



Федеральное агентство по рыболовству
БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»
Калининградский морской рыбопромышленный колледж

Утверждаю
Заместитель начальника колледжа
по учебно-методической работе
А.И. Колесниченко

**ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ
МДК.06.04 СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ
МЕХАНИЗМЫ**

Методические указания по выполнению самостоятельных работ по специальности

**15.02.06 «Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт холодильно-
компрессорных и
теплонасосных машин и установок (по отраслям)»**

МО-15 02 06-ПМд.06.СР

РАЗРАБОТЧИК
ЗАВЕДУЮЩИЙ ОТДЕЛЕНИЕМ

Никишин М.Ю.
Никишин М.Ю.

ГОД РАЗРАБОТКИ

2025

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 2/40

Методические указания по организации самостоятельной работы обучающихся разработаны в соответствии с рабочей программой ПМд.06 «ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ» МДК.06.04 «СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ».

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 3/40

Содержание

Введение	4
Перечень самостоятельных работ	8
Раздел 1. Судовые энергетические установки	9
Тема 1.1 Судовые дизельные энергетические установки.....	9
Самостоятельная работа №1. Принципиальная гидравлическая схема охлаждения судового дизельного агрегата.	9
Тема 1.2 Газотурбинные установки.....	ОШИБКА! ЗАКЛАДКА НЕ ОПРЕДЕЛЕНА.
Самостоятельная работа №2. Реверсивный ход главной дизельной установки.	ОШИБКА! ЗАКЛАДКА НЕ ОПРЕДЕЛЕНА.

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 4/40

Введение

Методические указания по организации самостоятельной работы обучающихся разработаны в соответствии с рабочей программой дисциплины ПМд.06 «ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ» МДК.06.04 «СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ» по специальности 15.02.06 «Монтаж и техническая эксплуатация холодильно-компрессорных машин и установок (по отраслям)»

Самостоятельная работа – это деятельность обучающихся в процессе обучения и во внеаудиторное время, выполняемая по заданию преподавателя, но без его непосредственного участия.

На самостоятельную внеаудиторную работу по дисциплине ПМд.06 «ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ» МДК.06.04 «СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ» отведено 6 академических часов в четвёртом семестре.

Цель внеаудиторной самостоятельной работы:

- закрепить знания и умения по темам и разделам дисциплины;
- расширить знания по отдельным темам;
- сформировать умения самостоятельного изучения элементов дисциплины, пользоваться дополнительной учебной литературой, интернетом;
- развитие самостоятельности, организованности, ответственности;
- работать над формированием общих и профессиональных компетенций, необходимых для осуществления профессиональной деятельности.

Выполнение самостоятельных работ способствует формированию у обучающихся:

знаний:

- виды и область применения судовых энергетических установок;
- классификацию, правила маркировки и принцип действия судовых двигателей внутреннего сгорания;
- конструкцию четырех- и двухтактных судовых дизелей;
- конструкцию и принцип действия систем судового дизеля;
- правила эксплуатации судовых дизелей и их параметры работы;
- конструкцию и принцип действия судовых газотурбинных установок;
- конструкцию и принцип действия судовых паровых котлов;

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 5/40

- правила эксплуатации судовых паровых котлов и параметры их работы;
- классификацию и конструкции судовых водоопреснительных установок;
- правила эксплуатации судовых водоопреснительных установок.
- конструкцию и принцип действия судовых насосов и параметры их работы;
- правила эксплуатации судовых насосов;
- классификацию, назначение и устройство судовых систем;
- правила и средства предотвращения загрязнения моря с судов.

умений:

- читать маркировку судовых дизельных двигателей;
- выполнять основные операции по эксплуатации судового дизеля и его

систем;

- анализировать режимы работы судового дизеля и характерные

неисправности в его работе;

- выполнять основные операции по эксплуатации судовых насосов;

- анализировать режимы работы судовых насосов и характерные

неисправности в их работе;

- выполнять основные операции по эксплуатации судовых паровых котлов и

анализировать их режимы работы;

- выполнять основные операции по эксплуатации водоопреснительной

установки и анализировать режимы ее работы и характерные неисправности;

- выполнять операции по эксплуатации оборудования для предотвращения

загрязнения моря с судов.

Рабочая программа направлена на формирование у обучающихся следующих элементов компетенций:

- профессиональных компетенций:

ПК 6.6. Принятие мер предосторожности для предотвращения загрязнения морской среды.

ПК 6.7. Соблюдение техники безопасности.

ПК 6.17. Проверка и обслуживание систем и оборудования для обнаружения пожара и пожаротушения.

ПК 6.20. Эксплуатация двигателя спасательной шлюпки.

Критериями оценки результатов самостоятельной работы являются:

- уровень усвоения учебного материала;

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 6/40

- обоснованность и чёткость изложения ответа;
- оформление материала в соответствии с требованиями.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется с учётом результатов выполнения самостоятельной внеаудиторной работы.

В результате выполнения самостоятельной работы в процессе изучения дисциплины ПМд.06 «ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ» МДК.06.04 «СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ» обучающийся должен:

знать:

- виды и область применения судовых энергетических установок;
- классификацию, правила маркировки и принцип действия судовых двигателей внутреннего сгорания;
- конструкцию четырех- и двухтактных судовых дизелей;
- конструкцию и принцип действия систем судового дизеля;
- правила эксплуатации судовых дизелей и их параметры работы;
- конструкцию и принцип действия судовых газотурбинных установок;
- конструкцию и принцип действия судовых паровых котлов;
- правила эксплуатации судовых паровых котлов и параметры их работы;
- классификацию и конструкции судовых водопреснительных установок;
- правила эксплуатации судовых водопреснительных установок.
- конструкцию и принцип действия судовых насосов и параметры их работы;
- правила эксплуатации судовых насосов;
- классификацию, назначение и устройство судовых систем;
- правила и средства предотвращения загрязнения моря с судов.

уметь:

- читать маркировку судовых дизельных двигателей;
- выполнять основные операции по эксплуатации судового дизеля и его систем;
- анализировать режимы работы судового дизеля и характерные неисправности в его работе;
- выполнять основные операции по эксплуатации судовых насосов;
- анализировать режимы работы судовых насосов и характерные неисправности в их работе;

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 7/40

- выполнять основные операции по эксплуатации судовых паровых котлов и анализировать их режимы работы;

- выполнять основные операции по эксплуатации водоопреснительной установки и анализировать режимы ее работы и характерные неисправности.

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 8/40

Перечень самостоятельных работ

№ работы	Тема самостоятельной работы	Количество часов
Раздел 1. Судовые энергетические установки		
Тема 1.1 Судовые дизельные энергетические установки		
1	Принципиальная гидравлическая схема охлаждения судового дизельного агрегата.	2
Тема 1.2 Газотурбинные установки		
2	Циклы газотурбинных установок.	4
Итого:		6

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 9/40

РАЗДЕЛ 1 СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ
Тема 1.1 Судовые дизельные энергетические установки
Самостоятельная работа №1 Принципиальная гидравлическая схема
охлаждения судового дизельного агрегата.

Цель работы:

Закрепить знания, полученные на лекционном занятии. Дополнительно проработать пройденный материал.

Формируемые общие и профессиональные компетенции: ПК 6.6, ПК 6.7, ПК 6.17, ПК 6.20.

Литература: [3], конспект.

Порядок выполнения работы:

Проработать лекционный материал по теме «Термодинамика газов». Закрепить полученные знания по основам технической термодинамики. Ответить на контрольные вопросы.

Система охлаждения

Система охлаждения предназначена для охлаждения деталей, нагреваемых от трения и теплоты сгорания топлива, и для отвода теплоты от рабочих жидкостей (масла, топлива, воды) и наддувочного воздуха.

Системы охлаждения, применяемые в судовых ДЭУ, можно классифицировать по следующим признакам:

- по числу водяных контуров: на одноконтурные (проточные) – в которых для охлаждения используется забортная вода; и двухконтурные (замкнутые) – в которых имеется два контура охлаждения: внутренний (пресная вода), охлаждающий полости ГД, и внешний (забортная вода), охлаждающий через теплообменник воду внутреннего контура. Масло, топливо и наддувочный воздух охлаждаются обычно забортной водой.
- по температурному уровню: на низкотемпературные – температура охлаждающей воды до 50 °С (как правило, одноконтурные системы); умеренные – температура охлаждающей воды в пределах 70 ÷ 90 °С (как правило, двухконтурные); высокотемпературные с повышенным давлением (температура охлаждающей воды > 100 °С) и испарительные с

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 10/40

частичным испарением (температура охлаждающей воды ~ 100 °С при нормальном давлении);

- по направлению движения охлаждающей воды в двигателе: на системы с естественным направлением движения потока – охлаждающая вода подводится в нижнюю часть полости охлаждения, поднимается вверх по мере повышения температуры и отводится из верхней части; термосифонные – вода подводится в верхней части полости охлаждения, а отводится из нижней.

