда оборудованы системами первичного и вторичного подвешивания, что позволяет иметь достаточный запас устойчивости при движении по разнообразному плану пути. Первичное подвешивание выполнено с дополнительными гидравлическими гасителями колебаний и раздельными резиновыми амортизаторами; вторичное подвешивание состоит из четырех пневморессор воздушного резервуара для создания собственных частот колебаний системы в пределах 0,85 Гц. Устройство, обеспечивающее наклон кузова в кривых участках пути, имеет автоматическое управление. Перечисленные мероприятия обеспечили возможность прохождения турбопоездом кривых участков пути со скоростями на 50% большими, чем у существующих поездов.

Турбопоезд АРТ-Е имеет три системы торможения: гидравлический тормоз с обычными тормозными колодками, используемый на низких скоростях до 70 км/ч, динамический – реостатный (с принудительным охлаждением тормозных реостатов), включаемый при скоростях от 70 до 250 км/ч и, наконец, гидрокинетический тормоз (за счет циркуляции вводно-гликолевого раствора с охлаждением в радиаторах), реализуемый при скорости 250 км/ч. Силовая установка каждого моторного вагона поезда АРТ-Е состоит из четырех двухвальных ГТД фирмы Лейланд-350 и передачи переменного-постоянного тока. Следует отметить экономичность газотурбинных двигателей – 179 г/(л.с.·ч).

Тяговые турбины через понижающие редукторы вращают генераторы переменного тока с номинальной частотой 400 Гц. Последние через выпрямительные установки питают тяговые электродвигатели постоянного тока. Для обеспечения вспомогательных нужд в каждом моторном вагоне установлен дополнительный ГТД Лейланд-350, вращающий трехфазный генератор переменного тока мощностью 150 кВт.



Высокая мощность двигателей и хорошие аэродинамические характеристики поезда АРТ-Е позволяют реализовывать скорость до 250 км/ч практически при любых климатических условиях английских дорог.

### **2.17.3.3 Транспортные машины с газотурбинными двигателями.**

Автомобильные газотурбинные двигатели предназначены для внедорожных самосвалов, автопоездов для перевозки сыпучих грузов, используемые в качестве технологического транспорта на открытых карьерных разработках. Грузоподъемность таких машин достигает 100 тонн, с двигателями 750 кВт и выше.

Кроме того, исследовательские и опытно-конструкторские работы проводились с целью создания перспективных силовых установок с ГТД для автомобилей различного назначения, колесных и гусеничных тягачей, автобусов, тракторов, самосвалов большой грузоподъемности.

Подобные работы проводятся в России, странах Западной Европы и США.

Поскольку транспортные ГТД работают в условиях, резко отличающихся от условий работы авиационных, судовых, локомотивных и стационарных ГТД, то им присущ целый ряд особенностей. К таким особенностям относятся следующие.

ГТД должен иметь низкие удельные расходы топлив не только на номинальном расчетном режиме, но и на режимах частичных нагрузок. Это показано на рисунке, на котором в относительных величинах представлена характеристика изменения удельного расхода топлива  $\overline{g_e}$  двигателя

AGT-1500 американской фирмы «Авко Лайкоминг» (*Avco Lycoming*). Как видно из рисунка,  $\overline{g_e}$  на режимах, близких к  $N_{e\_max}$  минимальный. Такая характеристика получена за счет выбора степени повышения давления в компрессоре ( $\pi_k=15,0$ ), превышающей на номинальном режиме оптимальное

значение для заданной температуры цикла, а также за счет применения теплообменника.

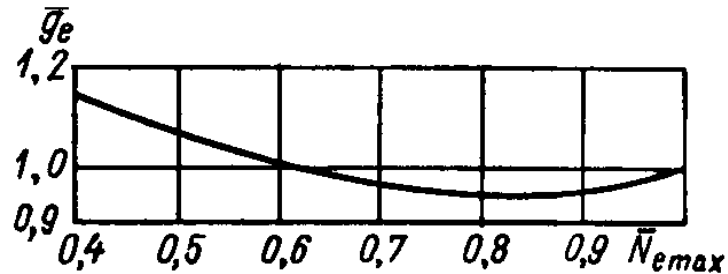
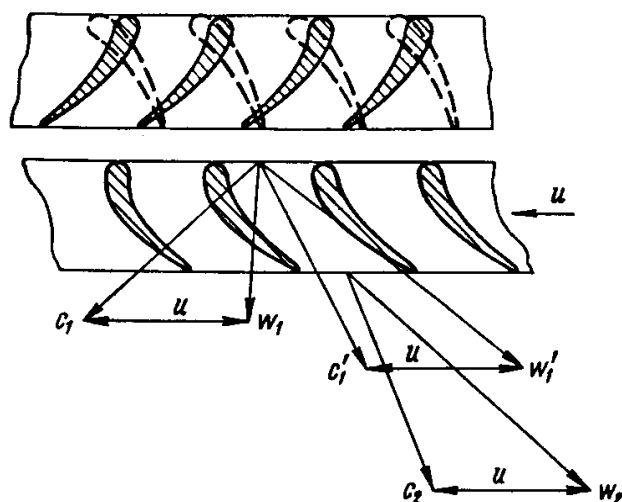


Рис. 105 Зависимость удельного расхода топлива от загрузки двигателя AGT-1500.

Оптимум  $\pi_k$ , а значит и оптимум КПД двигателя обеспечивается на режиме  $\approx 0,75 \div 0,60) \bar{N}_{e\_max}$ , что и требуется для транспортного ГТД, поскольку, как показывает опыт эксплуатации транспортных гусеничных машин, наиболее вероятная загрузка двигателя для типичных условий эксплуатации находится в пределах  $(0,6 \div 0,8) \bar{N}_{e\_max}$ . Топливно-экономическая характеристика двигателя AGT-1500 обеспечивает работу транспортной машины в диапазоне мощностей от 0,5 до 1,0  $\bar{N}_{e\_max}$  с низкими удельными расходами топлива. Другой, не менее важной особенностью транспортных ГТД, как и поршневых, является способность развивать тормозную мощность, т.е. обеспечивать в необходимых случаях возможность тормозить двигателем. Достигается это за счет специальных устройств в конструкции ГТД. К таким устройствам относятся регулируемый сопловой аппарат силовой турбины (РСА) или муфта, соединяющая в определенные моменты ротор силовой турбины с ротором турбокомпрессора. Необходимо отметить, что муфта может быть либо автоматической, т.е. замыкающей всегда силовую турбину на турбокомпрессор при вполне определенном соотношении частот вращения этих роторов ( $n_{TK}/n_{TC} \leq a$ ), либо управляемой в ручную.

Наибольшее распространение в отечественных и зарубежных транспортных ГТД получил регулируемый сопловой аппарат силовой турбины (РСА). Тормозная мощность, развиваемая двигателем с РСА, достигает для ГТД с умеренной температурой цикла ( $T \leq 970^\circ\text{C}$ ) примерно 50% от максимальной мощности при максимальной частоте вращения.

На рисунке 106 представлена схема работы РСА при торможении двигателем, а также изображены соответствующие треугольники скоростей потока газа на лопатках силовой турбины.



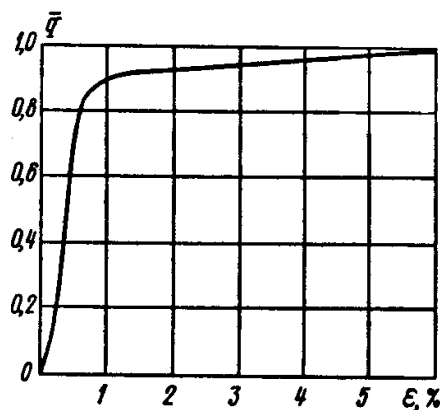
**Рис. 106** Схема работы РСА при торможении двигателем.

На рисунке 106 приняты следующие обозначения:  $c_1$  и  $w_1$  – скорости газового потока на входе в рабочее колесо турбины в абсолютном и относительном движении до торможения двигателем с помощью РСА;  $c_2$  и  $w_2$  – скорости газового потока на выходе из рабочего колеса турбины в абсолютном и относительном движении до торможения и в момент торможения двигателем с помощью РСА;  $c_1'$  и  $w_1'$  – скорости газового потока на входе в рабочее колесо турбины в абсолютном и относительном движении в момент торможения двигателем с помощью РСА;  $u$  – окружная скорость колеса турбины. Тормозной момент на валу силовой турбины возникает за счет разворота РСА в положение, при котором поток газа на выходе из РСА направлен в спинки лопаток силовой турбины, что обуславливает появление

тормозного момента. Кроме того, при развороте РСА в тормозное положение уменьшается реактивная сила, вращающая колесо турбины, так как уменьшается разность скоростей  $w_2 - w_1'$  за счет роста  $w_1'$ , так как  $w_1' > w_1$ . Разворот РСА в тормозное положение производит водитель машины в необходимый момент времени. Торможение машины двигателем, т.е. с помощью РСА, сопровождается некоторым ростом (примерно на 60-100 °С) температуры газа на лопатках силовой турбины, что происходит за счет нарушения обтекания газом профилей лопаток и торможения потока газа. Учитывая, что при эксплуатации транспортной гусеничной машины тормозные режимы по времени составляют примерно 5-20% от общего ресурса работы двигателя, а отдельные торможения по времени составляют 5-10 с, необходимо при расчете силовой турбины на прочность учитывать повышение температуры газа при торможении двигателем.

К особенностям транспортных ГТД, и прежде всего двигателей для транспортной гусеничной машины, следует отнести их способность длительно работать в условиях высокой запыленности воздуха, достигающей на входе в воздухоочиститель силовой установки примерно 2,0-2,5 г/м<sup>3</sup>, а иногда и выше. Экспериментально установлено, что для защиты от пылевого изнашивания элементов проточной части ГТД (лопаток компрессоров, диффузоров и турбин) достаточны следующие степени очистки воздуха:  $\eta=97\div98\%$  - для двигателей с центробежным компрессором (колесо компрессора стальное);  $\eta=98,5\div99\%$  - для двигателей с осевыми и осецентрированными дозвуковыми компрессорами (лопатки осевых ступеней стальные). Вместе с тем, как показывают эксперимент и опыт эксплуатации машин в условиях запыленного лессовой пылью воздуха, при степени очистки  $\eta=97\div98\%$  на лопатках соплового аппарата (СА) турбины компрессора при температуре газа более 900°С образуются пылевые отложения, перекрывающие со временем межлопаточные каналы и нарушающие нормальную работу двигателя. Эти отложения состоят из мелких (1-2 мкм) частиц спекшийся пыли. Работа

двигателя на запыленном воздухе с большим содержанием кварцевых частиц на приводит к образованию отложений в двигателе. Экспериментально также установлено, что при повышении степени очистки воздуха от 96 до 99% интенсивность образования отложений на лопатках СА турбины снижается незначительно, что объясняется наличием в очищенном воздухе большого содержания мелких частиц пыли. При дальнейшем повышении степени очистки воздуха интенсивность отложений начинает медленно снижаться, однако резкое уменьшение отложений происходит при степени очистки воздуха в воздухоочистителе  $\eta=99,7 \div 99,8 \%$ , т.е. практически при абсолютной (стопроцентной) очистке воздуха от пыли.



**Рис. 107** Зависимость интенсивности образования пылевых отложений  $\bar{q}$  на лопатках СА турбины ГТД (в относительных величинах) от коэффициента пропуска пыли воздухоочистителя  $\varepsilon$  ( $\varepsilon=1-\eta$ ).

В настоящее время могут быть созданы воздухоочистители для ГТД со степенью очистки воздуха  $\eta=100\%$ , но для этого, как показывает опыт, требуется объемы в три-четыре раза больше, чем для воздухоочистителя со степенью очистки  $\eta=98\%$ .

Стопроцентная очистка воздуха от пыли может быть получена в двухступенчатом (первая ступень инерционная – циклонная камера, вторая – барьерная) воздухоочистителе, требующем периодического обслуживания (очистки) второй ступени (например, бумажной кассеты). Время между обслуживаниями зависит от объемов, отведенных под двухступенчатый воздухоочиститель, запыленности воздуха, материала второй ступени и может

составлять для реальных условий 5-15 ч, что существенно ухудшает эксплуатационные качества транспортной машины, а в ряде случаев является неприемлемым.

Очистка воздуха от пыли в одноступенчатом инерционном воздухоочистителе с  $\eta=97\div98\%$  при эксплуатации в специфических условиях (пыль с низкой температурой плавления) не решат проблемы пылевых отложений для транспортного ГТД, а применение двухступенчатого воздухоочистителя с  $\eta\approx 100\%$  требует наличия больших объемов и приводит к резкому ухудшению эксплуатационных качеств транспортной машины. Поэтому решение проблемы пылевых отложений в проточной части транспортного ГТД без теплообменника при наличии одноступенчатого инерционного воздухоочистителя с  $\eta=97\div98\%$  осуществляется за счет применения специальных устройств и систем, предотвращающих образование пылевых отложений на его элементах или периодически их устраняющих. Такое решение является рациональным.