В состав системы охлаждения обычно входит следующее оборудование:

- водяные насосы, обеспечивающие циркуляцию охлаждающей воды в системе; В двухконтурных системах применяются насосы забортной воды и насосы пресной воды;
- теплообменники, обеспечивающие отвод в охлаждающую воду избыточной теплоты от жидкостей (топлива, масла, воды внутреннего контура) и наддувочного воздуха;
- расширительная цистерна, предназначенная для компенсации расширения воды вследствие изменения ее температуры, восполнения потерь воды вследствие утечек и испарения, удаления из системы воздуха и водяных паров;
- терморегуляторы, обеспечивающие автоматическое поддержание температуры воды и охлаждаемых жидкостей в заданных пределах;
- трубопроводы, КИП и арматура.

Для улучшения охлаждения поршней мощных крейцкопфных двухтактных дизелей иногда применяется отдельная система охлаждения со своим насосом. В качестве рабочей жидкости в такой системе используется дистиллированная вода.

Принципиальная схема двухконтурной системы охлаждения ДЭУ изображена на рис. 34.

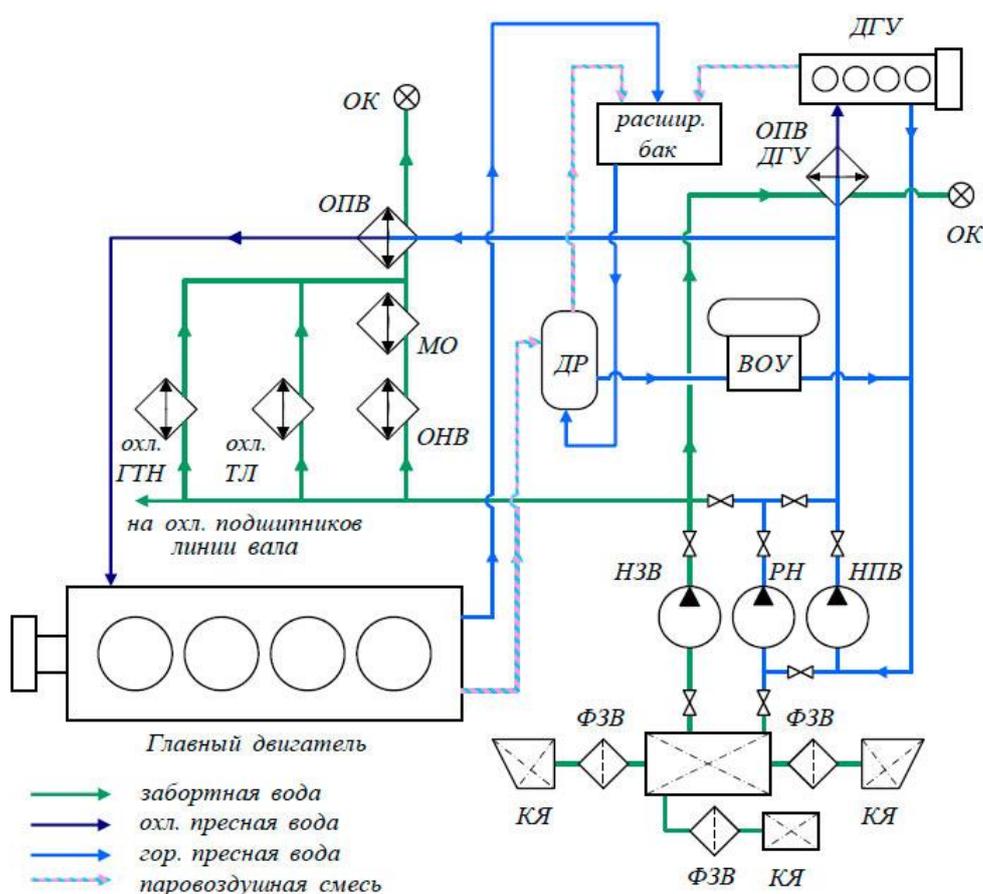


Рис. 34. Принципиальная схема двухконтурной системы охлаждения ДЭУ.

Главный двигатель и ДГУ охлаждаются пресной водой, подаваемой в магистраль насосом пресной воды НПВ. Через охладитель ОПВ пресная вода поступает на охлаждение ГД, а затем через деаэратор ДР и водопреснительную установку ВОУ подается к приемному патрубку НПВ. По второй ветви пресная вода через охладитель пресной воды ДГУ – ОПВ ДГУ поступает на охлаждение дизельгенератора. Циркуляция пресной воды осуществляется по замкнутому контуру насосом пресной воды.

В систему включен расширительный бак, который служит для пополнения утечек и компенсации тепловых расширений пресной воды. В него же отводится паровоздушная смесь из полостей охлаждения двигателей и теплообменных аппаратов.

Система заборной воды состоит из отдельных функциональных участков, соединенных между собой с целью резервирования механизмов. Из кингстонных ящиков КЯ заборная вода через фильтры ФЗВ поступает в распределительный канал. Главный циркуляционный насос заборной воды НЗВ подает заборную воду

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 12/40

в общесудовую магистраль, откуда она идет на охлаждение теплообменников и затем сливается за борт через отливные кингстоны ОК. На ГД забортной водой прокачиваются следующие теплообменники: охладитель наддувочного воздуха ОНВ, маслоохладитель МО, охладитель пресной воды ОПВ, охладитель масла газотурбонагнетателя охл. ГТН и охладитель топлива охл. ТЛ. Также забортная вода подается на охладители масла и воздуха ДГУ(на схеме не показаны). Насос РН является резервным на случай выхода из строя насосов пресной или забортной воды.

Для подачи забортной воды в систему обычно используются насосы центробежного типа. На крупных судовых двигателях водяные насосы имеют автономный привод. На дизелях малой мощности насосы пресной, и часто забортной воды, приводятся в действие от коленчатого вала двигателя.

Вопросы для самоконтроля:

1. Приведите классификацию судовых энергетических установок.
2. Дайте определение судовой энергетической установки.
3. Что относится к главной энергетической установке?
4. Что относится к вспомогательной энергетической установке?
5. Чем конструктивно отличается четырехтактный двигатель от двухтактного?
6. На какие участки подразделяется топливная система судна?
7. Какие функции выполняет циркуляционная система смазки судового дизеля?
8. Какие виды системы водяного охлаждения применяются в судовых дизелях?

Тема 1.2 Газотурбинные установки Самостоятельная работа №2 Циклы газотурбинных установок

Цель работы:

Закрепить знания, полученные на лекционном занятии. Дополнительно проработать пройденный материал.

Формируемые общие и профессиональные компетенции: ПК 6.6, ПК 6.7, ПК 6.17, ПК 6.20.

Литература: [3], конспект.

воздуха подается в 3,5 – 4,5 раза больше теоретически необходимого для полного сгорания топлива. Из камеры сгорания газ направляется в сопловой аппарат 6 газовой турбины 8, где в процессе расширения совершает механическую работу по вращению рабочего колеса турбины. Часть этой работы идет на привод компрессора. Отработавшие газы через выпускной патрубок 9 выбрасываются в атмосферу.

На рис. 3.2. представлен идеальный цикл рассматриваемой ГТУ.

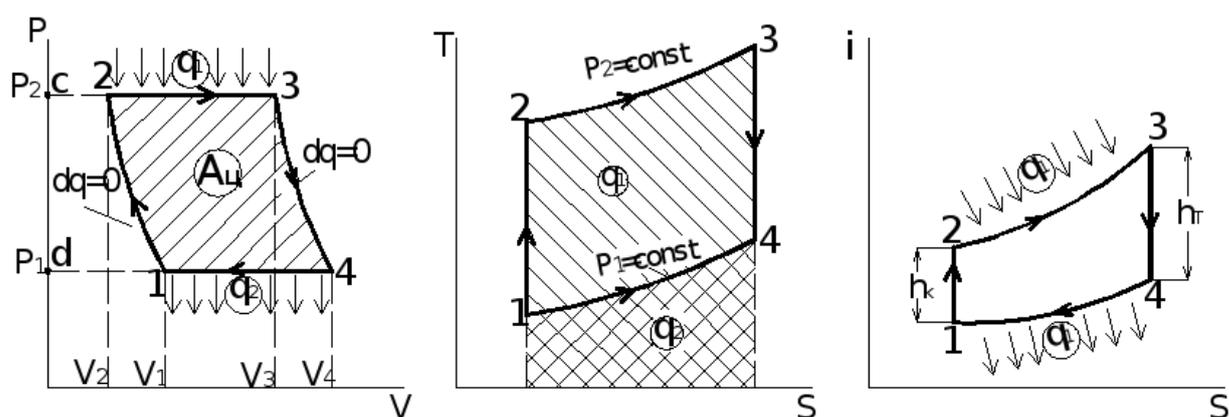


Рис.3.2. Термодинамический идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при $P=Const$ на $P-V$, $T-S$ и $i-S$ диаграммах.

Рабочим телом в компрессоре является воздух, а в камере сгорания и турбине – продукты сгорания топлива.

Процессы цикла:

1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре с повышением давления от P_1 до P_2 и температуры от T_1 до T_2 ;

2-3 – изобарное ($P_2 = Const$) расширение рабочего тела в камере сгорания с подводом теплоты q_1 от сгорания топливной смеси с повышением температуры от T_2 до T_3 ;

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 15/40

3-4 – адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турбины до начального давления воздуха P_1 с понижением температуры от T_3 до T_4 ;

4-1 – условный изобарный ($P_1 = Const$) отвод теплоты q_2 при возвращении системы к начальному состоянию с параметрами P_1, T_1, V_1 . (В действительности – это два реальных процесса: выброс из турбины всех продуктов сгорания в атмосферу и всасывание в компрессор новой порции атмосферного воздуха.)

Характеристики цикла:

$$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$$

λ - степень повышения давления воздуха в компрессоре (процесс 1-2);

$$\rho = \frac{V_3}{V_2}$$

ρ - степень предварительного расширения рабочего тела в камере сгорания (процесс 2-3);

Удельная подведенная теплота

$$q_1 = \bar{C}_p (T_3 - T_2);$$

Удельная отведенная теплота

$$q_2 = \bar{C}_p (T_1 - T_4);$$

Термический КПД цикла

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Определим параметры рабочего тела в узловых (характерных) точках цикла.

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 16/40

Точка 2

$P_2 = P_1 * \lambda$ - конечное давление адиабатного

сжатия воздуха в компрессоре;

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

или

$T_2 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}}$ - конечная температура адиабатного

сжатия воздуха в компрессоре;

$$V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$

или

$V_2 = V_1 * \lambda^{-\frac{1}{k}}$ - удельный объем воздуха в конце

адиабатного сжатия в компрессоре.

Точка 3

$P_3 = P_2 = P_1 * \lambda$ - давление рабочего тела в конце изобарного

расширения с подводом теплоты Q_1 в камере

сгорания (давление на входе в турбину);

$$T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \left(\frac{V_3}{V_2} \right)$$

или

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 17/40

$$T_3 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \rho - \text{конечная температура рабочего тела}$$

при его изобарном расширении с подводом

теплоты Q_1 (температура на входе в газовую турбину);

$$V_3 = V_2 * \rho$$

или

$$V_3 = V_1 * \lambda^{-\frac{1}{k}} * \rho - \text{удельный объем продуктов}$$

сгорания на входе в турбину;

Точка 4

$$P_4 = P_1$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \rho * \lambda^{-\left(\frac{k-1}{k}\right)}$$

или

$$T_4 = T_1 * \rho - \text{конечная температура адиабатного}$$

расширения продуктов сгорания топлива в газовой турбине.

$$V_4 = V_3 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{k}} = V_3 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = V_1 * \lambda^{-\frac{1}{k}} * \rho * \lambda^{\frac{1}{k}}$$

или

$$V_4 = V_1 * \rho - \text{конечный удельный объем рабочего тела}$$

после его расширения в турбине.

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 18/40

Подставляя значения T_4, T_3 и T_2 в формулу для термического КПД, получим

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{T_1 * \rho - T_1}{T_1 * \lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} * \rho - T_1 * \lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{\rho - 1}{\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\rho - 1)}$$

Или окончательно

$$\boxed{\eta_{tp} = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}} \quad (3.1.)$$

Из этой формулы следует, что термический КПД ГТУ при данном κ рабочего тела зависит только от степени повышения давления воздуха в компрессоре λ и увеличивается с ростом λ .

Удельная работа цикла A_y равна разности между полезной работой расширения в турбине (площадь с-3-4-d-с на P-V диаграмме рис. 3.2.) и полезной работой сжатия в компрессоре (площадь с-2-1-d-с)

$$A_y = (i_3 - i_4) - (i_2 - i_1) = \bar{C}_p(T_3 - T_4) - \bar{C}_p(T_2 - T_1)$$

$$\boxed{A_y = \frac{\kappa}{\kappa-1} * R[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]} \quad (3.2.)$$

Получим еще одну формулу для A_y , преобразуя (3.2.)

$$A_y = \frac{\kappa}{\kappa-1} * R \left[T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right],$$

где

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{1}{\lambda} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Тогда

$$A_{\text{ц}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\frac{T_2}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(\lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (3.3.)$$

Обозначим

$$\theta = \frac{T_2}{T_1} \text{ – степень повышения температуры в цикле}$$

Или

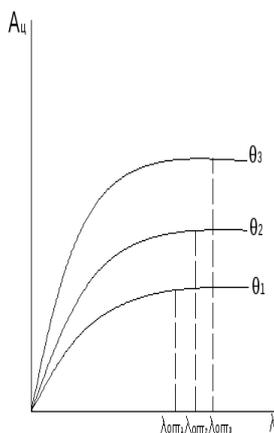
$$\theta = \rho * \lambda^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.4.)$$

Подставляя значение θ по (3.4.) в формулу (3.3.) получим еще одну формулу для работы цикла

$$A_{\text{ц}} = \frac{k}{k-1} * R * T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1) \left(1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (3.5.)$$

Исследование функции (3.3.) на максимум дает оптимальную величину степени повышения давления воздуха в компрессоре

$$\lambda_{\text{опт}} = \sqrt{\theta^{\frac{k}{k-1}}} \quad (3.6.)$$



Таким образом, каждому значению степени повышения температуры в цикле θ соответствует свое оптимальное значение степени повышения давления воздуха в компрессоре λ . График зависимости $A_{\text{ц}}$ от λ представлен на рис 3.3.

Для существующих транспортных ГТУ значение λ находится в

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 20/40

пределах $\lambda = 3,5 \dots 16$, а в авиационных – до $\lambda = 25$.

Рис3.3. График зависимости $A_{ц}$

От степени повышения давления

Воздуха в компрессоре при

различных θ

Так как

$$\eta_{tp} = \frac{A_{ц}}{q_1},$$

то характер зависимости η_{tp} от λ аналогичен зависимости $A_{ц}$ от λ (при $q_1 = Const$).

Однако термический КПД не характеризует полностью экономичность реальной установки, т.к. $A_{ц}$ не учитывает различные потери энергии. Поэтому в качестве меры экономичности установки используется эффективный КПД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{A_e}{q_1} \quad (3.7.)$$

Где

A_e - эффективная работа, учитывающая внутренние и механические потери в ГТУ и определяемая как разность действительных работ расширения в турбине $A_{\partial,расш}$ и сжатия в турбокомпрессоре $A_{\partial,сж}$.

$$A_{\partial,расш} = (i_3 - i_4) * \eta_{турб} - \eta_{мех}$$

$$A_{\partial,сж} = (i_2 - i_1) * \eta_k^{ad}$$

Где: $\eta_{турб} = 0,8 \dots 0,9$ - внутренний относительный КПД газовой турбины;

Документ управляется программными средствами 1С: Колледж
Проверь актуальность версии по оригиналу, хранящемуся в 1С: Колледж

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 21/40

$\eta_{мех}$ - механический КПД;

$\eta_{к}^{ад} = 0,75 \dots 0,85$ – адиабатный КПД турбокомпрессора.

$$A_e = A_{д,расш} - A_{д,сж}$$

На рис.3.4. представлены значения $\eta_{тр}$ и $\eta_{ер}$ в зависимости от степени сжатия λ .