Исследованиями транспортного ГТД с пластинчатым стационарным теплообменником и воздухоочистителем с  $\eta=98\div99\%$  в условиях запыленного воздуха выявлено наряду с отложениями пыли в проточной части, характерными для ГТД без теплообменника и описанными выше, засорение любой (кварцевой и лессовой) мелкой пылью каналов матрицы теплообменника (на глубину примерно 2-3 мм) со стороны входа в них газа после силовой турбины. Это приводило к недопустимому ухудшению параметров двигателя и возникновению помпажа уже на десятом часу работы. Таким образом, работоспособность транспортного ГТД с пластинчатым стационарным теплообменником, эксплуатируемого в условиях высокой запыленности воздуха и не имеющего специальных устройств для периодического удаления отложной пыли с матрицы теплообменника, практически может обеспечивать только при стопроцентной очистке воздуха. Для обеспечения работоспособности транспортного ГТД со стационарным

теплообменником при меньшей степени очистки воздуха (например, примерно 99%) необходимы поиск и разработка мероприятий, обеспечивающих предотвращение или периодическое удаление отложений пыли с матрицы теплообменника.

Работа ГТД транспортной гусеничной машины характеризуется частотой сменой режимов, что определяется дорожными условиями.

**Таблица № 23**

**Число включений режимов работы ГТД транспортной машины  
в зависимости от дорожных условий.**

<b>ХАРАКТЕРИСТИКА ДОРОГИ И МЕСТНОСТИ</b>	<b>ЧИСЛО ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ОРГАНОВ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ ЗА 1 Ч ДВИЖЕНИЯ</b>	
	<b>ПЕДАЛЬ ПОДАЧИ ТОПЛИВА</b>	<b>РЫЧАГ УПРАВЛЕНИЯ РСА</b>
Ровная грунтовая дорога (летом)	6	3
То же осенью	16	83
Пресеченная местность (летом)	240	102
То же осенью	330	232

При движении по пересеченной местности водитель меняет режим работы двигателя в среднем через 12-15 с, воздействуя на педаль управления двигателем и РСА. Возможны и еще более тяжелые условия движения. Транспортный ГТД должен сохранять свою работоспособность при такой частоте смене режимов работы. При этом сам процесс перемены режима работы двигателя должен происходить быстро. Так, процесс перевода двигателя из тягового режима в тормозной за счет поворота РСА в тормозное положение составляет примерно 0,2-0,3 с, что установлено из условия получения возможно большей скорости движения транспортной машины на местности.

Двигатель должен обладать хорошей приемистостью, т.е. временем увеличения частоты вращения турбокомпрессора от  $n_{\text{тк.м.г.}}$ , соответствующий режиму «малый газ», до максимальной – не более 4,5-6,0 с; большее значение приемистости приводит к снижению средней загрузки двигателя, а следовательно, к снижению средней скорости движения по местности и

увеличению расходов топлива на 1 км пути. Экспериментальные данные показывают, что все время (%) работы ГТД в транспортной машине распределяется на различных режимах следующим образом:

Максимальная мощность.....	25-28
Холостой ход.....	15
Промежуточные режимы.....	57-60
В том числе переходные.....	12-15

Отличные пусковые качества ГТД (особенно при низких температурах окружающего воздуха) не случайно привлекают внимание разработчиков транспортных машин с ГТД. Действительно, пуск транспортных дизелей и карбюраторных двигателей с водяным охлаждением в зимнее время сопряжен со значительными трудностями: нельзя оставлять на длительное время машины с поршневыми двигателями без периодического прогрева; эксплуатация таких машин вдали от стационарных оборудованных парков связана с большими затратами времени на подготовку горячей воды, разогрев двигателя (воды, масла) перед пуском и т.д. При наличии в системе охлаждения двигателя не воды, а водного раствора этиленгликоля (антифриз) эксплуатация несколько упрощается, но время на подготовку двигателя к пуску остается очень большим. Так, для транспортных гусеничных машин с поршневыми двигателями и специальной системой подогрева при температуре воздуха - 40°С время подготовки двигателя к пуску составляет 40-50 мин, что объясняется необходимостью разогрева двигателя перед пуском для уменьшения трения в опорах коленчатого вала, в паре поршень-гильза, а также необходимостью подогрева масла (уменьшения его вязкости).

Для транспортного ГТД при температуре окружающего воздуха - 40°С время подготовки двигателя к пуску и пуск его составляет 3-5 мин, что объясняется возможностью применения маловязкого масла (отсутствуют ударные и знакопеременные нагрузки в опорах) и отсутствием таких пар трения, как у поршневых двигателей (ПД). Необходимо отметить, что время самого процесса пуска ГТД (запрограммированный пуск) по сравнению с



временем пуска ПД больше и составляет примерно 25-60 с. Время же пуска подготовленного к пуску ПД составляет примерно 3 с.

В последнее время к транспортным двигателям предъявляются требования по снижению уровня токсичности отработавших газов, которые зависят от процентного содержания оксида углерода, оксида азота и альдегидов, что, в свою очередь, определяется количеством кислорода, находящегося в камере сгорания двигателя при горении, т.е. коэффициентом избытка воздуха, а также рядом других факторов. Например, в отработавших газах бензиновых двигателей в условиях эксплуатации содержится 0,02-1 % оксида углерода по объему, в отработавших газах быстроходных дизелей его содержания в два-три раза меньше, что объясняется большим коэффициентом избытка воздуха и более низкой температурой сгорания ( $\alpha_{\text{диз}}=1,3 \div 1,7$ ;  $\alpha_{\text{бенз}}=1,0$  и  $T_{\text{з диз}}=1800-2200$  К, а  $T_{\text{з бенз}}=2300 \div 2700$  К). Оксиды азота в отработавших газах составляет 0,001-0,2 % по объему. Образованию оксидов азота способствует повышение температуры газа. В связи со спецификой принципа работы ГТД (расход воздуха двигателем в три-четыре раза больше, чем у дизеля равной мощности) отработавшие газы его обладают значительно меньшей токсичностью, хотя над снижением необходимо работать и дальше.

В настоящее время за рубежом работы по ТГТД в основном свелись к разработке малоразмерных керамических ГТД мощностью до 100 кВт. По керамическим ГТД наибольших успехов добилась Япония в государственном проекте ANRE/PEC – “Разработка керамических газовой турбины и камеры сгорания для автомобильного ГТД мощностью 100 кВт” с максимальной температурой цикла 1350°С. К моменту окончания работ (1997г.) двигатель проработал 162 часа с керамическими турбиной и камерой сгорания. Полученная эффективность (КПД) составила 35,6 %. Продолжаются работы по совершенствованию керамических материалов.

Из двигателей, разработанных в 70-е – 80е (таблица № 24) годы серийно выпускаются два – танковый: AGT-1500 (AVCO Lycoming, США) и двигатель

GT-404 (General Motors, США), устанавливаемый на ракетных комплексах «Патриот». Работы по двигателю GT-601 Международного консорциума «ИП», имевшему лучшие показатели по топливной экономичности среди ТГТД в 80-е годы, были свернуты, в основном из-за значительной нестабильности характеристик теплообменника, вызываемой его засорением сажей.

В Советском Союзе наибольших успехов в разработке ТГТД добились на Горьковском автозаводе (ГАЗ), где была разработана серия регенеративных двигателей мощностью 280-480 кВт (таблица № 24). ГТД ГАЗ и в настоящее время вполне соответствуют уровню выпускаемых до сих пор GT-404 и AGT-1500.

Успех этих работ базировался на заводской разработке оригинального высокоэффективного вращающегося теплообменника.

В 70-80-х годах двигатели ГАЗ прошли дорожные испытания на шасси МАЗ, КРАЗ и на многоосном шасси Брянского завода (БРАЗ). Общий пробег этих автомобилей составил более 200 тыс. км.

При испытании ГТД ГАЗ-902 на шасси БРАЗ был получен средний путевой расход топлива, равный расходу топлива штатного дизеля, устанавливаемого на этом шасси. Были отмечены также: легкий, без предварительной подготовки пуск двигателя при температуре  $-28^{\circ}\text{C}$ ; низкий уровень вибраций и надежная работа ГТД на различных топливах (дизельное топливо, бензин, керосин, газообразное топливо). ТГТД оказался действительно многотопливным двигателем. Было отмечено, что ТГТД обеспечивает значительное улучшение проходимости автомобиля в условиях бездорожья. При испытании многоосного шасси средняя скорость движения оказалась в 1,5 раза выше, чем с дизельной силовой установкой.

Опираясь на полученные результаты, завод в 1986г. предлагал начать в конце 1980-х годов промышленный выпуск газотурбинных двигателей ГАЗ-902, 903.

В отличие от Запада с его умеренным климатом, в России, обладающей огромными, в основном неосвоенными, территориями Сибири, Дальнего Востока, Крайнего Севера с низкими среднегодовыми температурами имеются значительные проблемы эксплуатации транспортных средств с мощными двигателями. В частности дизели из-за проблем запуска при низких температурах часто не глушатся в течение всего зимнего периода. В результате вырабатывается ресурс и идет существенный перерасход топлива. Дополнительные трудности создает загустевание дизельного топлива при температурах, близких к  $-40^{\circ}\text{C}$ .

Отсюда очевидно, что ГТД с его легким и надежным пуском при низких температурах и многотопливностью может иметь серьезные перспективы для северного применения.

Газотурбинные двигатели семейства ГАЗ могут быть использованы в качестве первичного двигателя в составе силовой установки. Возможно создание одновальной модификации двигателя с регенератором. ТГТД ГАЗ могут быть использованы в составе гибридной силовой установки как в двухвальном, так и в одновальном варианте. Весьма целесообразным представляется также применение АГТД на внедорожных транспортных средствах, для спецтехники, тяжелой дорожной и строительной техники, для мобильных средств поиска и добычи полезных ископаемых, например нефти и газа с использованием углеводородного топлива и многое другое.

Высокая экономичность дизеля общеизвестна. Однако, как будет показано ниже, АГТД со стендовым расходом топлива ГАЗ-902  $g_e=0,25-0,27$  кг/кВт. час может успешно конкурировать с дизелем, имеющим в условиях стенда  $g_e=0,21 - 0,22$  кг/кВт. час, по среднепутевому расходу топлива в случае северной эксплуатации и установки ТГТД на транспортное средство с высоким уровнем загрузки силового агрегата (карьерный самосвал и др.). Это подтверждается результатом зимних испытаний ГТД ГАЗ-902 на многоосном шасси БРАЗ и объясняется следующим. При снижении температуры

окружающей среды экономичность ТГТД существенно растет. Так, при уменьшении температуры с  $+20^{\circ}\text{C}$  до  $-20^{\circ}\text{C}$  минимальный удельный расход топлива ГТД ГАЗ-902 уменьшается более чем на 10%. Расход топлива дизеля с падением температуры, наоборот, на 8-10% увеличивается. Дополнительные потери возникают при установке на тяжело нагруженных транспортных средствах с дизельной силовой установкой гидротрансформаторов, выражающиеся в увеличении расхода топлива на 10-16% в режиме трансформации и 4-6% в режиме блокировки. И, наконец, в дизельных установках, работающих на автомобилях с высоким уровнем загрузки, имеются большие затраты на привод вентилятора системы охлаждения (10-12%).

В общем балансе нефтепродуктов следует учитывать существенно меньший (примерно в 5 раз) расход смазочных материалов.

При рассмотрении топливной экономичности ТГТД следует учитывать также перспективы ее улучшения. Как известно, наибольшие надежды в этом направлении связаны с внедрением керамики. Однако очевидно, что это достаточно долгосрочные планы и они потребуют разработки нового двигателя. Что касается перспектив снижения расхода топлива двигателей ГАЗ, то они вполне реальны, быстро выполнимы и реализуемы без какого-либо существенного изменения конструкции двигателя. Собственно об этом говорит проектное значение удельного расхода топлива ТГТД ГАЗ-903 ( $g_e=0,24$  кг/кВт. час). На сегодняшний день эта цифра может быть также существенно снижена за счет использования новейших технологий в разработке турбомашин, показатели которых на двигателях ГАЗ уже отстают от современного уровня.

Неоднократно проводимый сравнительный анализ стоимости ТГТД и дизеля показывает, что при ограниченных масштабах производства (до 10000-20000 шт. в год) стоимость ТГТД мощностью 250 – 400 кВт и более будет

сравнима со стоимостью дизеля. Это подтверждают и данные по стоимости танковых ГТД, представленные в таблице 25.

**Таблица № 24**

**Удельная стоимость танковых ГТД**

<b>ТИП ДВИГАТЕЛЯ</b>	<b>СТОИМОСТЬ</b>	
	<b>US\$ на 1кВт</b>	<b>%</b>
Дизель танковый	82	100
ГТД AGT-1500	122,5	149

Как показывает опыт авиационного турбостроения, себестоимость ГТД в сильной степени зависит от стадии освоения – от выпуска первых образцов и до отлаженного серийного производства происходит резкое изменение структуры себестоимости и соответственно к концу освоения серии себестоимость составляет 15-20% от первоначальной.