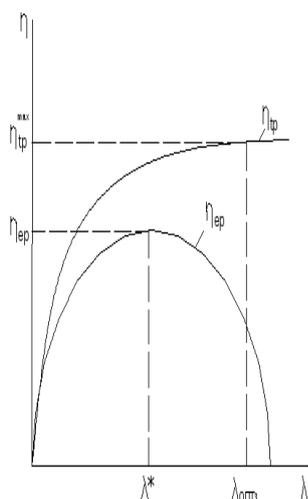


Рис 3.4. Зависимость термо КПД и эффективного КПД от степени сжатия воздуха в компрессоре ГТУ.

С ростом λ потери в турбокомпрессоре значительно возрастают, поэтому $A_{д,сж}$ начинает с $\lambda \geq \lambda^*$ расти быстрее, чем $A_{д,расш}$, а $\eta_{ер}$ начинает убывать, вплоть до нуля. Реальное значение λ выбирается из условия $\lambda \leq \lambda^*$.

Одновальные ГТУ наиболее просты по конструкции, но имеют существенный недостаток. Жесткая связь воздушного компрессора 4 и газовой турбины 8 (рис.3.1.) приводит к тому, что при увеличении внешней нагрузки частота вращения турбокомпрессора уменьшается, а, значит, уменьшается λ и общее количество воздуха, поступающего в камеру сгорания. Во избежание перегрева лопаток турбины

уменьшение количества воздуха должно сопровождаться уменьшением подачи топлива, что приводит к понижению крутящего момента, вместо его повышения. Такая реакция ГТУ на увеличение нагрузки неприемлема для транспортных машин, поэтому одновальные ГТУ применяются в основном для привода электрических генераторов.

Для возрастания крутящего момента при увеличении внешней нагрузки применяются двухвальные ГТУ (ГТУ со свободной турбиной). В них происходит двухступенчатое расширение продуктов сгорания: сначала они расширяются в газовой турбине турбокомпрессора, предназначенного для привода компрессора, а затем – в силовой турбине, связанной с потребителем. В этом случае изменение внешней нагрузки не изменяет режим работы компрессора и топливного насоса, поэтому при понижении частоты вращения силовой турбины ее крутящий момент возрастает.

Циклы гту с подводом теплоты при постоянном объеме

В данных ГТУ процесс горения является пульсирующим. Схема ГТУ с подводом теплоты при $V = \text{Const}$ представлена на рис.3.5.

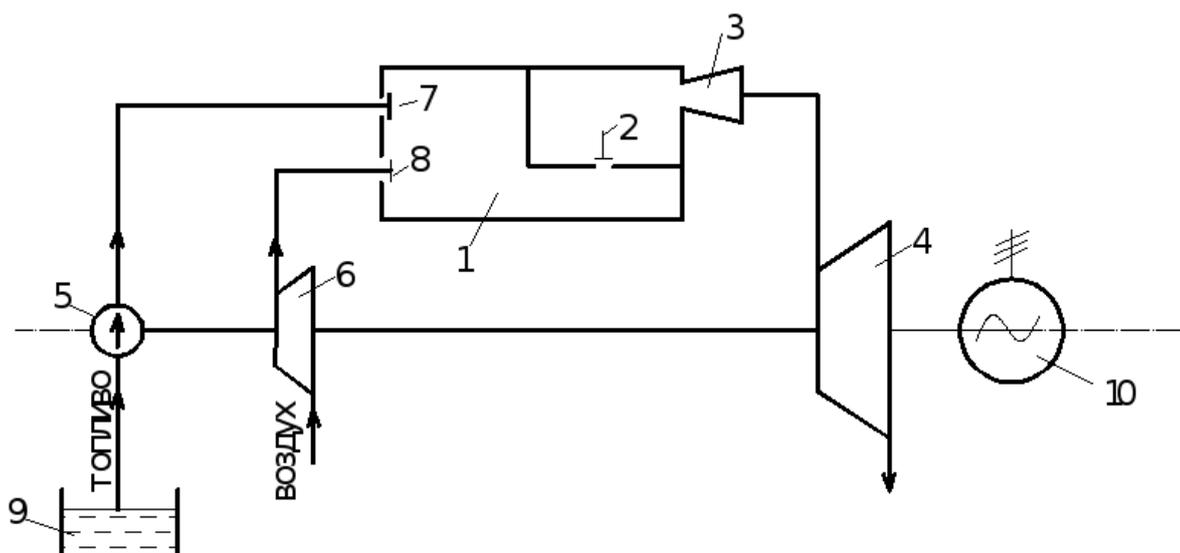


Рис.3.5. Принципиальная схема ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме:

1 – камера сгорания; 2 – сопловой клапан; 3 – сопловой аппарат; 4 – газовая турбина; 5 – топливный насос; 6 – осевой компрессор; 7 – топливный клапан; 8 – воздушный клапан; 9 – топливный бак; 10 – электрогенератор.

Воздух сжимается в компрессоре 6 и через воздушный клапан 8 подается в камеру сгорания 1. Воспламенение топливной смеси производится электрической искрой при закрытых впускных клапанах 7 и 8 и закрытом выпускном (сопловом) клапане 2, то есть при $V = \text{Const}$. После сгорания порции топлива давление в камере сгорания повышается и под его действием открывается сопловой клапан 2. При открытом клапане 2 продукты сгорания попадают через сопловой аппарат 3 на лопатки газовой турбины 4.

На рис. 3.6. изображен идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при $V = \text{Const}$ в P-V и T-S диаграммах.

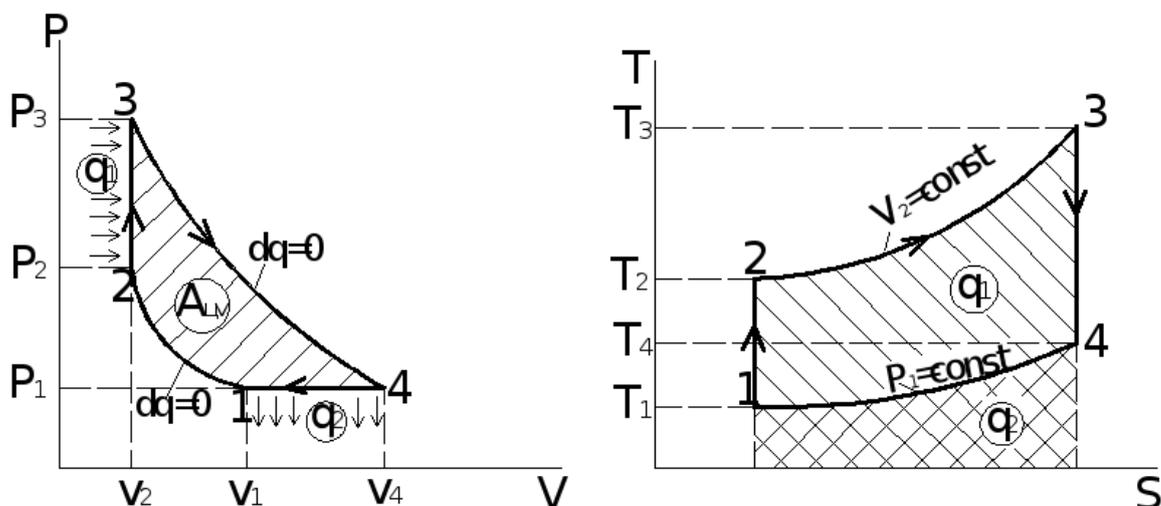


Рис.3.6. Идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме в P-V и T-S диаграммах.

Процессы:

1–2 - адиабатное сжатие рабочего тела (воздуха) в компрессоре с повышением давления от P_1 до P_2 и температуры от T_1 до T_2 ;

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 24/40

2-3 – изохорный подвод теплоты q_1 к рабочему телу при сгорании топливной смеси в условиях $V = Const$ с повышением давления до P_3 температуры до T_3 ;

3-4 - адиабатное расширение продуктов сгорания в сопловом аппарате и на лопатках газовой турбине с понижением давления от P_3 до давления окружающей среды $P_1 = P_{атм}$ и температуры от T_3 до T_4 ;

4-1 - изобарный ($P_1 = Const$) отвод теплоты q_2 при условном возвращении к начальному состоянию рабочего тела с параметрами P_1, T_1, V_1 (В действительности – это два реальных процесса: выброс продуктов сгорания в атмосферу из турбины и всасывание в компрессор новой порции воздуха.)