Общеизвестна проблема ограничения применения высоколегированных жаростойких и жаропрочных сталей и сплавов. Предварительные проработки показали, что уже на первых этапах освоения можно ограничить содержание никеля до 40 г/кВт, а легирующих добавок, таких как кобальт и вольфрам до 1 г/кВт. При этом выпуск запасных элементов проточной части для поддержания работоспособности находящегося в эксплуатации парка транспортных машин с ТГТД будет производиться в основном за счет возврата металла после реновации. Следует добавить, что возможное на начальной стадии различие в стоимости ТГТД и дизеля частично компенсируется тем, что в силовом агрегате на базе ТГТД отсутствуют система жидкостного охлаждения и гидротрансформатор.

Исходной концепцией при конструировании ТГТД, в частности двигателей ГАЗ, являлось обеспечение базовым корпусным элементам двигателя большого ресурса, равного или превышающего ресурс шасси. Это дает возможность при эксплуатации ТГТД отказаться от ремонтных работ, заменив их регламентной сменой деталей. Поэтому такое понятие, как ресурс, для этих двигателей приобретает условный характер. Для двигателей ГАЗ

регламентная работа, сопровождающаяся разборкой двигателя, - замена элементов проточной части производится через 10-15 тыс. часов работы.

Объем технического обслуживания ТГТД существенно меньше, чем дизеля. Это определяется отсутствием системы жидкостного охлаждения, регламентных регулировок системы топливоподачи и смены масла. Особенно различие в объемах обслуживания заметно в зимних (северных) условиях – отпадает необходимость в системе подогрева. По самым различным оценкам, включая опыт эксплуатации на ГАЗе, трудоемкость и стоимость технического обслуживания ТГТД составляет 50% в сравнении с дизелем, при одновременном увеличении коэффициента использования автомобильного парка от 5 до 15%. Кроме этого, при равенстве мощностей дизеля и ТГТД, производительность автомобиля увеличивается за счет лучшей тяговой характеристики (в случае трансмиссии с механической коробкой передач) или более высокого к.п.д. трансмиссии, как в рассматриваемом случае – дизель с гидротрансформатором. В таблице проведено сравнение автомобилей – самосвалов БелАЗ-540А и его модификаций на основе дизельного двигателя (типа ЯМЗ 8424 V8) и АГТД ГАЗ 9021.

**Таблица № 25**

**Эксплуатационные показатели автомобилей**

№ п/п	МОДЕЛЬ АВТОМОБИЛЯ	КАРЬЕРНЫЙ САМОСВАЛ БелАЗ		
		540А	модификации	
			с дизелем	с АГТД
1.	Мощность, л.с.	360	420	420
2.	Грузоподъемность, т	27	30	30
3.	Эксплуатационная скорость, км/ч	12,6	13,6	15,1
4.	Время в наряде, час	14	14	14
5.	Коэффициент использования (КИ) пробега	0,48	0,48	0,48
6.	КИ грузоподъемности	1,0	1,0	1,0
7.	КИ парка	0,66	0,66	0,73
8.	Годовой пробег, км	42.500	45.900	56.500

9.	Годовая производительность, т. км	550.800	661.000	813.600
----	-----------------------------------	---------	---------	---------

\*Для БелАЗа с ГТД учитывается более высокий КПД силового агрегата за счет отсутствия гидротрансформатора.

\*КИ парка увеличивается на 10% за счет снижения трудоемкости технического обслуживания в условиях III категории эксплуатации.

Данные для самосвала БелАЗ-540А взяты с соответствующей нормативной коррекцией на условия эксплуатации в холодной зоне. Дополнительно производительность может быть увеличена на 4-5% за счет меньшего веса силовой установки с ГТД. Как видно из таблицы карьерный автомобиль – самосвал с ТГТД типа БелАЗ-540А грузоподъемностью 30 тонн превосходит по производительности аналоги с дизельным двигателем на 20-25% при меньшем объеме технического обслуживания.

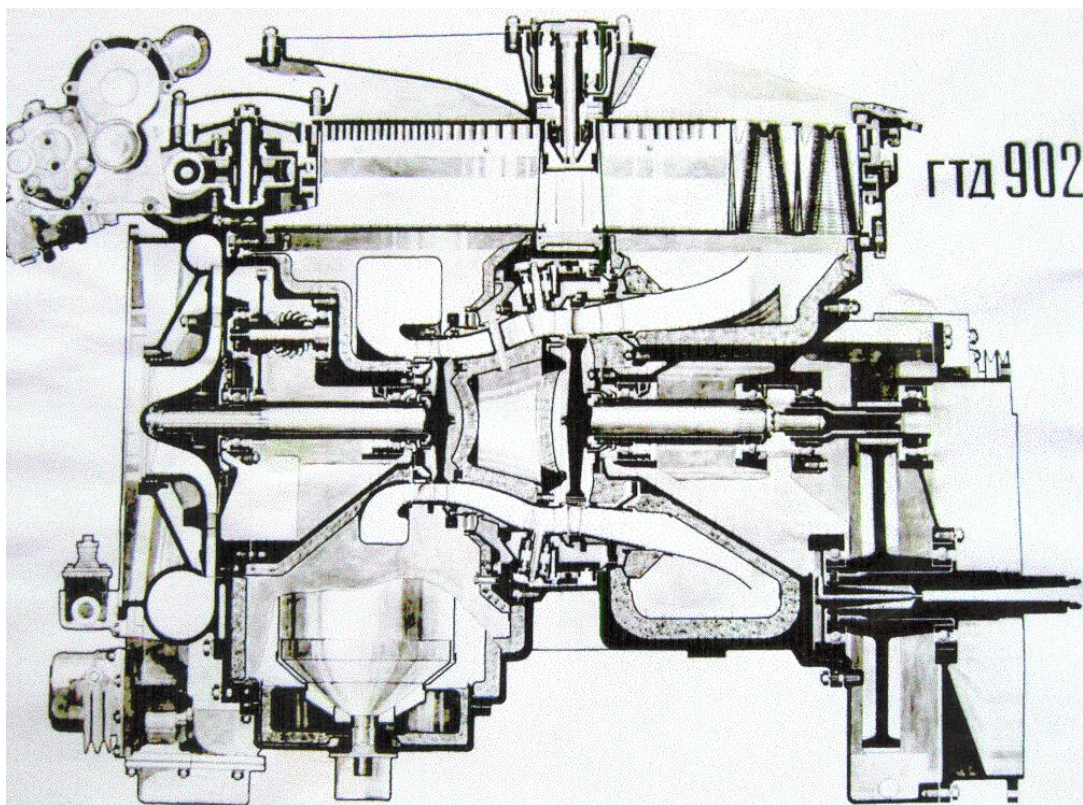
Низкая токсичность ГТД хорошо известна (таблица № 27).

Таблица № 26

**Показатели токсичности**

<b>ТОКСИЧНЫЙ КОМПОНЕНТ</b>	<b>NO<sub>x</sub></b>	<b>CO</b>	<b>CH</b>
Двигатели	г/кВт. ч		
Поршневые (Euro 2)	7	4	1,1
ГТД ГАЗ	1,2	0,73	0,16

Несмотря на то, что Российский Север характеризуется очень малой концентрацией автомобильного парка, токсичность силовой установки может иметь весьма большое значение. Например, токсичность двигателей карьерных самосвалов оказывает значительное влияние на производительность работ за счет уменьшения перерывов в работе из-за загазованности карьеров. Помимо низкой токсичности следует отметить также низкий уровень шума и вибраций ТГТД. Общий вид двигателя ГТД-902 представлен на рисунке.

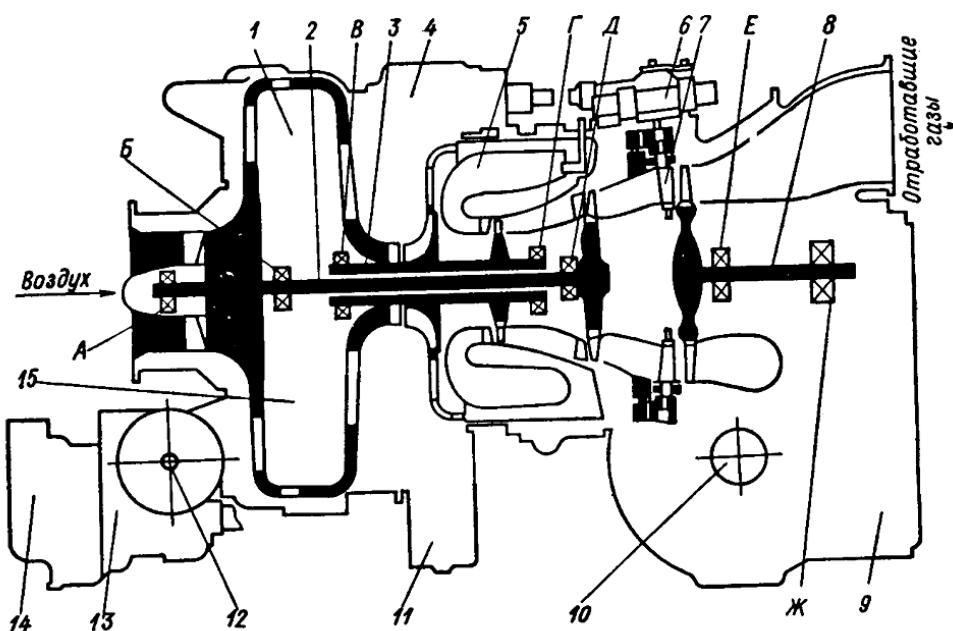


**Рис. 108 Общий вид двигателя ГТД-902.**

Кроме АГТД ГАЗ-902 и ГАЗ-903 в России был создан танковый газотурбинный двигатель ГТД-1250 мощностью 1250 л.с.

Двигатель трехвальной конструкции без теплообменника. Его основными элементами являются турбокомпрессор, силовая турбина с регулируемым сопловым аппаратом (РСА), понижающий редуктор и кольцевая камера сгорания.





**Рис. 109 Схема двигателя ГТД-1250:**

1 – центральный привод от турбокомпрессора высокого давления; 2 – ротор каскада I; 3 – ротор каскада II; 4 – верхняя коробка приводов; 5 – камера сгорания; 6 – гидромеханизм РСА; 7 – лопатки РСА; 8 – ротор силовой турбины; 9 – силовой редуктор; 10 – выходной вал; 11,13 – коробки приводов; 12 – ось привода вентиляторов; 14 – передний вентилятор; 15 – привод турбокомпрессора низкого давления; А,Б,В,Г,Д,Е,Ж, - подшипниковые опоры роторов.

Компрессор низкого давления имеет степень повышения давления 3,76 и состоит из корпуса, входного направляющего аппарата, ротора компрессора низкого давления, лопаточного диффузора и спрямляющего аппарата. Входной направляющий аппарат служит для предварительной закрутки потока воздуха, входящего в компрессор, обеспечивая его безударный вход в рабочее колесо. Ротор компрессора с центробежным колесом передает энергию воздушному потоку, и посредством лопаточного диффузора часть кинетической энергии воздуха преобразуется за колесом в энергию давления. Спрямляющий аппарат выравнивает воздушный поток. Ротор компрессора низкого давления литой, состоит из центробежного колеса закрытого типа и подшипников, установленных на его передней и задней цапфах. Для предотвращения утечки воздуха из проточной части двигателя на покрывающем диске центробежного колеса предусмотрено переднее лабиринтное уплотнение, а на заднем диске центробежного колеса – заднее

лабиринтное уплотнение. Ротор компрессора низкого давления соединен с ротором турбины низкого давления стяжной штангой. Вращающий момент от ротора турбины к ротору компрессора передается рессорой. Стяжная штанга и рессора изготовлены из стали.

Ротор компрессора высокого давления состоит из центробежного колеса закрытого типа с передней цапфой, изготовленного из сплава и прикрепленного у задней части колеса переходного кольца. Соединение переходного кольца с центробежным колесом осуществляется при помощи штифтов. Передняя цапфа ротора опирается на шариковый подшипник *В* опоры ротора двигателя.

Ротор компрессора соединяется с диском турбины компрессора высокого давления болтами. Вращающий момент от турбины компрессора высокого давления передается ротору компрессора через кольца с помощью призонных втулок. Цапфа турбины компрессора высокого давления, опирающаяся на подшипник опоры *Г*, является второй опорой для ротора компрессора высокого давления. Камера сгорания двигателя кольцевая, петлевого типа, с завихрителями воздуха у рабочих форсунок. Камера сгорания состоит из жаровой трубы, отражателя и подвесок жаровой трубы. В камере сгорания установлены топливные форсунки и два воспламенителя с пусковыми форсунками. Наружным корпусом камеры сгорания являются корпуса компрессора и корпус опоры *Г* роторов двигателя, образующие каналы подвода воздуха к камере сгорания. Камера сгорания расположена между корпусом компрессора и корпусом опор таким образом, что охватывает снаружи турбину компрессора высокого давления.

Двигатель имеет три одноступенчатые осевые турбины. Первые две турбины предназначены для привода компрессора высокого и низкого давления, третья – силовая – служит для создания полезной мощности двигателя. Турбины развивают приблизительно одинаковую мощность. Силовая турбина снабжена РСА.

Турбина компрессора высокого давления состоит из соплового аппарата и рабочего колеса. Сопловый аппарат представляет собой сварную конструкцию, состоящую из сопловой решетки и кольцевого канала. Сопловая решетка включает 29 литых лопаток. Рабочие лопатки турбины высокого давления не имеют бандажных полок в целях избежания пылевых отложений. Турбина компрессора низкого давления состоит из цельнолитого соплового аппарата и ротора турбины. Сопловый аппарат имеет 39 лопаток. Ротор турбины опирается на два опорных подшипника. Осевая составляющая воспринимается упорным подшипником посредством стяжной штанги. Вращающий момент ротора турбины передается компрессору через вал. Рабочие лопатки компрессора имеют бандажные полки, которые образуют по периферии бандажное разрезное кольцо с гребешками газового лабиринта.

Силовая турбина состоит из ротора турбины и РСА. Ротор турбины опирается на опорно-упорный подшипник. Рабочие лопатки турбины имеют бандажные полки, как лопатки турбины компрессора низкого давления. Регулируемый сопловый аппарат предназначен для осуществления тормозного режима. При повороте сопловых лопаток из рабочего положения на  $120^\circ$  поток газа направляется против вращения ротора силовой турбины, создавая на турбине тормозную мощность. С уменьшением угла поворота лопаток тормозная мощность уменьшается и при повороте лопаток на  $70-80^\circ$  становится равной нулю. Наличие РСА позволяет осуществлять оптимальную настройку двигателя при его работе на режиме номинальной мощности. Всего было танков с ГТД выпущено около 5000 штук. Основные параметры танков, состоявших на вооружении некоторых стран мира приведены в таблице № 27,28.

Таблица № 27

## Основные характеристики опытных и серийных транспортных ГТД.

СТРАНА ФИРМА МОДЕЛЬ	США				СССР	
	«Дженерал моторс»		«Гаррэт»	«Авко- Лайко- минг»	ПО «ГАЗ»	
	GT-404-4 (*)	GT-505-3	GT-601	AGT-1500 (*)	ГАЗ-9021	ГАЗ-9031
Мощность, кВт	220...260	330	400...550	1120	310	450
Удельный расход топлива, кг/кВт. ч	0,26 -	0,274 -	0,24 0,23(0,21)	0,30 0,285	(0,25)0,27 -	(0,25) (0,24)
- номинальный	774	790	988	1120	850	9500
- минимальный	1150 1073	1250 1073	1145 1119	1600 711	1400 1065	1600 1065
Масса, кг	716	716	1038	1016	900/600	900/600
Габариты, мм -длина -высота -ширина						
Структурная схема	ДВ; ПК; УСВ;ВТ(2)	ОС+ОС	ДВ; ЦК(2); Р+РСА ОС(2ст) УСВ; ТС	ТВ; ОК РНА+ОПК; ОС+ОС+ (РСА ОС+ОС) ТС	ДВ; РНА ЦК ОС+РСА ОС УСВ; ВТ(1)	ДВ; ЦК(2ст) ОС+(РСА ОС+ ОС);УСВ;ВТ(1)
Степень повышения давления	4,5	5,0	7,0	14,5	4,2	6,25
Расход воздуха, кг/с	2,0	2,5	2,3-3,0	4,7	2,1	2,75
Температура газа, К	1317	1300	1280-1355	1466	1263	1333

( ) - проектное значение параметров. ОБОЗНАЧЕНИЯ:

ОК – осевой компрессор; ОЦК – осецентрибежный компрессор; УСВ – управляемая связь ротором; ТС – теплообменник стационарный (редуктор); ВТ – теплообменник вращающийся (регенератор); ВТ(2) – две секции регенератора; ДВ – двухвальный; ТВ – трехвальный; РНА – регулируемый вращающийся аппарат ЦК; ЦК – центробежный компрессор; Р – радиальная турбина; РСА- регулируемый сопловый аппарат силовой турбины; ОС – осевая турбина; (\*) – серийный двигатель.

## Танки, состоявшие на вооружении армий некоторых стран мира 1 января 1998г.

СТРАНА	ТИП	ДВИГАТЕЛЬ	МОЩНОСТЬ л.с	КОЛ-ВО
Австрия	M60A	AVDS-1790	750	169
	SK-105	"Стейр" 7FA	320	234
Алжир	T-72	B-84	840	285
	T-62	B-55B	580	300
	T-54/T-55	B-54/B-55	520/620	275
	AMX-13	SOFAM 8Gxb	250	50
Аргентина	TAM	MB 833	720	256
	AMX-13	SOFAM 8Gxb	250	120
	M4	"Форд" GAA	500	96
	SK-105	"Стейр" 7FA	320	160
Афгани- стан	T-62	B-55B	580	200
	T-54/T-55	B-54/B-55	520/620	400
	T-34	B-2	500	-
	ПТ-76	B-6	240	60
Бразилия	ЕЕ-Т1	TBD 234	1040	-
	X-1	"Сааб-Скания"	280	120
	M3A1	R-975	360	150
	M41	AOS-895	500	250
Велико- британия	"Челенджер2"	"Кондор" CV-12	1200	100
	"Челенджер1"	"Кондор" CV-12	1200	408
	"Чифтен"	"Лейланд" L60	810	790
	"Скорпион"	"Ягуар" ХК	195	270
Венгрия	T-72	B-84	840	124
	T-55	B-55	620	1063
Германия	"Леопард-2"	MB 883	1500	1808
	"Леопард-1"	MB 838	830	2050
	T-72	B-84	840	-
СТРАНА	ТИП	ДВИГАТЕЛЬ	МОЩНОСТЬ л.с	КОЛ- ВО
Израиль	"Меркава"	AVDS-1790	900-1200	870
	M60	AVDS-1790	750	1400
	M48	"Континентал"	810	600
	"Центурион"	RR "Метеор"	600	100
	T-62	B-55B	580	100
	T-55	B-55	620	200
Пакистан	Тип 85	12 150L	730	200
	Тип 69	12 150L	580	250
	Тип 59	B-54	520	1200
	T-55	B-55	620	51
	M48	"Континентал"	810	450
	Тип 63	-	400	100
Польша	T-72/T-55	B-84/B-55	840/620	1720
	ПТ-76	B-6	240	30

Россия	T-80У	ГТД 1250	1250	5000
	T-72	B-84	840	9000
	T-90	B-92	1000	-
	T-64	5ТДФ	700	4000
	T-62	B-55В	580	8000
	T-54/T-55	B-54/B-55	520/620	10000
США	M1/M1A1	AGT-1500	1500	8000
	M60	AVDS-1790	750	8800
	M48A5	"Континентал"	810	1100
	M551	6V-53T	300	1500
Франция	"Леклерк"	V8X-1500	1500	31
	AMX-30B2	HS-110-2	720	650
	AMX-30	HS-110	700	360

Всего было выпущено танков с ГТД-1250 – 5000 штук.

В настоящее время, судя по публикациям иностранной технической литературы, в ведущих странах НАТО интенсивно проводится НИОКР, направленные на создание нового поколения силовых установок для танков и других объектов бронетанковой техники.

Новые танки должны заметно превзойти существующие:

- по агрегатной мощности – на 50%;
- по габаритной мощности – на 40%;
- по путевой экономичности – в 1,5-2 раза;
- по габаритному объему двигателя – в 2 раза;
- по литровой мощности двигателя – в 2 раза.

Одним из конечных пунктов зарубежных программ создания нового поколения двигателей и силовых установок для БТТ является их ориентация на так называемый "гибридный" (электрический) привод. Материалы Третьей международной конференции по полностью электрическим боевым машинам (21-23 сентября 1999г., ФРГ) свидетельствуют о том, что "электрические" технологии становятся стержневым направлением дальнейшего развития БТТ в странах НАТО.

Создаваемые в соответствии с этой тенденцией гибридные СУ относятся к категории "накопительных". В таких системах часть энергии, вырабатываемой первичным источником, аккумулируется в специальном

накопителе (индуктивном, конденсаторном и др.), а затем расходуется по мере необходимости.

Преимущества накопительных СУ с гибридным приводом заключаются в:

- устранении дублирования потоков энергии (механической на движитель и электрической на другие системы), что обеспечивает резкое улучшение массогабаритных показателей СУ;
- повышенной гибкости компоновочных решений при размещении элементов СУ (иногда их удается разместить в традиционно «мертвых» объемах моторно-трансмиссионного отделения (МТО);
- увеличении топливной экономичности на 25...50% благодаря стабильной работе первичного источника энергии (дизеля или ГТД) на режимах, близких к оптимальным;
- уменьшении требуемой номинальной мощности двигателя с учетом возможности подключения накопителя (например, аккумуляторной батареи) при пиковых нагрузках;
- улучшении тягово-динамических характеристик СУ благодаря возможности мгновенного подключения источника дополнительной энергии к движителю;
- снижении демаскирующих свойств в тепловом и акустическом диапазонах.

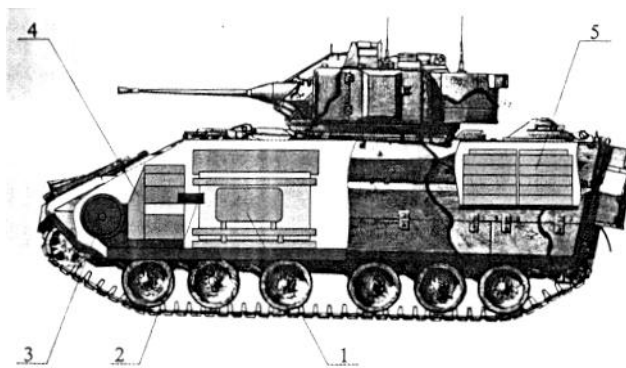
Результаты компьютерного моделирования и экспериментов на реальных макетах БТТ позволяют утверждать, что к 2003-2013 гг. станут осуществимыми следующие преимущества электрических технологий применительно к БМ:

- снижение массы и объема БМ;
- простота автоматизации, управления мощностью СУ и запасенной энергией;
- управление машиной "по проводам", без использования механических тяг;

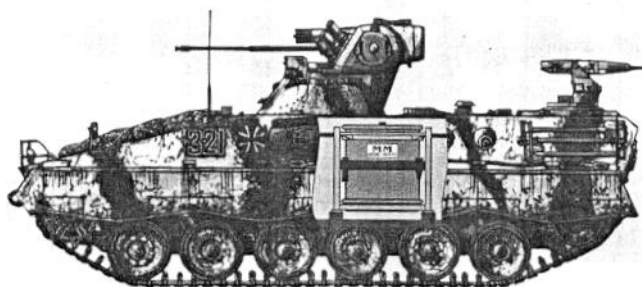
- более высокая надежность, меньшая стоимость жизненного цикла;
- обеспечение единым видом энергии всех систем машины (вооружения, защиты);
- обеспечение движения машины в режиме «молчания» (с неработающим основным двигателем);
- обеспечение подводного вождения танка при неработающем основном двигателе;
- экономия энергии путем ее рекуперации при торможении и пр.

Теоретически возникает возможность создания боевых машин совершенно новых концепций и модульных платформ для размещения оружия.

Пока нет конкретных сведений о принятых технических решениях и типе двигателей БМ, создаваемых по программам.

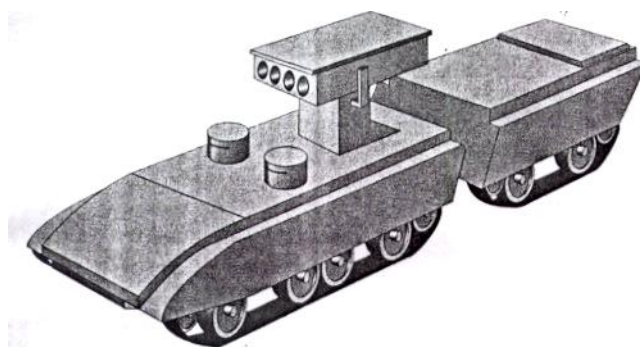


**Рис. 110 БМП М-2 «Брэдли» с гибридной силовой установкой**  
 1 – силовая установка; 2 – контролер; 3 – блок тяговых электромоторов; 4 – преобразователь энергии; 5 – накопители энергии (аккумуляторы).