Характеристики цикла:

$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$ - степень повышения давления воздуха в компрессоре (процесс 1-2);

$\lambda_v = \frac{P_3}{P_2}$ - степень изохорного повышения давления рабочего тела при сгорании топливной смеси в камере сгорания в условиях $V_1 = Const$;

Удельная теплота, подведенная в цикле

$$q_1 = \bar{C}_v (T_3 - T_2);$$

Удельная теплота, отведенная в цикле

$$q_2 = \bar{C}_p (T_4 - T_1);$$

Определим значение термодинамических параметров рабочего тела в узловых точках цикла.

Точка 2

$$P_2 = P_1 * \lambda$$

- конечное давление адиабатного

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 25/40

сжатия воздуха в компрессоре;

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

или

$$T_2 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} - \text{конечная температура адиабатного}$$

сжатия воздуха в компрессоре;

$$V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$

или

$$V_2 = V_1 * \lambda^{-\frac{1}{k}} - \text{удельный объем воздуха в конце}$$

его адиабатного сжатия в компрессоре.

Здесь

$$V_1 = \frac{R * T_1}{P_1} - \text{удельный объем воздуха на входе в компрессор.}$$

Точка 3

$$V_3 = V_2 - \text{удельный объем рабочего тела}$$

в конце изохорного подвода теплоты q_1

от сгорания топливной смеси.

$$P_3 = P_2 * \lambda_p - \text{конечное давление при изохорном}$$

сгорании топливной смеси.

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 26/40

$$T_3 = T_2 \frac{P_3}{P_2} = T_2 * \lambda_v$$

или

$$T_3 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \lambda_v$$
 - конечная температура при изохорном

сгорания топливной смеси;

Точка 4

$$P_4 = P_1$$
 - конечное давление при адиабатном

расширение продуктов сгорания в газовой турбине.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \left(\frac{P_1}{P_2 * \lambda_v} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 * \left(\frac{1}{\lambda * \lambda_v} \right)^{\frac{k-1}{k}} =$$

$$= T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \lambda_v \left(\frac{1}{\lambda * \lambda_v} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

или

$$T_4 = T_1 * \lambda_v^{\frac{1}{k}}$$
 - конечная температура при адиабатном расширении

продуктов сгорания в газовой турбине.

$$V_4 = V_1 * \frac{T_4}{T_1}$$

или

$$V_4 = V_1 * \lambda_v^{\frac{1}{k}}$$
 - удельный объем рабочего тела

на выходе из газовой турбины.

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 27/40

Термический КПД

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{\kappa(T_4 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

Подставляя в эту формулу значения T_4, T_3 и T_2 получим

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{\kappa(T_1 * \lambda_v^{\frac{1}{\kappa}} - T_1)}{T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{\kappa}} * \lambda_v - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{\kappa}}}$$

или

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{\kappa(\lambda_v^{\frac{1}{\kappa}} - 1)}{\lambda^{\frac{k-1}{\kappa}} (\lambda_v - 1)} \quad (3.8.)$$

Таким образом, термический КПД ГТУ с теплоподводом при $V = Const$ увеличивается при возрастании степени повышения давления воздуха в компрессоре λ , степени изохорного повышения давления рабочего тела при сгорании топлива λ_v и показателя адиабаты κ . Характер зависимости η_{tv} от λ аналогичен зависимости η_{tp} от λ в цикле с подводом теплоты при $P = Const$.

Работа цикла

$$A_{yv} = q_1 * \eta_{tv},$$

где

$$q_1 = \bar{C}_v(T_3 - T_2) = \bar{C}_v \left(T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{\kappa}} * \lambda_v - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{\kappa}} \right)$$

или

$$q_1 = \frac{R}{k-1} * T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{\kappa}} (\lambda_v - 1) \quad (3.9.)$$

Тогда

$$A_{\text{цв}} = \frac{R}{k-1} * T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} (\lambda_v - 1) \left[1 - \frac{\kappa (\lambda_v^{\frac{1}{\kappa}} - 1)}{\lambda^{\frac{k-1}{k}} (\lambda_v - 1)} \right] \quad (3.10.)$$

На рис 3.7. для сравнения приведены на P-V и T-S диаграммах циклы ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{Const}$ и $V = \text{Const}$ одинаковыми значениями q_2

$$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$$

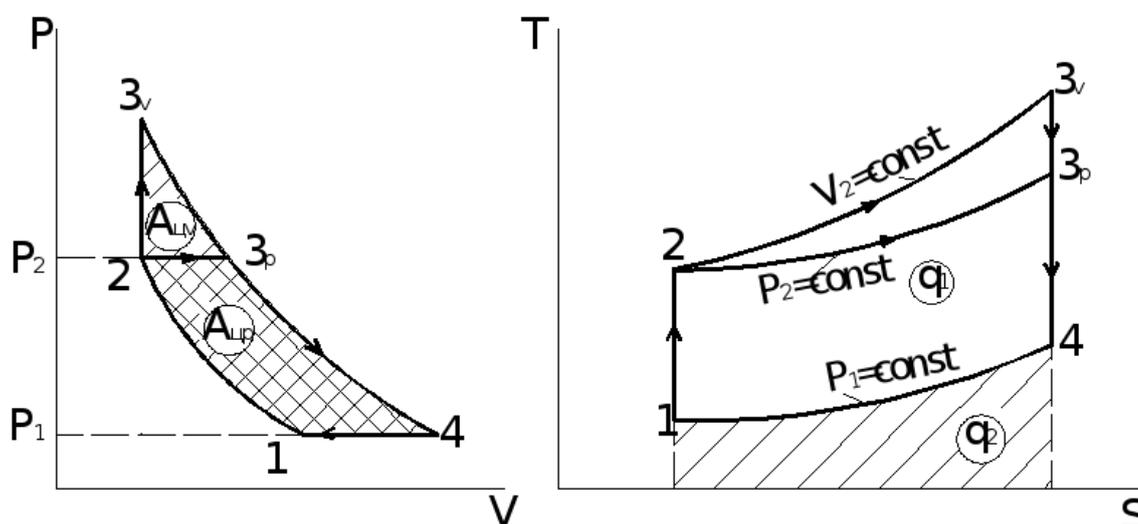


Рис 3.7. Идеальные циклы ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{Const}$ и $V = \text{Const}$ с одинаковой степенью повышения давления в компрессоре и одинаковым количеством отведенной теплоты на P-V и T-S диаграммах.

Из рис.3.7. следует, что при одинаковых значениях λ и q_2 , цикл с подводом теплоты при $V = \text{Const}$ выгоднее цикла с подводом теплоты при $P = \text{Const}$ за счет большей степени адиабатного расширения рабочего тела в турбине и соответственно большего значения термического КПД.

Необходимость установки в камере сгорания впускных и выпускных клапанов усложняет конструкцию ГТУ и снижает ее надежность. Кроме того, клапаны значительно увеличивают гидравлическое сопротивление потоку рабочего тела, что

существенно снижает η_{tv} реальных ГТУ. Условия работы турбины в ГТУ с подводом теплоты при $V = Const$ значительно ухудшаются из-за пульсации потока продуктов сгорания топливной смеси.

По указанным причинам ГТУ с подводом теплоты при $V = Const$ не получили практического применения. Все эксплуатируемые в настоящее время ГТУ работают по циклу со сгоранием топливной смеси при постоянном давлении.

Циклы гту с регенерацией теплоты

Регенерация теплоты в ГТУ заключается в подогреве воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания, отработавшими газами турбины.

Схема ГТУ с подводом теплоты при $P = Const$ и с регенерацией теплоты представлена на рис 3.8.

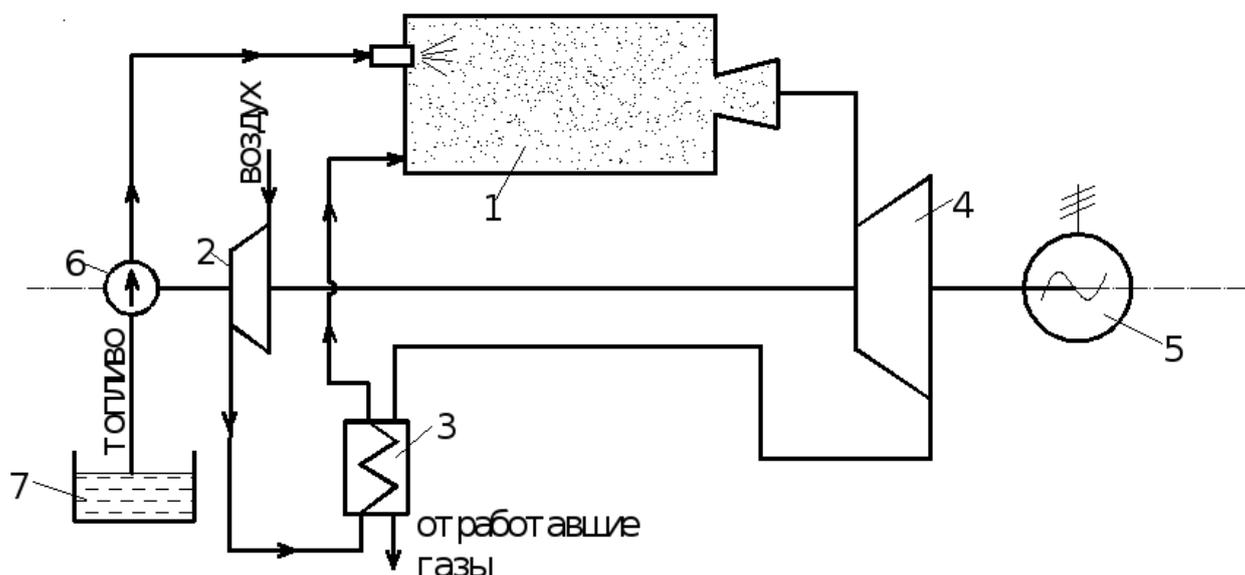


Рис. 3.8. Схема ГТУ с регенерацией теплоты:

1 – камера сгорания; 2 – осевой воздушный компрессор; 3 – регенератор (теплообменник); 4 – газовая турбина; 5 – электрогенератор (нагрузка); 6 – топливный насос; 7 – топливный бак.

Воздух из компрессора 2 поступает в регенератор 3, где посредством теплопередачи от отработавших в турбине 4 газов подогревается и поступает в камеру сгорания 1. Подогрев воздуха в регенераторе 3 уменьшает количество теплоты, которое необходимо подвести к нему в камере сгорания 1 для достижения заданной максимальной температуры цикла.

Уходящие из газовой турбины 4 продукты сгорания топливной смеси имеют достаточно высокую температуру, поэтому использование их теплоты в цикле ГТУ повышает термический КПД установки. Если для подогрева воздуха используется вся теплота отработавших газов, то такой цикл называется циклом с полной (предельной) регенерацией.

Степень регенерации – это отношение количества теплоты, переданной воздуху, к тому количеству теплоты, которое могло бы быть передано ему при охлаждении газов до температуры воздуха на выходе из компрессора.

Идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении и с регенерацией теплоты представлен на рис. 3.9.

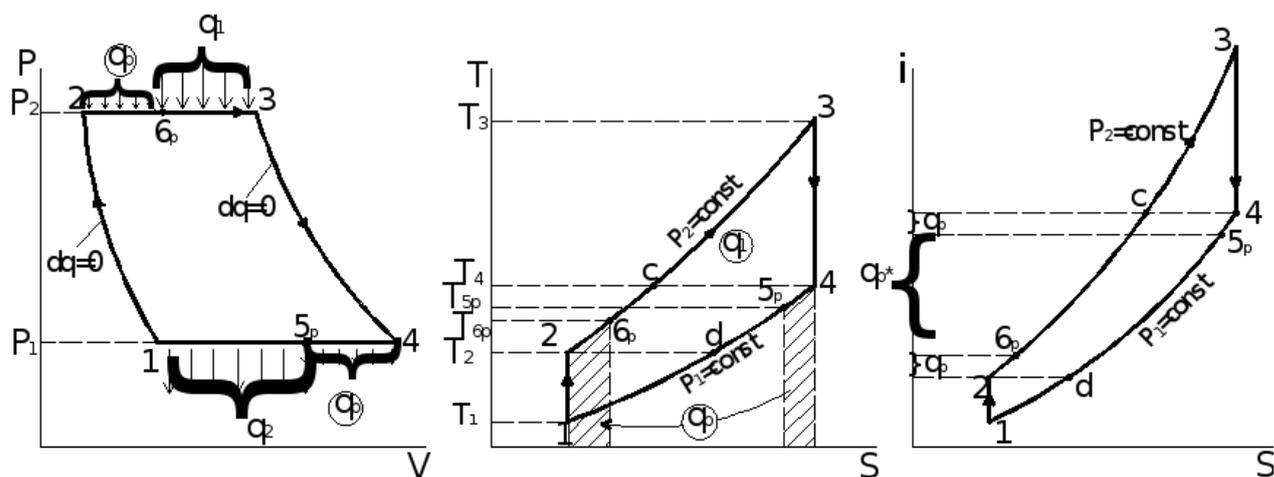


Рис. 3.9. Термодинамический идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{Const}$ и с регенерацией теплоты на P-V и T-S и i-S диаграммах.

Процессы цикла:

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 31/40

1–2 - адиабатное сжатие воздуха в компрессоре с повышением давления от P_1 до P_2 и температуры от T_1 до T_2 ;

2 – 6p - изобарный (при $P_2 = Const$) подогрев воздуха в регенераторе с подводом теплоты q_p и повышением температуры от T_2 до T_{6p} ;

6p – 3 - изобарное (при $P_2 = Const$) расширение рабочего тела в камере сгорания с подводом теплоты q_1 от сгорания топливной смеси с повышением температуры от T_{6p} до T_3 ;

3 – 4 - адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турбине и в сопловом аппарате до начального давления воздуха P_1 с понижением температуры от T_3 до T_4 ;

4 – 5p – изобарная (при $P_1 = Const$) отдача теплоты q_p в регенераторе от отработавших в турбине продуктов сгорания топливной смеси к сжатому в компрессоре воздуху;

5p – 1 - условный изобарный (при $P_1 = Const$) отвод теплоты q_2 при возвращении системы к начальному состоянию с параметрами P_1, T_1 и V_1 (В действительности – это два процесса: выброс из регенератора в атмосферу всех продуктов сгорания и всасывание в компрессор новой порции воздуха.)

Фактически регенерированная теплота

$$q_p = \bar{C}_p (T_{6p} - T_2) = \bar{C}_p (T_4 - T_{5p})$$

Предельно возможная (полная) регенерированная теплота

$$q_p^* = \bar{C}_p (T_c - T_2) = \bar{C}_p (T_4 - T_d) = \bar{C}_p (T_4 - T_2)$$

Тогда степень регенерации

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 32/40

$$\delta = \frac{q_p}{q_p^*} = \frac{T_{6p} - T_2}{T_c - T_2} = \frac{T_4 - T_{5p}}{T_4 - T_d} = \frac{T_{6p} - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3.11.)$$

Если $T_{6p} = T_c = T_4$ или $T_{5p} = T_d = T_2$, то регенерация предельно возможная (полная) и $\delta = 1$. При этом сжатый воздух, поступающий из регенератора в камеру сгорания, нагревается в регенераторе до температуры газов на выходе из турбины, то есть $T_{6p} = T_4$.