**Рис. 111 БМП «Мардер» с гибридной силовой установкой и инерционным магнитно-динамическим аккумулятором энергии фирмы «Магнет-Мотор», ФРГ.**



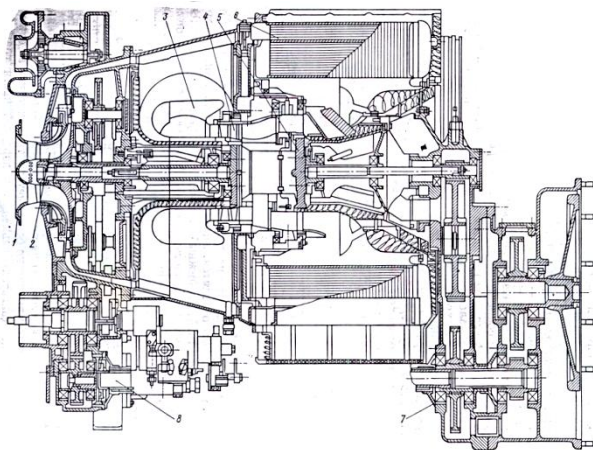


**Рис. 112 Многоцелевой танк FCS второго этапа Viper («Гадюка»). Масса 13,6т, модульная конструкция, авиатранспортабельность, автономность действия, гибридная силовая установка с дизелем, активная гидропневматическая подвеска со съёмной гусеницей.**

Газотурбинные двигатели применяются и для тракторов. Из зарубежных тракторов наибольший интерес представляют машины фирмы США «Форд» ( $N_e=110$  кВт) и «Интернэшнл Харвестер» (International Harvester) с двигателем мощностью 20 кВт и массой 41 кг, одновальный, без теплообменника.

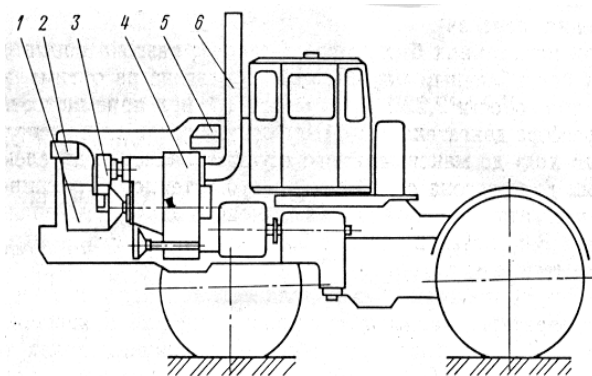
Колесный трактор фирмы «Катерпиллер» (Caterpillar) оборудован ГТД GMT-305, мощностью 150 кВт. В СССР в 1983-1984 гг. проводились испытания сельскохозяйственного колесного трактора, оснащенного ГТД Челябинского тракторного завода, максимальная суммарная мощность двигателя составила 270 кВт.

Поперечный разрез ГТД и компоновочная схема сельскохозяйственного трактора показана на рис. 113 и 114.



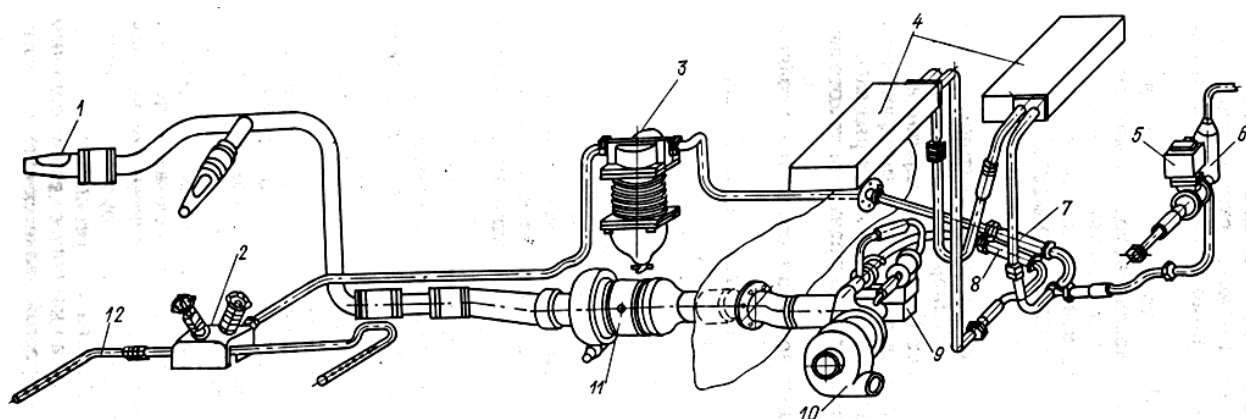
**Рис. 113 Газотурбинный двигатель для сельскохозяйственного колесного трактора**

1 – воздухоочиститель; 2 – радиатор масла; 3 – вентилятор охлаждения; 4 – газотурбинный двигатель; 5 – бачок для масла; 6 – система выпуска отработавших газов.



**Рис. 114 Компоновочная схема сельскохозяйственного трактора с ГТД**

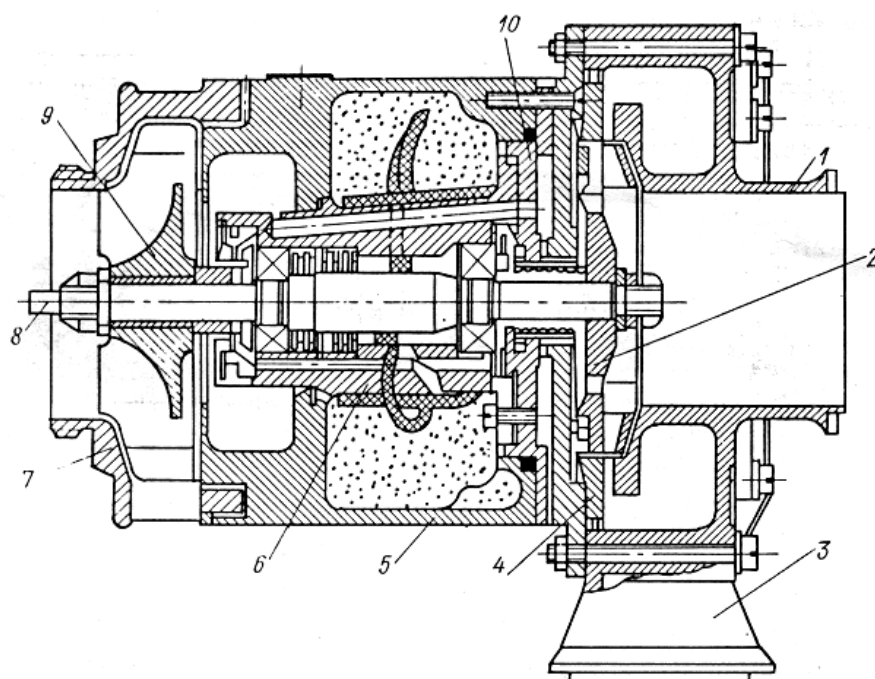
Для кондиционирования воздуха машин с газотурбинным двигателем применяются схемы, в которых рабочим телом является сжатый воздух от турбокомпрессора. Схема кондиционирования представлена на рис. 115. Такая система имеет значительно меньшие габаритные размеры и массу, сокращает время выведения ее на эксплуатационный режим, облегчает монтаж оборудования и исключает необходимость в специальном холодильном агенте.



**Рис. 115 Схема кондиционирования воздуха:**

1 – воздухораспределители; 2 – двойной вентиль; 3 – воздушный фильтр; 4 – теплообменники; 5 – заслонка; 6 – циклон; 7,8 – металлорукава в трассе системы охлаждения; 9 – блок заслонок; 10 – турбохолодильник; 11 – влагомаслоотделитель; 12 – концевой трубопровод системы отопления.

Турбохолодильник представляет собой малогабаритную воздушную реактивно-осевую одноступенчатую турбину, на валу которой установлен тормозной вентилятор (рис. 116). Корпус турбины отлит из алюминиевого сплава, имеет входной патрубок для подвода горячего воздуха к соплам и выходной патрубок для охлажденного воздуха. Для обеспечения нормальных условий работы подшипников турбохолодильника предусмотрена специальная фитильная система смазки и охлаждения. Масло, применяемое для смазывания подшипников, синтетическое, диэфирное марки ВНИИ НП 50-1-4ф.



**Рис. 116 Конструкция турбохолодильника:**

1 – выходной патрубок турбины; 2 – корпус турбины; 3 – корпус подшипников; 4 – сопловый венец; 5 – диафрагма; 6 – диск турбины; 7 – вал; 8 – вентилятор; 9 – корпус вентилятора; 10 – входной патрубок турбины.

Сжатый воздух со второго каскада ГТД с параметрами  $p_1$  и  $T_1$ , поступает через входной патрубок турбины к сопловому аппарату, в котором потенциальная энергия воздуха преобразуется в кинетическую. Из соплового аппарата воздух с большой скоростью поступает на лопатки диска турбины и приводит его во вращение. Таким образом, кинетическая энергия воздуха превращается в механическую работу. Мощность, развиваемая турбиной,

снимается вентилятором, играющим роль тормоза. Воздух, совершив работу на лопатках диска турбины с меньшей скоростью, давлением и температурой, направляется через выходной патрубок в герметичную кабину машины.

Влагоотделитель предназначен для очистки от паров масла и осушки охлажденного воздуха СКВ.

#### **2.17.3.4. Наземные газотурбинные энергетические установки.**

В настоящее время ведутся разработки наземных энергетических установок по различным направлениям. Как было показано выше наиболее перспективным направлением является разработка парогазотурбинных установок большой мощности, имеющих к.п.д. более 50%, а также ГТД простых циклов небольших мощностей от 1 до 6 МВт. Они пока проигрывают дизельным установкам такой мощности по к.п.д., но существенно выигрывают по экологическим показателям, которые в большинстве случаев являются решающими на рынке продаж.

На ФГУП ММПП «Салют» разработана концепция создания ГТД-6РС удовлетворяющая следующим требованиям:

- к.п.д. ГТД должен составлять 40-45%;
- высокий к.п.д. (более 40%) должен сохраняться в широком диапазоне нагрузок (от максимального режима вплоть до 50% нагрузки);
- установка должна обладать высокими экологическими характеристиками (концентрация вредных веществ в выхлопных газах  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x < 10 \text{ ppm}$  – промилле – 0,001 часть);
- ГТУ должна иметь высокую надежность и полный ресурс не менее 100 тыс.ч. (до первого капитального ремонта – 30-50 тыс.ч.);
- должны сохраняться все преимущества существующих ГТД (быстрый запуск, высокая маневренность, малый вес и габариты, модульность конструкции и т.д.)

Важнейшей особенностью предлагаемой концепции является применение рекуперации тепла отработавших в турбине газов. Рекуперативный цикл имеет ряд преимуществ, которые становятся решающими, когда рассматривается ГТД относительно небольших мощностей. Во-первых, оптимальная степень сжатия для него значительно ниже, чем для простого цикла ГТД. При современном уровне температур и совершенства лопаточных машин оптимальная степень повышения давления для рекуперативного цикла составляет 6...8, тогда как для простого цикла требуется  $\pi_k$  более 25. Поэтому у ГТУ с рекуперацией число ступеней в компрессоре и турбине уменьшается в 1,5...2 раза, высоты лопаток последних ступеней компрессора и первых турбины увеличиваются в 2...3 раза, а давление в камере сгорания меньше в 3...4 раза. Меньше число ступеней – меньше себестоимость производства. Чем больше высота лопаток последних ступеней компрессора и первых ступеней турбины (что имеет особое значение для малоразмерных ГТД), тем меньше сказывается масштабный фактор, и к тому же появляется возможность достижения максимальной эффективности компрессора и турбины. С понижением давления в камере сгорания появляется возможность уменьшить и давление топлива для его подачи. Это особенно важно, если энергетическая установка работает на природном газе там, где уже выполнена разводка газа по трубам низкого давления (например, в городской черте).

Второй принципиально важной особенностью предлагаемой концепции является принятая схема ГТД-6РС – одновальная с опорами скольжения. В одновальной схеме уменьшается число наиболее сложных элементов, таких как подшипниковые узлы. Подшипники располагаются в "комфортных" условиях (в области относительно низких температур и давления, близкого к атмосферному). Поэтому одновальная схема существенно упрощает общую конструкцию и повышает надежность. Подшипники скольжения имеют

неограниченный ресурс, тогда как подшипники качения являются элементами, ограничивающими величину ресурса.

Следующий момент предлагаемой концепции – низкоэмиссионная камера сгорания. О поставленной цели уже говорилось – концентрация вредных веществ в выхлопных газах  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  не должна превышать 0,01 от массы выхлопных газов.

И, наконец, четвертый основополагающий момент концепции – это применение профилей проточной части и выбор расчетных параметров газодинамического цикла с учетом необходимости работы в широком диапазоне частичных нагрузок с к.п.д., близким к максимальному. На рис. 117 показана зависимость относительной мощности  $\bar{N}$  от относительной частоты вращения (внешняя характеристика) ГТД-6РС. Диапазон возможных частичных нагрузок двигателя ограничен следующими причинами: 1 – ограничение по максимальной относительной мощности  $\bar{N}=1,2$  (в данном случае это 6 МВт); 2 – ограничение по максимальному моменту на рессоре, передающей мощность от ГТД к потребителю; 3 – ограничение по возможному диапазону регулирования профиля проточной части; 4 – минимальная устойчивая частота вращения; 5 – максимальная допустимая относительная частота вращения (по критериям прочности).

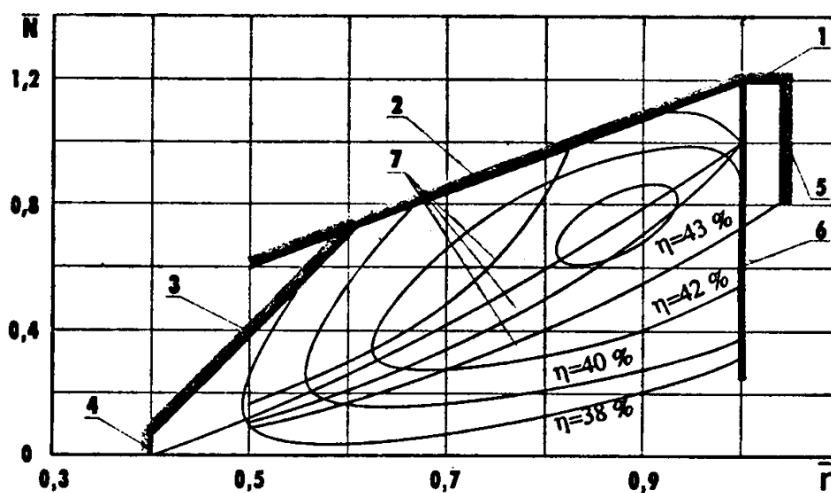


Рис. 117 Скоростная характеристика ГТД-6РС

На рис. 2 приведена зависимость максимальной мощности и к.п.д. ГТД-6РС от температуры окружающего воздуха. Охлаждение воздуха после компрессора позволяет сохранить номинальную мощность ГТД и существенно уменьшить темп падения КПД (пунктирные линии на рис. 118).

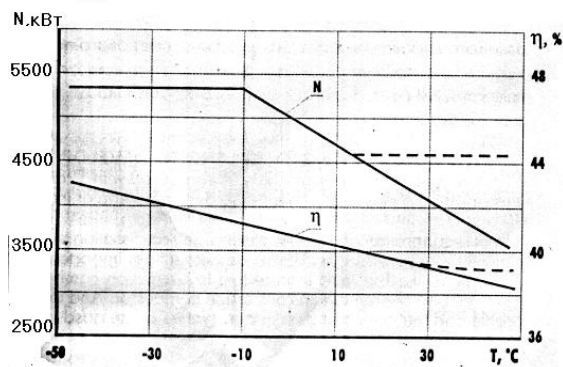


рис. 118 Климатическая характеристика ГТД-6РС

Как следует из рис. 117, предлагаемая концепция ГТД-6РС обеспечивает многорежимность и возможность многофункционального использования. Рассмотрим это на примерах.

### 2.17.3.5. Современные применения ГТД-6РС в энергетике.

#### Привод электрогенератора для малых электростанций и теплоэлектростанций.

Характерной особенностью привода электрогенератора переменного тока является требование постоянства частоты вращения потребителя. Если энергосистема автономна, то постоянную частоту вращения потребителя должна обеспечивать система регулирования привода. В одновальных ГТД эти требования выполнять проще, чем там, где приводящая турбина свободная. На рис. 117 для случая, когда нагрузкой ГТД служит электрогенератор, показана линия рабочих режимов 6, наложенная на внешнюю характеристику. На рис. 119 приведена зависимость к.п.д. от мощности для этого варианта. Потребление электроэнергии, как правило, существенно изменяется в течении суток, недели, года. Если к.п.д. энергетической установки сильно зависит от режима работы, то средний к.п.д.

производства электроэнергии будет значительно ниже номинального. На рис. 120 приведена зависимость потребления электроэнергии в течении суток для одного из машиностроительных заводов. ГТД обеспечивает выработку электроэнергии в течение всех суток с к.п.д., превышающим 40%.

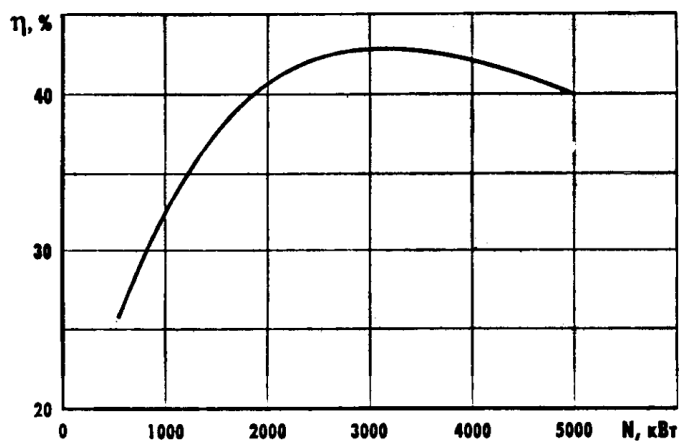


Рис. 119 Зависимость КПД ГТД от мощности

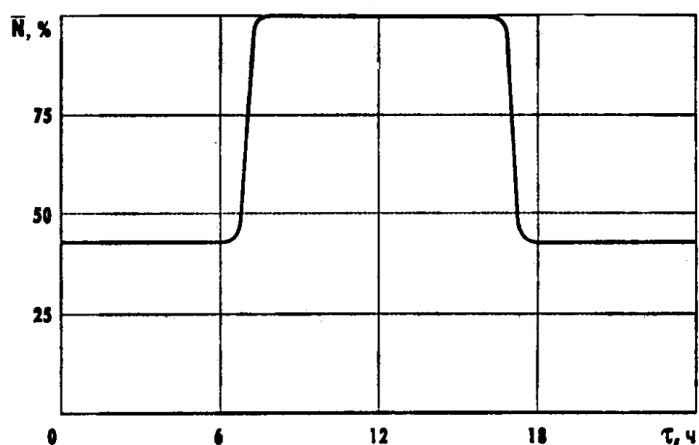


Рис. 120 Распределение потребляемой мощности от времени суток

Газы на выходе из регенератора будут иметь достаточно высокую температуру (порядка  $300^{\circ}\text{C}$ ). Тепло уходящих газов можно использовать, например, снабдив ГТД-6РС паровым или водогрейным утилизационным котлом, что, по сути, превратит его в малую теплоэлектростанцию. При работе с утилизационным котлом коэффициент использования топлива в зависимости от вида вырабатываемого тепла будут находиться в пределах от 0,8 (в случае выработки пара высоких параметров) до 0,95 (в случае горячей воды).



### **Главная судовая энергетическая установка, работающая на винт регулируемого шага.**

Условия работы ГТД в составе главной судовой энергетической установки на винт регулируемого шага очень похожи на условия работы привода электрогенератора. Как правило, частоту вращения винта регулируемого шага стараются поддерживать постоянной, а изменение нагрузки и реверс осуществляют поворотом лопастей винта. Поэтому линия рабочих режимов и зависимость к.п.д. от мощности, приведенные на рис. 117 и рис. 119, соответственно, справедливы и для судовой энергетической установки с винтом регулируемого шага.

### **Главная судовая энергетическая установка, работающая на винт фиксированного шага.**

Условия работы ГТД в составе главной судовой энергетической установки на винт фиксированного шага существенным образом отличаются от предыдущих рассмотренных примеров. Зависимость мощности на винте фиксированного шага от частоты вращения может быть аппроксимирована кубической параболой:

$$N=A \cdot n^3,$$

где  $N$  – мощность на валу;

$n$  – частота вращения винта;

$A$  – коэффициент пропорциональности.

Величина коэффициента пропорциональности, вообще говоря, не постоянна. Он зависит от загрузки судна, состояния корпуса, направления ветра, волнения и т.д. Поэтому при работе на винт фиксированного шага, на внешнюю характеристику ГТД следует наложить не линию, а поле рабочих режимов (обозначенное линиями 7 на рис. 117). Все поле рабочих режимов

при работе на винт регулируемого шага находится в наиболее благоприятной области внешней характеристики ГТД-6РС.

### **Привод нагнетателя для газоперекачивающей станции.**

Нагнетатель для газоперекачивающих станций, как правило, представляют собой лопаточную машину, подчиняющуюся тем же законам, что и гребной винт. Для них также справедлива зависимость, только коэффициент пропорциональности изменяется в более широком диапазоне в зависимости от условий работы. Главные факторы, влияющие на коэффициент пропорциональности – давление газа на входе и выходе из нагнетателя. Работоспособность ГТД обеспечивается во всем диапазоне без запретных зон.

Рассмотренные примеры не носят всеобъемлющего характера. Они показывают только наиболее характерные области предполагаемого использования ГТД. Из рассмотрения следует, что принятая концепция (рекуперативный цикл, выбор номинальных термодинамических параметров с учетом пожелания работать с максимальным к.п.д. на самых глубоких частичных нагрузках, регулирование профиля проточной части) позволяет создать многоцелевой одновальный двигатель, который обеспечит наилучшие эксплуатационные характеристики там, где традиционно одновальные двигатели даже не рассматривались.

В заключение можно сказать, что закладываемые в конструкцию ГТД важнейшие качества:

- простая надежная конструкция (одновальный двигатель);
- ресурс более 100 тыс. часов;
- высокий к.п.д. (более 40%) в очень широком диапазоне частичных нагрузок;
- отличные экологические характеристики ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO} < 10 \text{ ppm}$ );

позволяют характеризовать его как двигатель нового поколения, а концепция, позволяющая реализовать эти качества, является концепцией XXI века.

### 2.17.3.6 Разработки энергоблоков на базе ГТД.

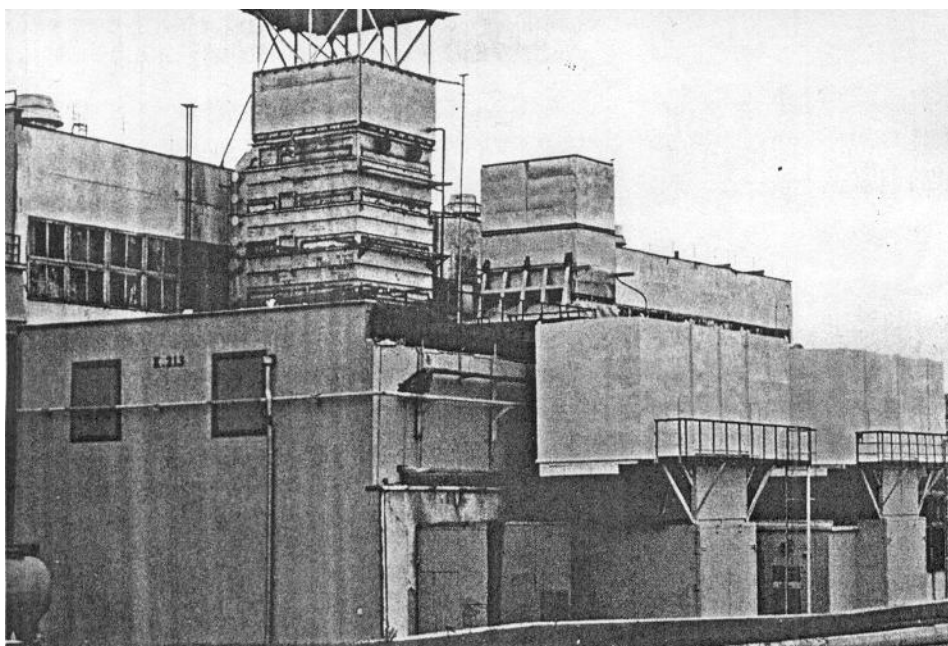
На базе газотурбинных двигателей комплектуются энергетические установки различной мощности в том числе:

- Когенерационные установки для совместной выработки электрической и тепловой энергии мощностью от 2,5 до 75 МВт с тепловым к.п.д. 76...83% - при выработке пара; 80...90% - при выработке пара и горячей воды; свыше 90% - при использовании дополнительной камеры сгорания в котле. Электрическая мощность соответствует мощности газотурбинных двигателей, а тепловая варьируется выбором теплоутилизирующего контура. Такие установки предпочтительны в качестве электростанций для промышленных предприятий и коммунальных хозяйств, где есть постоянная потребность в электрической и тепловой энергии в виде пара или горячей воды;
- Установки с впрыском пара в проточную часть газовой турбины мощностью от 4,3 до 40 МВт с электрическим к.п.д. 36...43%. Пар, вырабатываемый в котле-утилизаторе, подается в газотурбинный двигатель как дополнительное рабочее тело. От других газотурбинных установок с утилизацией тепла такие агрегаты отличаются наибольшим приростом электрической мощности (до 80%), минимальными значениями эмиссии  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ , меньшими капитальными затратами на единицу установленной мощности. Установка с впрыском пара предпочтительна в качестве электростанций, где требуется максимальный выход энергии;

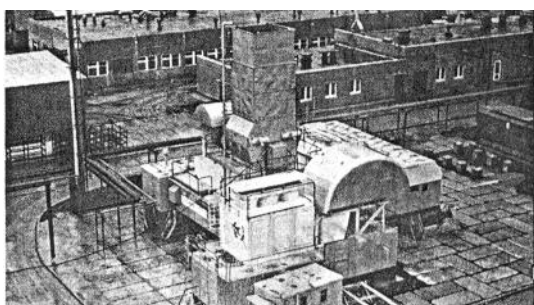
Используя многолетний опыт проектирования, производства и эксплуатации морских парогазовых установок, НПП «Машпроект» предлагает на базе своих двигателей комбинированные установки мощностью от 13,5 до 325 МВт с электрическим к.п.д. 45,3...52%. Пар, вырабатываемый в теплоизолирующем контуре, используется в паровой турбине. Электрическая мощность равна суммарной мощности газотурбинного двигателя и паровой турбины. В качестве базовых использованы две схемы: (1+1) – один газотурбинный двигатель с котлом-утилизатором и паровая турбина,

работающие каждый на свой генератор, и (2+1) – два газотурбинных двигателя с котлами-утилизаторами и одна паровая турбина, использующая пар от двух котлов, работающие каждый на свой электрогенератор. Такие установки предпочтительны для использования в качестве региональных электростанций, а также электростанций крупных промышленных предприятий в районах с высокой ценой топлива.