На практике всегда $\delta < 1$

Подводимая на участке 6р – 3 теплота

$$q_1 = \bar{C}_p (T_3 - T_{6p}) = \bar{C}_p (T_3 - T_2) - \bar{C}_p (T_{6p} - T_2);$$

Отводимая на участке 5р – 1 теплота

$$|q_2| = \bar{C}_p (T_{5p} - T_1) = \bar{C}_p (T_4 - T_1) - \bar{C}_p (T_4 - T_{5p})$$

По формуле (3.11.)

$$T_{6p} - T_2 = \delta (T_4 - T_2)$$

и

$$T_4 - T_{5p} = \delta (T_4 - T_d) = \delta (T_4 - T_2)$$

Тогда

$$q_1 = \bar{C}_p (T_3 - T_2) - \bar{C}_p * \delta (T_4 - T_2)$$

$$|q_2| = \bar{C}_p (T_4 - T_1) - \bar{C}_p * \delta (T_4 - T_2)$$

Термический КПД цикла

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 33/40

$$\eta_{tp}^{pez} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{(T_4 - T_1) - \delta(T_4 - T_2)}{(T_3 - T_2) - \delta(T_4 - T_2)}$$

Ранее в п.3.1. было получено при $\lambda = \frac{P_2}{P_1}$ и $\rho = \frac{V_3}{V_2}$

$$T_2 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}};$$

$$T_3 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \rho;$$

$$T_4 = T_1 * \rho$$

Тогда

$$\eta_{tp}^{pez} = 1 - \frac{(T_1 * \rho - T_1) - \delta \left(T_1 * \rho - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)}{\left(T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \rho - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right) - \delta \left(T_1 * \rho - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

Окончательно

$$\eta_{tp}^{pez} = 1 - \frac{(\rho-1) - \delta \left(\rho - \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)}{\lambda^{\frac{k-1}{k}} (\rho-1) - \delta \left(\rho - \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (3.12.)$$

При $\delta = 0$ формула (3.12.) приводится к виду (3.1.):

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}};$$

А при $\delta = 1$

$$\eta_{tp}^* = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

или

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 34/40

$$\eta_{tp}^* = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (3.13.)$$

Работа цикла с регенерацией

$$A_{цр}^{pez} = q_1 * \eta_{tp}^{pez};$$

Подстановка в это уравнение значений q_1 и η_{tp}^{pez} дает формулу (3.5.), то есть

$$A_{цр}^{pez} = A_{цр}$$

Следовательно, применение регенератора не влияет на величину работы термодинамического цикла $A_{ц}$ (В действительном цикле из-за влияния гидравлических сопротивлений в регенераторе удельная работа цикла получается меньше).

Регенерация теплоты приводит к увеличению веса и габаритов ГТУ из-за наличия регенератора (теплообменника), поэтому такие ГТУ являются в основном стационарными и реже транспортными.

Метод повышения термического КПД ГТУ за счет применения многоступенчатого сжатия и многоступенчатого сгорания.

Для повышения термического КПД ГТУ необходимо максимально приблизить ее цикл к обобщенному (регенеративному) циклу Карно, состоящему, как известно из двух изотерм и двух произвольных эквидистантных кривых расширения и сжатия рабочего тела. К обобщенному циклу Карно относится цикл с двумя изотермическими процессами сжатия и расширения, двумя изобарными процессами сжатия и расширения и с регенерацией теплоты в изобарных процессах. Приближенно изотермическое сжатие можно воспроизвести, если использовать многоступенчатое адиабатное сжатие в многоступенчатых компрессорах с промежуточным охлаждением воздуха в охладителях после каждой ступени. Изотермическое расширение можно приближенно воспроизвести, если использовать многоступенчатое расширение газов в турбинах с подогревом его в камерах сгорания, дополнительно установленных после каждой ступени турбины (кроме

последней). Чем больше ступеней сжатия и расширения, тем ближе к обобщенному циклу Карно.

В результате технико-экономического анализа установлено, что оптимальным является регенеративный цикл с тремя ступенями сжатия и двумя ступенями сгорания. Схема ГТУ, работающей по такому циклу, представлена на рис.3.10.

На рис.3.11. представлен идеальный термодинамический цикл этой установки в P-V и T-S диаграммах.

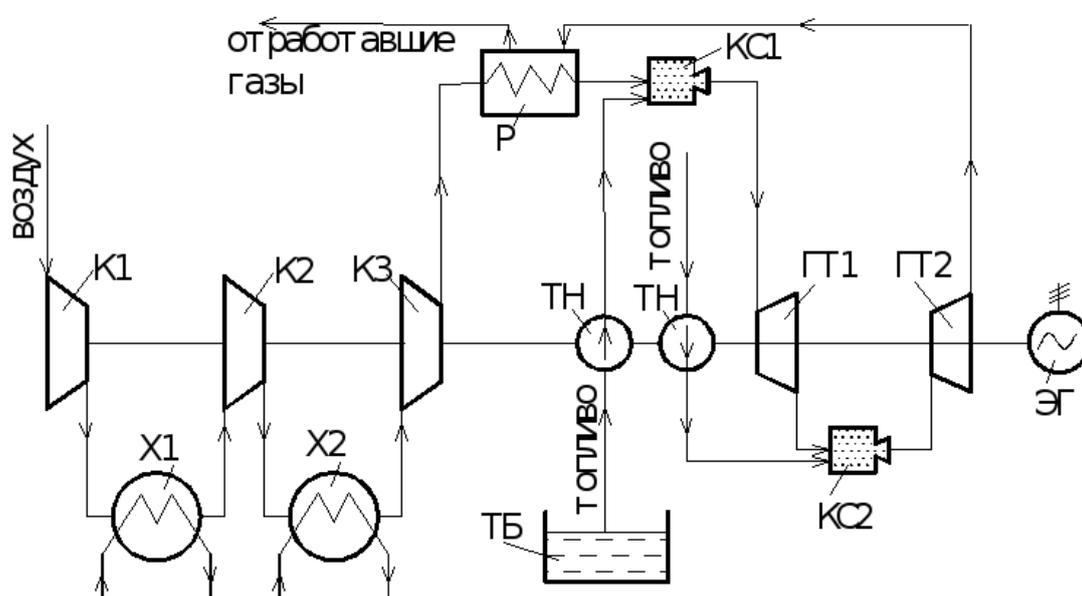


Рис.3.10.Схема ГТУ, работающей по регенеративному циклу с тремя ступенями сжатия и двумя ступенями сгорания: K1, K2, K3 – ступени трехступенчатого осевого компрессора; X1, X2 – промежуточные охладители воздуха; P – регенератор(теплообменник) P. КС1, КС2 – камеры сгорания; ТН – топливный насос; ТБ – топливный бак; ГТ1, ГТ2 – ступени газовой турбины; ЭГ – электрогенератор(нагрузка).

Воздух последовательно сжимается в ступенях K1, K2, и K3 трехступенчатого осевого компрессора с двумя промежуточными охладителями X1 и X2 и подается в регенератор (теплообменник) P. В регенераторе сжатый воздух подогревается отработавшими газами из второй ступени газовой турбины ГТ2 до определенной температуры. Подогретый воздух далее подается в камеру сгорания КС1 первой ступени газовой турбины ГТ1, где вместе с топливом образует топливную смесь,

сгорающую при постоянном давлении. Топливо в камеру сгорания подается топливным насосом ТН. Компрессор и топливный насос приводятся в движение от газовой турбины. Продукты сгорания из камеры сгорания КС1 подаются на лопатки первой ступени газовой турбины ГТ1, а из нее – во вторую камеру сгорания (вторую ступень камеры сгорания) КС2. В КС2 топливным насосом ТН подается дополнительная порция топлива для дожигания газов, отработавших в ГТ1, но имеющих избыточное количество воздуха. Продукты сгорания из камеры сгорания КС2 подаются на лопатки второй ступени турбины ГТ2, а из нее – в регенератор Р для подогрева сжатого воздуха. Пройдя через регенератор, продукты сгорания выбрасываются в атмосферу.