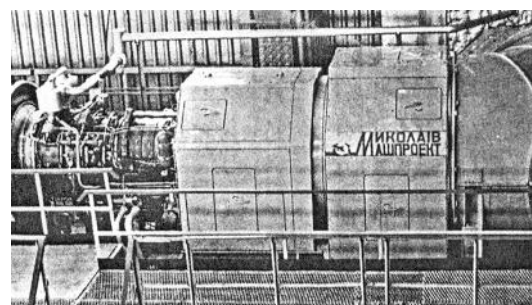
Проектирование и производство газотурбинных двигателей сертифицировано по ISO 9001-96.



**Рис. 121 Цех перекачки аммиака на Одесском припортовом заводе. Модернизированные турбокомпрессорные агрегаты с двигателем UGT 15 000.**



**Рис. 122 Блочно-комплектная газотурбинная электростанция мощностью 6 МВт**



**Рис. 123 Модернизированный газоперекачивающий агрегат с двигателем UGT 25 000**

Экологические характеристики поставленного оборудования соответствуют мировым стандартам.

Федеральное государственное унитарное предприятие ММПП «Салют» разработало парогазовый энергоблок мощностью 60-120 МВт.

Парогазовый энергоблок мощностью 60-120 МВт предназначен для систем энергетики и теплофикации. Силовая часть энергоблока конструктивно выполнена по традиционной схеме. На единой раме смонтированы газогенератор и силовая турбина, вал которой через газовый коллектор выведен к месту соединения с генератором переменного тока. В энергоблоке реализуется парогазовый цикл с подачей пара в проточную часть газовой турбины и улавливанием воды в выхлопном устройстве. Блок ГТУ надстроен паровым котлом-утилизатором, рассчитанным на два уровня давления пара. Пар высокого давления –  $90 \text{ кг/см}^2$  и температурой -  $600^\circ \text{C}$  является рабочим теплом паровой турбины, работающей совместно с турбиной компрессора газогенератора. Пар низкого давления используется для охлаждения элементов проточной части установки. Парогазовая смесь охлаждается в котле-утилизаторе до  $90-100^\circ \text{C}$ , а затем направляется в контактный конденсатор, где пар конденсируется при  $t=40-45^\circ \text{C}$ . Конденсат возвращается в рабочий термодинамический цикл энергоблока.

Основные параметры парогазового энергоблока представлены в таблице.

**Таблица № 29**

Номинальная мощность, МВт	60-120
Термический к.п.д., %	$\geq 52,0$
Частота вращения ротора силовой турбины, об/мин	3000
Топливо	природный газ
Паропроизводительность системы высокого давления, кг/ч	50000
Температура, $^\circ \text{C}$	530
Давление, бар	85
Паропроизводительность системы низкого давления, кг/ч	4000
Температура, $^\circ \text{C}$	200
Давление, бар	6,0
Отпуск тепла, МВт	59,0
Назначенный ресурс силовой турбины, час	$>100000$
Эмиссия (газ) – $\text{NO}_x$ , $\text{мг/м}^3$	$<10,0$
Уровень шума, дБ (на расстоянии 1м от установки)	$<80,0$

## **2.18. Влияние работы энергетических машин и установок на окружающую среду.**

Энергетические объекты (топливно-энергетический комплекс вообще и объекты энергетики – энергетические машины и установки в частности) по степени влияния на окружающую среду принадлежат к числу наиболее интенсивно воздействующих на биосферу.

Энергетические машины и установки в силу их конструкций и параметров теплоносителей относятся к потенциально опасным технологиям производства энергии, определяющие устойчивое развитие общества и экологическую безопасность территорий РФ, работу энергетических машин и установок.

### **2.18.1. Энергетические машины и установки оказывают влияние на окружающую среду по комплексу параметров:**

- тепловое загрязнение водоемов – охладителей;
- химическое загрязнение почвы и атмосферы продуктами сгорания топлива;
- твердые отходы углеобогачительных фабрик и работы ТЭС (золы и шлаки);
- радиационные воздействия на окружающую среду АЭС;
- воздействие акустических, электромагнитных полей, возникающих при эксплуатации энергетических машин и установок.

Особое значение приобретают выбросы  $\text{CO}_2$  при сгорании органического топлива, напрямую определяющие «парниковый эффект» - потепление климата. Выбросы  $\text{CO}_2$  транспортом составляют около 20% от общих выбросов. Из них – 80% приходится на долю автомобильного транспорта.

Количество  $\text{CO}_2$  в атмосфере в 1960г – 0,031%; 1998г – 0,035%; в н/вр – 0,04%. Результат – потепление климата на  $1^\circ$ , возрастание уровня мирового океана на 10-15 см. С каждым градусом потепления уровень воды повышается еще в 2 раза.

По проекту Единого Экономического Сообщества (ЕЭС) к 2008 году на автомобильном транспорте будут введены ограничения на выбросы CO<sub>2</sub> не превышающие 140 г/км, что соответствует расходу бензина 6 л/100 км и дизельного топлива – 5,3 л/100 км. В перспективе к 2012 году выбросы CO<sub>2</sub> не должны превышать 120 г/км, что соответствует расходу бензина 5,1 л/100 км, а дизельного топлива – 4,5 л/100 км.

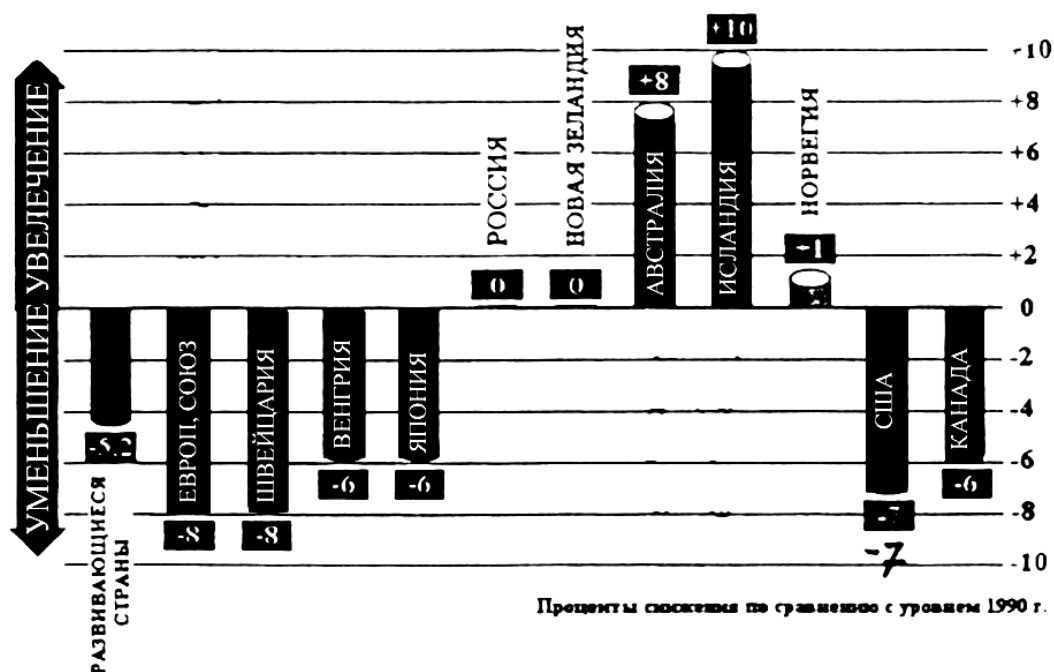


Рис. 124 Снижение выбросных газов к 2008-2012 гг., намеченное конференцией в г.Киото для основных стран.

Что делать? Для приостановления усугубления парникового эффекта необходимо сократить потребление ископаемого топлива на 60-80% от уровня 1990г. Иначе Землю ждет катастрофа: среднепланетарная температура в 2250г - 50° С; в 2350г - 100° С (закипят океаны и моря); в 2450г - 150° С. Всего через 200 лет земля превратится в раскаленную сковородку. Гипотеза – когда-то на Венере была разумная жизнь. Её недалёковидные обитатели вызвали парниковый эффект, подобный тому, что сейчас начинается на Земле.

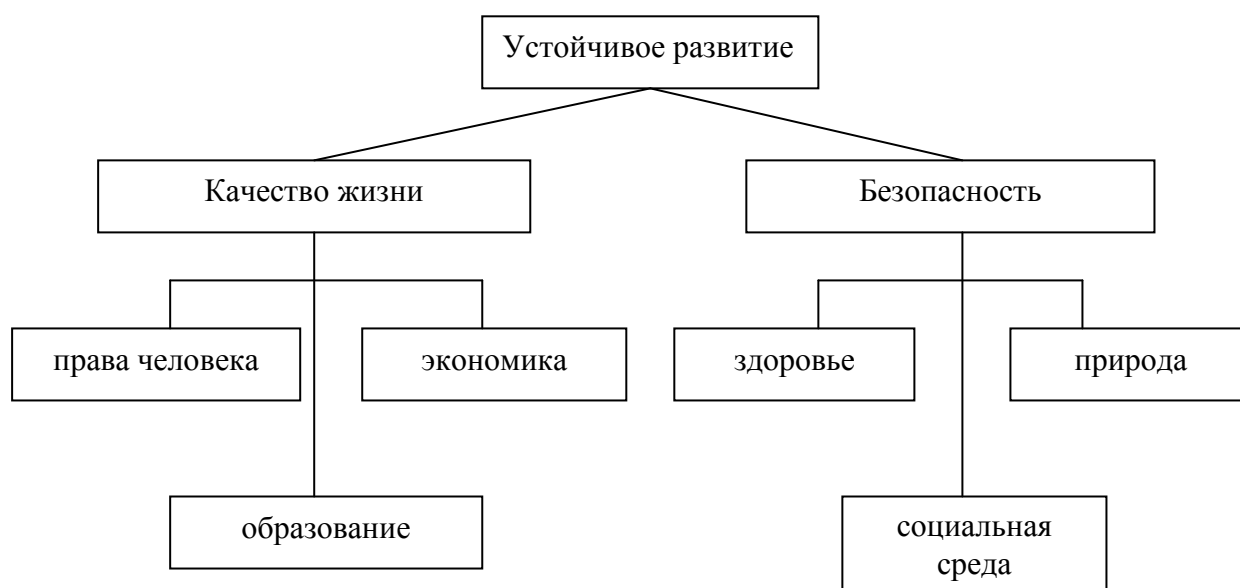
"Это меня не интересует, я до того времени не доживу" - эгоистическая психология человеческого сообщества. Если так, то наша цивилизация наверняка погибнет.

Библия: "И живые позавидуют мертвым".

Анекдот: Пессимист - "Говорят, что ученые предсказали конец света через 300 лет. Одно радует, что мы до него не доживем." Оптимист - "Да не бойся ты – доживем!"

Основной вывод – период неконтролируемого взаимодействия биосферы и человечества должен закончиться. Ему на смену пришла фаза планового хозяйства на всей планете, целенаправленного управления социоэкологической системой на базе слияния технических, естественных и общественных наук.

В этом смысле понятие ноосферы В.И. Вернадского можно трактовать как разумное управление развитием общества и планеты, учитывающее интересы всей суммы человеческих потребностей и сохранения природы в геологической фазе, наиболее соответствующей этим потребностям. Что и обеспечит устойчивое развитие человеческого сообщества.





### **2.18.2. Приоритетные мероприятия по улучшению экологии энергетики.**

Конкретные приоритетные мероприятия по снижению теплового, радиационного, акустического и химического воздействия рассмотрены в разделах, описывающих различные виды энергетических машин и установок.

Особое внимание при разработке новых видов энергетических машин и установок следует обращать на анализ всего производственного цикла с позицией экологии, включающего в себя этапы:

- изготовления изделия с максимальной экологичностью и безотходностью производства;
- эксплуатации при снижении вредного воздействия на окружающую среду;
- вывода из эксплуатации с утилизацией энергетической машины и вредных отходов без ущерба окружающей среде.