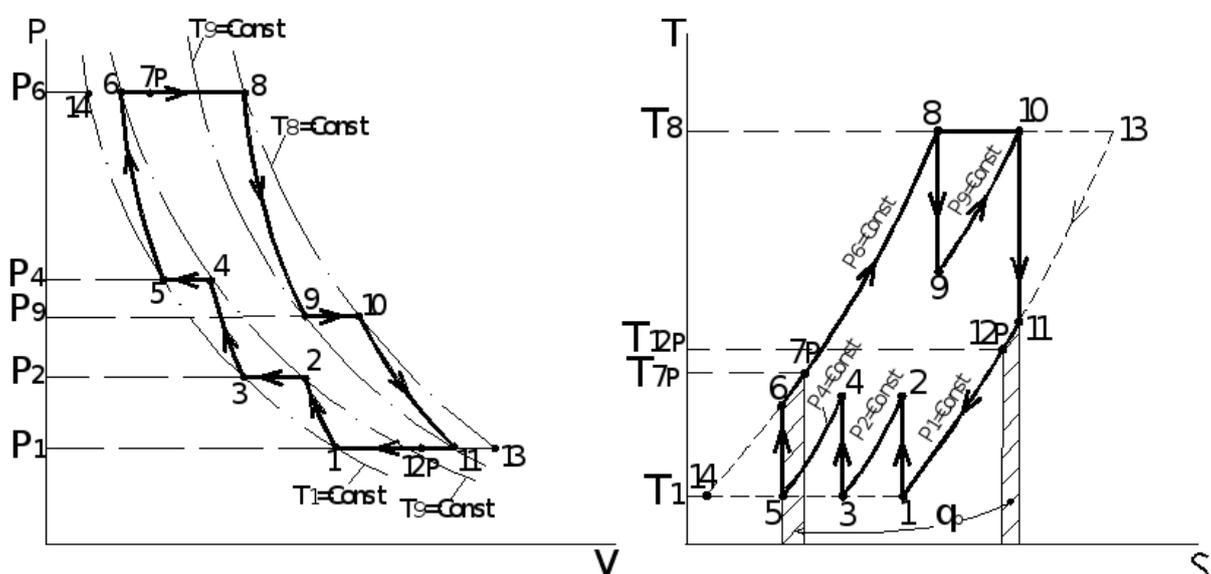


Рис.3.11. Термодинамический цикл ГТУ, приближающийся к обобщенному (регенеративному) циклу Карно.

Принимается, что в охладителях перед каждой ступенью компрессора воздух изобарно охлаждается до температуры на входе в компрессор T_1 .

В нашем случае

$$T_1 = T_3 = T_5 \quad (3.14.)$$

Также принимается, что максимальная температура сжатия в каждой ступени компрессора одинакова.

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 37/40

В нашем случае

$$T_2 = T_4 = T_6 \quad (3.15.)$$

Так как

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 * \lambda_1^{\frac{k-1}{k}},$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 * \lambda_2^{\frac{k-1}{k}},$$

$$T_6 = T_5 \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 * \lambda_3^{\frac{k-1}{k}},$$

То выполнение условий (3.14.) и (3.15.) приводит к равенству степеней сжатия во всех ступенях компрессора:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda$$

Принимается, что газ на выходе из всех камер сгорания имеет одинаковую температуру

$$T_8 = T_{10}$$

Процессы цикла:

1-2 – адиабатное сжатие воздуха в первой ступени компрессора К1 с повышением давления от P_1 до $P_2 = P_1 * \lambda$ и температуры от T_1 до T_2 ;

2 – 3 – охлаждение воздуха в охладителе Х1 при $P_2 = Const$ от температуры T_2 до $T_3 = T_1$ с отводом теплоты q_2'

3 – 4 - адиабатное сжатие воздуха во второй ступени компрессора К2 с повышением давления от P_2 до $P_4 = P_2 * \lambda$ и температуры от $T_3 = T_1$ до $T_4 = T_2$;

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 38/40

4 – 5 – охлаждение воздуха в охладителе Х2 при $P_4 = Const$ от температуры T_4 до $T_5 = T_1$ с отводом теплоты q_2^{II} ;

5 – 6 - адиабатное сжатие воздуха в третьей ступени компрессора К3 с повышением давления от P_4 до $P_6 = P_4 * \lambda$ и температуры от T_5 до $T_6 = T_2$;

6 – 7P – подогрев воздуха в регенераторе Р при $P_6 = Const$ с повышением температуры от T_6 до T_{7P} за счет подвода теплоты q_p от газов, отработавших во второй ступени турбины ГТ2;

7P – 8 – изобарный (при $P_6 = Const$) с повышением температуры от T_{7P} до T_8 подвод теплоты q_1^I к рабочему телу в камере сгорания КС1 в результате сгорания топливной смеси;

8 – 9 – адиабатное расширение продуктов сгорания в первой ступени газовой турбины ГТ1 с понижением температуры от T_8 до T_9 и давления от P_6 до P_9 ;

9 – 10 - изобарный (при $P_9 = Const$) с повышением температуры от T_9 до $T_{10} = T_8$ подвод теплоты q_2^{II} ; к рабочему телу в камере сгорания КС2 в результате дожигания в ней отработавших газов из ГТ1;

10 – 11 - адиабатное расширение продуктов сгорания во второй ступени газовой турбины ГТ2 с понижением давления $P_9 = P_{10}$ до $P_{11} = P_1$ и температуры от T_{10} до T_{11} ;

11 – 12P - изобарный (при $P_{11} = Const$) отвод теплоты q_p от продуктов сгорания в регенераторе Р а понижением температуры от T_{11} до $T_{12P} (T_{12P} > T_{7P})$;

12P – 1 – изобарное при $P_1 = Const$ охлаждение продуктов сгорания в атмосфере с отводом теплоты $q_2^{атм}$;

Термический КПД цикла

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 39/40

$$\eta_{tp}^{рег} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2^{амк} + q_2^I + q_2^{II}|}{q_1^I + q_1^{II}} \quad (3.16.)$$

При бесконечном количестве ступеней промежуточного расширения и сжатия, а также с полной регенерацией теплоты в процессах 13 – 1 и 14 – 8

$$q_1 = T_8 (S_{13} - S_8) = T_8 \Delta S_{8-13}$$

$$q_2 = T_1 (S_{14} - S_1) = T_1 \Delta S_{1-14}$$

Так как изобары $P_6 = Const$ и $P_1 = Const$ эквидистантны, то ΔS_{8-13} и ΔS_{1-14} равны между собой и

$$\eta_{tp} = \eta_{tp}^* = 1 - \frac{T_8}{T_1} \quad (3.17.)$$

или

$$\eta_{tp} = \eta_{tp}^* = \eta_t^{карно} = 1 - \frac{T_{нит}}{T_{внт}}$$

Вопросы для самоконтроля:

1. Какой буквой обозначаются четырехтактные двигатели по Российской маркировке?
2. Какой буквой обозначаются двухтактные двигатели по Российской маркировке?
3. Как расшифровывается марка двигателя 6ЧН40/48?

МО-15 02 06-ПМд.06.СР	КМРК БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»	
	ПМд.06 ПОДГОТОВКА В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ МК ПДНВ	С. 40/40

Используемые источники литературы:

Виды источников	Наименование рекомендуемых учебных изданий
Основные	<p>1. Сластухин Ю.Н., Ейдеюс А.И., Елисеев Э.Е. Техническая эксплуатация судовых холодильных установок. – М.: Моркнига, 2014.</p> <p>2. Дейнего Ю. Г. Эксплуатация судовых механизмов и систем [Электронный ресурс]: практические советы и рекомендации; учебник по спец. "Эксплуатация судовых энергетических установок" / Ю.Г. Дейнего. - Москва: Моркнига, 2015.</p>
Дополнительные,	<p>3. Правила классификации и постройки морских судов. Том 2. – СПб: РМРС, 2012.</p> <p>4. Иванов А.Е., Иванова С.А. Механика. Молекулярная физика и термодинамика: учебник. – М.: КНОРУС, 2016.</p> <p>5. Правила техники безопасности на судах флота рыбной промышленности СССР, 1991.</p>
	<p>6. Положение о технической эксплуатации судов рыбной промышленности. – Санкт – Петербург – Москва : Гипрорыбфлот – Сервис – «Русская панорама», 1999.</p> <p>7. Правила технической эксплуатации судовых дизелей. – Санкт – Петербург – М.: Гипрорыбфлот – Сервис « Русская панорама». 1999</p> <p>8. Правила технической эксплуатации судовых вспомогательных механизмов. – СПб: Москва: Гипрорыбфлот – Сервис – «Русская панорама». 1999.</p> <p>9. РД 31.21.30-97 Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций. Нормативный документ. Дата введения 1997-07-01. ЗАО "ЦНИИМФ", 1997.</p> <p>10. Курс лекций преподавателей по специальности.</p>
Электронные образовательные ресурсы	<p>11. ЭБС «Book.ru», https://www.book.ru</p> <p>12. ЭБС «ЮРАЙТ», https://www.biblio-online.ru</p> <p>13. ЭБС «Академия», https://www.academia-moscow.ru</p> <p>14. Издательство «Лань», https://e.lanbook.com</p> <p>15. Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека онлайн», https://www.biblioclub.ru</p>
Периодические издания	<p>16. Журнал «Эксплуатация морского транспорта»;</p> <p>17. Журнал «Морской Флот».</p>