Только такой подход решает проблему экологической безопасности энергетических машин и установок.

### **Литература.**

1. Теплотехника. Под редакцией В.И. Крутова. - М.: «Машиностроение», 1986г.
2. Дикий Н.А. Судовые газотурбинные установки. – Л.: «Судостроение», 1978г.
3. Елисеев Ю.С. и др. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: Изд. МГТУ им Н.Э. Баумана, 2000г.
4. Реймерс Н.Ф. Экология, изд. «Россия молодая», 1994г.
5. Небел Б. Наука об окружающей среде, т.2. М.: «Мир», 1993г.
6. Задачник по технической термодинамике и теории теплообмена. Под редакцией Крутова В.И. и Петражицкого Г.Б., М.: «Высшая школа», 1986г.
7. Котин А.Ф. Курс лекций по технической термодинамике, часть II, г. Горький, Волго-Вятское книжное изд., 1970г.
8. Бартош Е.Т. Газотурбовозы и турбопоезда, М.: «Транспорт», 1978г.
9. Носов Н.С., Изотов С.П., Антонов В.В. и др. Транспортные машины с газотурбинными двигателями, - Л.: «Машиностроение», 1987г.
10. Елисеев Ю., Беляев В. Новое приложение сил, «Двигатель» №4(10) 2000г.
11. Елисеев Ю., Беляев В., Синкевич М. Концепция создания ГТД-6РС, «Двигатель» №3(15) 2001г.
12. Романов В., Лимборская Л. Морские и промышленные газотурбинные установки, «Двигатель» №4(10) 2000г.
13. Подгорецкий В., Смирнова Т. Танковое двигателестроение НАТО готовится к скачку, «Двигатель» №6(18) 2001г.
14. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Елисеев С.Ю. Транспортные газотурбинные двигатели для Российской Федерации, «Полет», - М.: «Машиностроение» № 5, 2003.

- 15.Кириллов Н. Автомобильные рефрижераторы и кондиционеры на сжиженном природном газе, «Автомобильная промышленность» № 10, 2002 г.
- 16.Системы вентиляции и кондиционирования, Теория и практика, М.: «Евроклимат», 2000 г.

# СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Энергомашиностроение – основа энергетики.....	5
1.1 Энергетика и развитие общества.....	5
1.1.1 Классификация видов энергии и энергетических машин и установок.....	5
1.1.2 Классы первичных двигателей по уровням температур рабочих тел.....	8
1.1.3 Влияние энергетики на окружающую среду.....	8
1.1.4 Проблемы развития энергомашиностроения и энергетики в целом.....	9
1.1.5 Стратегия эколого-ориентированного развития энергопроизводства и энергомашиностроения .....	11
1.1.6 Энергетическая политика России.....	12
1.1.7 История энергомашиностроения в XX веке.....	13
1.1.8 Основные принципы, определяющие устойчивое развитие общества.....	14
1.1.9 Топливо-энергетические ресурсы и их использование.....	17
1.1.9.1 Классификация топлива и его характеристики.....	17
1.1.9.2 Энергетические естественные ресурсы Земли.....	18
1.1.9.3 Мировые потоки энергии.....	20
1.1.9.4 Годовая потребность первичной энергии в мире и России.....	22
1.1.9.5 Основные направления повышения эффективности использования топливо-энергетических ресурсов.....	29
1.10 Основные потребители тепловой и электрической энергии.....	30
1.1.10.1 Направления использования энергии.....	30
1.1.10.2 Энергосбережения. Когенерирование.....	30

1.1.10.3 Современные энерготехнологические схемы использования топлив.....	32
1.1.10.4 Вторичные энергетические ресурсы, их классификация.....	34
2. Энергетические установки и тепловые двигатели.....	35
2.1. Классификация.....	35
2.2. Котельные установки.....	36
2.2.1 Схема котельной установки.....	36
2.2.2 Основные параметры котла.....	37
2.2.3 Топки.....	38
2.2.4 Котлы и их конструктивные элементы.....	39
2.2.5 Котлы-утилизаторы.....	40
2.2.6 Основные элементы котла.....	41
2.2.7 Тепловой баланс котла.....	41
2.2.8 Тепловой расчет котла.....	44
2.3. Промышленные печи.....	45
2.3.1 Классификация печей и режимы их работы.....	45
2.3.2 Тепловой баланс печей.....	48
2.4. Паротурбинные установки (ПТУ).....	51
2.4.1 Циклы, схемы ПТУ.....	51
2.4.2 Цикл Ренкина.....	52
2.4.3 Действительные циклы ПТУ.....	53
2.4.4 Основные параметры ПТУ.....	55
2.4.5 Способы повышения термического КПД паросиловой установки.....	55
2.4.6 Схема и цикл теплофикационной ПТУ с противодавлением.....	56
2.5. Газотурбинные установки (ГТУ).....	57
2.5.1 Классификация.....	57
2.5.2 Схемы и циклы ГТУ на органическом топливе.....	58
2.5.3 ГТУ замкнутого типа (ЗГТУ).....	59

2.5.4 ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме ( $V=\text{const}$ ).....	61
2.5.5 Стационарные энергетические комбинированные установки на органическом топливе.....	62
2.5.5.1 Газотурбинные, паротурбинные установки.....	62
2.5.5.2 Классификация комбинированных установок.....	63
2.5.5.3 Циклы ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ) и низконапорным парогенератором (НПГ).....	63
2.5.5.4 Принципиальные тепловые схемы парогазовых и газопаровых установок .....	64
2.5.5.5 Топливная экономичность комбинированных турбинных установок.....	66
2.5.6 Основные принципиальные схемы утилизирующих контуров и их сравнительный термодинамический анализ.....	70
2.6. Турбинные установки на ядерном топливе, солнечной и геотермальной энергии.....	87
2.6.1 Турбинные установки на ядерном топливе.....	87
2.6.1.1 Основные определения.....	87
2.6.1.2 Одноконтурные атомные паротурбинные установки (АПТУ). ..	88
2.6.1.3 Двухконтурные АПТУ.....	89
2.6.1.4 Трехконтурные АПТУ.....	91
2.6.1.5 Атомные замкнутые газотурбинные установки.....	91
2.6.2 Солнечные энергоустановки.....	92
2.6.2.1 Схема и параметры солнечной энергоустановки (СЭУ).....	92
2.6.2.2 Автономные СЭУ для горячего водоснабжения и отопления.....	93
2.6.2.3 Перспективы развития солнечных энергоустановок.....	95
2.6.3 Геотермальные энергетические установки (ГЭУ).....	96
2.7. Поршневые и комбинированные, двигатели внутреннего сгорания (ДВС).....	98

2.7.1 Классификация ДВС.....	98
2.7.2 Преимущества и недостатки поршневых ДВС.....	102
2.7.3 Циклы поршневых двигателей.....	103
2.7.4 Термодинамические параметры поршневых ДВС.....	104
2.7.5 Параметры, характеризующие эффективность и экономичность поршневых ДВС.....	105
2.7.5.1 Индикаторная мощность.....	105
2.7.5.2 Эффективная мощность.....	105
2.7.5.3 Среднее эффективное давление.....	105
2.7.5.4 Индикаторный КПД.....	106
2.7.5.5 Эффективный КПД.....	107
2.7.5.6 Удельный индикаторный и эффективный расход топлива.....	107
2.7.5.7 Тепловой баланс.....	108
2.7.5.8 Тенденции развития поршневых ДВС и пути их экологического совершенствования .....	109
2.8. Реактивные двигатели.....	113
2.8.1 Классификация реактивных двигателей.....	113
2.8.2 Схемы турбореактивных двигателей (ТРД) и изменение параметров газового потока в них.....	115
2.8.3 Диаграммы действительных термодинамических циклов воздушных двигателей (ВРД).....	116
2.8.4 Ракетные двигатели.....	119
2.8.4.1 Жидкостные ракетные двигатели (ЖРД).....	119
2.8.4.2 Ракетные двигатели, работающие на твердом топливе.....	121
2.8.5 Применение реактивных двигателей.....	122
2.8.6 Основные параметры характеризующие эффективность и экономичность работы реактивного двигателя.....	123
2.8.6.1 Степень двухконтурности.....	123
2.8.6.2 Эффективная тяга.....	123

2.8.6.3	Удельная тяга.....	124
2.8.6.4	Лобовая тяга.....	125
2.8.6.5	Эффективный КПД.....	125
2.8.6.6	Тяговый КПД.....	125
2.8.6.7	Полный КПД.....	126
2.8.6.8	Основные виды окислителя и топлива в ЖРД.....	126
2.9.	Плазменные энергетические установки.....	126
2.9.1	Характеристики плазмы.....	126
2.9.2	Термоядерные реакции.....	127
2.9.3	Термоядерные энергетические установки.....	128
2.9.3.1	Установка с реактором-токамаком.....	128
2.9.3.2	Лазерный термоядерный синтез.....	130
2.9.3.3	Тепловые циклы и схемы термоядерных реакторов.....	131
2.9.3.4	Энергетические установки с магнитогидродинамическими (МГД) генераторами.....	133
2.10.	Компрессорные машины.....	135
2.10.1	Классификация компрессорных машин.....	135
2.10.2	Объемные компрессоры.....	136
2.10.3	Турбокомпрессоры.....	139
2.11.	Холодильные и криогенные машины и установки.....	141
2.11.1	Классификация холодильных и криогенных машин и установок.....	141
2.11.2	Схемы и диаграммы работы холодильных и криогенных машин и установок.....	142
2.11.2.1	Воздушная холодильная машина.....	142
2.11.2.2	Паровая компрессионная холодильная машина.....	144
2.11.2.3	Криогенная машина для ожижения воздуха, работающая по обратному циклу Стирлинга.....	146
2.11.2.4	Затраченная энергия на ожижение газов.....	148



2.12. Тепловые и атомные электростанции.....	148
2.12.1 Классификация электростанций.....	148
2.12.2 Тепловые электростанции (ТЭС).....	149
2.12.3 Принципиальные схемы (ТЭС).....	150
2.12.4 Принципиальные схемы Атомных электростанций (АЭС) .....	154
2.12.5 Техничко-экономические параметры работы электростанций.....	157
2.12.6 Проблемы экологической безопасности ТЭС и АЭС.	
Перспектива развития ТЭС и АЭС.....	159
2.13. Сушильные установки.....	162
2.13.1 Основные понятия и классификация сушильных установок.....	162
2.13.2 Особенности и типы сушильных установок.....	164
2.13.3 Тепловой расчет сушильных установок.....	165
2.14. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.....	166
2.14.1 Основные определения и классификация систем отопления.....	166
2.14.2 Определение поверхности нагревательных приборов.....	167
2.14.3 Вентиляция и кондиционирование.....	168
2.15. Система теплоснабжения промышленных предприятий и жилищно-коммунального хозяйства.....	175
2.15.1 Классификация и основные определения систем теплоснабжения .....	175
2.15.2 Схемы систем теплоснабжения.....	176
2.15.3 Тенденции развития теплоснабжения в России.....	177
2.16. Пути повышения эффективности энергетических машин и установок.....	178
2.16.1 Энергетическая стратегия России.....	178
16.2 Основные направления повышения эффективности энергетических машин и установок.....	182
2.17. Транспортные газотурбинные двигатели.....	182

2.17.1	Преимущества транспортных газотурбинных двигателей (ТГТД).....	182
2.17.2	Технико-экономические показатели и требования, предъявляемые к транспортным газотурбинным двигателям.....	183
2.17.2.1	Экономичность ТГТД.....	183
2.17.2.2	Масса ТГТД.....	184
2.17.2.3	Объем и габаритные размеры ТГТД.....	185
2.17.2.4	Надежность и срок службы ТГТД.....	186
2.17.2.5	Маневренность ТГТД.....	187
2.17.3	Перспективы развития транспортных газотурбинных и комбинированных установок.....	188
2.17.3.1	Судовые газотурбинные установки.....	188
2.17.3.2	Газотурбовозы и турбопоезда.....	200
2.17.3.3	Транспортные машины с газотурбинными двигателями.....	213
2.17.3.4	Наземные газотурбинные энергетические установки.....	240
2.17.3.5	Современные применения ГТД в энергетике.....	243
2.17.3.6	Разработки энергоблоков на базе ГТД.....	247
2.18.	Влияние работы энергетических машин и установок на окружающую среду.....	250
2.18.1.....		250
2.18.2	Приоритетные мероприятия по улучшению экологии энергетики.....	253
	Литература.....	254

Учебное издание

Меркулов Владислав Иванович

Кустарев Юрий Степанович
--------------------------

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

Под редакцией автора

Оригинал-макет подготовлен редакционно-издательским отделом  
МГТУ «МАМИ»

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы на 2011 год.

Подписано в печать 22.12.10. Формат 60х90 1/16. Бумага 80 г/м<sup>2</sup>  
Гарнитура «Таймс». Ризография. Усл. Печ.  
Тираж 45 экз. Заказ № 191-10.

МГТУ «МАМИ»  
107023, г. Москва, Б. Семеновская ул., 38